Re

Ve
Fa

Nr

216.96, am 13.01.20
s Inhalts im Zusamm

Bei AVL ist die Mobilität der Zukunft schon heute Realität.

WIR UNTERSTÜTZEN UNSERE KUNDEN MIT UMFASSENDEM KNOW-HOW UND MODERNSTEN TECHNOLOGIEN.

Als Partner der weltweiten Automobilindustrie entwickeln wir umweltfreundliche und sparsame Antriebssysteme. Unsere Ingenieure optimieren sowohl den klassischen Otto- und Dieselmotor als auch den elektrifizierten Antriebsstrang mit seinen fünf Elementen – Verbrennungs- und Elektromotor, Batterie, Steuerung und Getriebe. Mit den von uns entwickelten Mess- und Testsystemen sowie hochmodernen Simulationen ermöglichen wir unseren Kunden die effiziente Entwicklung zukunftsweisender Fahrzeuge.

www.avl.com, info@avl.com

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. 799

37. Internationales Wiener Motorensymposium 28.-29. April 2016

veranstaltet vom
Österreichischen Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)
und vom Institut für Fahrzeugantriebe und
Automobiltechnik der Technischen Universität Wien

37th International Vienna Motor Symposium 28-29 April 2016

organized by
the Austrian Society of Automotive Engineers (ÖVK)
and the Institute for Powertrains and
Automotive Technology, Vienna University of Technology

zusammengestellt von / presented by
Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz VDI

USB-Stick
with all papers
in the original version
and in English

in zwei Bänden / in two volumes

VDI verlag

Band 1: erster Tag / **Volume 1:** first day 1

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Lenz, Hans Peter (Hrsg.)
37. Internationales Wiener Motorensymposium 28.-29. April 2016
in zwei Bänden. Band 1: erster Tag; Band 2: zweiter Tag
37th International Vienna Motor Symposium 28-29 April 2016
in two volumes. Volume 1: first day; Volume 2: second day
Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 799. Düsseldorf: VDI-Verlag 2016.
750 Seiten, 705 Bilder, 67 Tabellen.
ISBN 978-3-18-379912-1, ISSN 0178-9449, € 220,00/VDI-Mitgliederpreis € 198,00.

Für die Dokumentation: Neue Ottomotoren – Neue Dieselmotoren – Real Driving Emissions (RDE) – Le Mans – Abgasreinigung – Höchstleistungsmotoren – Brennstoffzellen – Hybrid – Kraftstoffe / CO_2-Verminderung – NFZ-Motoren – Blick in die Zukunft
Dieser zweibändige Bericht macht die Vorträge des 37. Internationalen Wiener Motorensymposiums (28./29. April 2016) einer breiten Öffentlichkeit zugänglich.
Ziel der Wiener Motorensymposien ist es, Themen von besonderer Aktualität auf dem Gebiet des Verbrennungsmotors zu behandeln. Das Werk befasst sich u. a. mit den oben angeführten Themen. Der beiliegende USB-Stick enthält die Vorträge sowohl in der Originalversion als auch auf Englisch.
Herausgeber: Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. H. P. Lenz, Vorsitzender des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK), Wien.

Keywords: New Otto Engines – New Diesel Engines – Real Driving Emissions (RDE) – Le Mans – Emission Control – High Performance Engines – Fuel Cells – Hybrid – Fuels / CO_2 Reduction – Commercial Vehicle Engines – View to the Future

Abstract: This two-volume report makes the presentations of the 37th International Vienna Motor Symposium (April 28-29, 2016) available to a wider audience.
The objective of the Vienna Motor Symposia is to examine current topics of particular interest. Among others, the work examines the above mentioned topics. Included is a USB flash drive containing the presentations in their original form and in English translation.
Edited by Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. H. P. Lenz, VDI, Chairman of the ÖVK (Austrian Society of Automotive Engineers, Vienna).

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek
Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter http://dnb.ddb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek
(German National Library)
The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at http://dnb.ddb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-9449

ISBN 978-3-18-379912-1

https://doi.org/10.51202/9783183799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

VORWORT

Die beiden vorliegenden Bände geben die Vorträge, die anlässlich des 37. Internationalen Wiener Motorensymposiums am 28. – 29. April 2016 gehalten werden, wieder. Der neueste Stand der Motorenentwicklung wird damit von herausragenden Vortragenden präsentiert.

Allen Vortragenden und den sie entsendenden Unternehmen sei auch an dieser Stelle für ihre Beiträge herzlichst gedankt.

Alle Vorträge sind auf dem beigefügten USB-Stick sowohl in der Originalversion als auch in Englisch enthalten.

Die „Literatursuche“ auf der Homepage des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (www.oevk.at) bietet die Möglichkeit, mit Hilfe von Suchbegriffen die Vortragstitel, Autoren und Firmen der vorangegangenen Motorensymposien seit 1981 (Englisch ab 1999) zu finden. Die Liste der Publikationen (Sammelbände der Vorträge der Internationalen Wiener Motorensymposien) 1979 – 2016, die auch die breitere Öffentlichkeit über die Inhalte der Symposien informieren sollen, finden Sie auf der folgenden Seite.

Das 38. Internationale Wiener Motorensymposium findet am 27. – 28. April 2017 statt, wozu schon jetzt herzlich eingeladen wird.

Univ.-Prof. Dr. H. P. Lenz
Vorsitzender des Österreichischen
Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)

FOREWORD

These two volumes contain all the lectures given at the 37th International Vienna Motor Symposium, which took place on 28th and 29th April, 2016. In these lectures, outstanding automotive engineers presented various aspects of state-of-the-art of engine technology.

At this point, I would like to express my heartfelt thanks to all lecturers, as well as the companies they represent, for their contributions to our conference.

The original version as well as the English translations of all lectures are available on the enclosed USB flash drive.

The word-search facility at www.oevk.at – the website of the Austrian Society of Automotive Engineers (ÖVK) – allows direct access to the titles of lectures, together with information on all the authors and companies that have participated in the International Vienna Motor Symposia since 1999 (in German since 1981).

The publications list – which is to be found on the following page – provides an anthology of all lectures presented at the International Vienna Motor Symposia between 1979 and

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2016. It is intended to provide a broader public with additional information on the topics and subject matter dealt with by these conferences.

The 38th International Vienna Motor Symposium is to take place on the 27th and 28th April, 2017, and may I take this early opportunity to extend you an invitation.

Univ.-Prof. Dr. H. P. Lenz
Chairman of ÖVK
(Austrian Society of Automotive Engineers)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

INTERNATIONALE WIENER MOTORENSYMPOSIEN
Liste der Publikationen:

„**1.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
ÖIZ, 124.Jahrgang (1979)

„**2.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.69 (1980)

„**3.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.81 (1981)

„**4.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.103 (1982)

„**5.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.127 (1983)

„**6.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.173 (1985)

„**7.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.74 (1986)

„**8.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.86 (1987)

„**9.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.99 (1988)

„**10.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.122 (1989)

„**11.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.141 (1990)

„**12.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.150 (1991)

„**13.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.167 (1992)

„**14.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.182 (1993)

„**15.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.205 (1994)

„**16.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.239 (1995)

„**17.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.267 (1996)

„**18.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.306 (1997)

„**19.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.348 (1998)

„**20.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.376 (1999)

„**21.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.420 (2000)

„**22.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.455 (2001)

„**23.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.490 (2002)

„**24.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.539 (2003)

„**25.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.566 (2004)

„**26.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.595 (2005)

„**27.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.622 (2006)

„**28.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.639 (2007)

„**29.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.672 (2008)

„**30.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.697 (2009)

„**31.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.716 (2010)

„**32.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.735 (2011)

„**33.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.749 (2012)

„**34.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.764 (2013)

„**35.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.777 (2014)

„**36.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.783 (2015)

„**37.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.799 (2016)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Inhaltsverzeichnis Seiten

Prof. Rupert **Stadler**,
Vorsitzender des Vorstands, AUDI AG, Ingolstadt:
Im Internet der Ringe: Wie Audi das Auto vernetzt
On the Internet of Rings: How Audi Connects the Car Beilage

Ken **Washington** PhD,
Vice President, Research & Advanced Engineering,
Ford Motor Company, Dearborn, MI, USA:
Fahrzeug-, Mobilitäts- und Nachhaltigkeitsstrategien eines global agierenden Fahrzeugherstellers
Vehicle, Mobility, and Sustainability Strategies of a Global OEM Beilage

John **Fuerst**,
Vice President Engineering,
Delphi Powertrain Systems, Bascharage:
Einhaltung der gesetzlichen Vorgaben - Aus der Sicht eines Zulieferers
Delphi's Approach to Real World Compliance Beilage

Gilles **Le Borgne**,
Mitglied des Vorstands, Forschung und Entwicklung,
PSA Peugeot Citroën, Paris:
Auswirkungen zukünftiger Automobiltrends auf Antriebs-Strategien
Impact of Future Automotive Trends on Powertrain Strategies Beilage

Dipl.-Ing. F. **Eichler**, Dr. W. **Demmelbauer-Ebner**, Dr. J. **Theobald**,
Dr. B. **Stiebels**, Dr. H. **Hoffmeyer**, Dipl.-Ing. (FH) M. **Kreft**,
Volkswagen AG, Wolfsburg:
Der neue EA211 TSI®evo von Volkswagen
The New EA211 TSI®evo from Volkswagen 1 - 23

Dipl.-Ing. J. **Königstedt**, Dipl.-Ing. (FH) G. **Bonn**, Dipl.-Ing. C. **Brinkmann**,
Dipl.-Ing. G. **Fröhlich**, Dr.-Ing. T. **Heiduk**, Dipl.-Ing. J. **Jablonski**,
AUDI AG, Neckarsulm / Ingolstadt:
Der neue 3.0l-V6-TFSI-Motor von Audi –
der nächste Meilenstein der TFSI-Technologie
The New 3.0l V6 TFSI Engine from Audi –
the Next Milestone in TFSI Technology 24 - 48

Dipl.-Ing. J. **Kerner**, Dr.-Ing. T. **Günther**, Dipl.-Ing. M. **Werner**,
Dr.-Ing. A. **Kronich**, Dipl.-Ing. M. **Krämer**, Dipl.-Ing. A. **Kramer**,
Dipl.-Ing. C. **Pleuß**, Dipl.-Ing. S. **König**, Dr.-Ing. W. **Liesen**, Dr.-Ing. F. **Maier**,
Dr. Ing. h. c. F. Porsche AG, Weissach:
Der neue V8 Turbomotor von Porsche
The New V8 Turbo Engine from Porsche 49 - 70

Dipl.-Ing. J. **Kerner**, Dipl.-Ing. T. **Wasserbäch**, Dipl.-Ing. M. **Baumann**,
Dipl.-Ing. MBA T. **Brandl**, Dr.-Ing. B. **Kistner**, Dipl.-Ing. M. **Werner**,
Dr.-Ing. R. **Schmidt**, Dr. Ing. h. c. F. Porsche AG, Weissach:
Die neue Boxermotorenfamilie von Porsche
The New Family of Boxerengines by Porsche 71 - 93

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

P. **Fillon**, V. **Beaumesnil**, Automobile Club de l'Ouest, Le Mans:
Die 24h von Le Mans und das WEC, ein Technologielabor für die Automobilindustrie
The 24 Hours of Le Mans and the WEC, a Technological Laboratory for the Automotive Industry 94 - 107

Dr.-Ing. W. **Warnecke**, Dipl.-Ing. MSc B. **Poulet**, J. **Landschof**, A. **Dreyer**, Dipl.-Ing. J. **Müller-Belau**, Shell Global Solutions (Deutschland) GmbH, Hamburg; MEng. G. **Lovett**, Shell Global Solutions UK:
Innovationen von der Rennstrecke auf die Straße: Die Rolle von Kraftstoffen im Motorsport
Innovation from Track to Road: The Role Fuels Can Play in Motorsport 108 - 136

L. **Sassi**, I. **Kitsopanidis**, Ferrari; G. **Lovett**, Shell:
Evolution der Formel 1 Technologie: Mehr Leistung durch verbesserten Wirkungsgrad im heutigen F1 Motor
Evolutions in Formula 1 Engine Technology: Pursuing Performance from Todays Power Unit through Efficiency Beilage

Dr. B. **Fitzsimons** C.Eng FIMechE, B. **Husband** MSc, S. **Leathers** C.Eng MIMechE, J. **McLean** C.Eng MIMechE, I. **Minards** C.Eng FIMechE MBA, Aston Martin, Gaydon:
Der neue Aston Martin DB11 V12 Motor
The New Aston Martin DB11 V12 Engine 137 - 158

Dipl.-Ing. Dr. techn. C. **Landerl**, Dipl.-Ing. J. **Miritsch**, Dipl.-Ing. (FH) M. **Brown**, BMW Group, München:
Der neue BMW 12-Zylinder Ottomotor – überragender Komfort und souveräne Leistungsentfaltung
The New BMW12-Cylinder Petrol Engine – Outstanding Comfort and Superior Performance 159 - 169

Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.-Ing. W. **Dürheimer**, Dipl.-Ing. W. **Netuschil**, Dipl.-Ing. G. **Gries**, Dipl.-Ing. H. **Schnell**, Dipl.-Ing. T. **Fürstenberg**, Dipl.-Ing. A. **Kurowski**, Bugatti Engineering GmbH, Wolfsburg:
Das 16 Zylinder Hochleistungs-Triebwerk im neuen Bugatti – Wege zur erfolgreichen Leistungssteigerung
The 16 Cylinder High Performance Engine in the Next Bugatti – The Route to Further Improve Performance Beilage

Dipl.-Ing. J. **Badur**, Dipl.-Ing. F. **Köhler**, Dipl.-Ing. H. **Schmidt**, TÜV NORD Mobilität GmbH & Co. KG, Essen:
Real Driving Emissions (RDE) – Stand der Diskussion und Umsetzung in die Praxis
Real Driving Emissions (RDE) – Status of Discussion and Practical Implementation 170 - 179

M. R. **Olechiw**, Dr. E. **Nam**, R. **Moran**, K. **Bolon**, United States Environmental Protection Agency, Ann Arbor, MI, USA:
USEPA Programm zur Senkung der CO_2-Emissionen von PKW und leichten Nutzfahrzeugen sowie Vorstellung des Evaluierungsprogramms der langfristigen CO_2-Standards
USEPA Light-Duty Greenhouse Gas Emission Programs and the Midterm Evaluation 180 - 188

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr. T. G. **Vlachos**, Dr. P. **Bonnel**, Dr. M. **Weiss**, Dr. B. **Giechaskiel**, Dr. F. **Riccobono**, Dr. P. **Mendoza-Villafuerte**, Dr. A. **Perujo**, European Commission, Joint Research Centre (JRC), Ispra:
Der Euro 6 RDE Abgastest für Kraftfahrzeuge: Wirksamkeit und praktische Anwendung
The Euro 6 Real-Driving Emissions (RDE) Procedure for Light-Duty Vehicles: Effectiveness and Practical Aspects 189 - 208

Dr.-Ing. H. **Baumgarten**, Dr.-Ing. J. **Scharf**, Dr.-Ing. M. **Thewes**, Dr.-Ing. T. **Uhlmann**, Dipl.-Ing. A. **Balazs**, FEV GmbH, Aachen; M.Sc. M. **Böhmer**, RWTH Aachen University:
Simulationsbasierte Entwicklungsmethode für zukünftige Abgasemissionsgesetzgebung
Simulation-Based Development Methodology for Future Emission Legislation 209 - 231

Dipl.-Ing. P. **Lückert**, Dr. F. **Duvinage**, Dipl.-Ing. (FH) T. **Braun**, Dr. A. **Mackensen**, Daimler AG, Stuttgart:
Abgasnachbehandlung als integraler Bestandteil der Diesel-Motoren-Entwicklung bei Mercedes-Benz
Exhaust Aftertreatment as an Integral Part of the Diesel Engine Development of Mercedes-Benz Beilage

Dipl.-Ing. R. **Brück**, Dipl.-Ing. P. **Hirth**, Dipl.-Ing. B. **Hu**, Dipl.-Ing. C. **Schorn**, Continental Emitec GmbH, Lohmar:
Neue Katalysatorträger-Innovation für die Einhaltung der RDE- und SULEV-30-Grenzwerte
New Catalyst Substrate Innovation for Achieving RDE and SULEV 30 Emission Legislation 232 - 247

M. **Nakagawa**, DENSO EUROPE B. V., Weesp; K. **Yano**, I. **Yamauchi**, DENSO AUTOMOTIVE Deutschland GmbH, Wegberg / Eching; Dr.-Ing. M. **Stapelbroek**, Dr.-Ing. T. **Hülshorst**, FEV GmbH, Aachen; Dipl.-Wirt.-Ing. A. **Nase**, FEV Consulting GmbH, Aachen:
Neue Freiheitsgrade der Hybrid-Antriebsstrangdimensionierung durch prädiktives Energiemanagement
New Degrees of Freedom for Dimensioning of Hybrid Powertrains by Using Predictive Energy Management 248 - 264

Dipl.- Ing. M. **Klietz**, Dipl.-Ing. P. **Wilde**, Dr. oec. publ. A. **Kleczka**, Dipl.-Ing. A. **Rücker**, Dr. M. **Jung**, BMW Group, München:
Wasserstoff Brennstoffzellen Technologie als Schlüsselelement in der Energiewende
Hydrogen Fuel Cell Technology as a Key Element of the Energy Transition 265 - 276

Dipl.-Ing. (FH) H. **Müller**, Dipl.-Ing. (FH) P. **Gutruf**, Dipl.-Ing. M. **Martin**, MAGNA STEYR Engineering AG & Co KG, Graz:
Brennstoffzellen Range-Extender als weiterer Lösungsansatz für große Reichweiten im emissionsfreien Fahrbetrieb
Another Future Solution for Long Driving Range at Zero Emission – Fuel Cell Range Extended EV 277 - 293

Dipl.-Ing. J. **Rechberger**, Dipl.-Ing. M. **Reissig**, Dipl.-Ing. J. **Mathe**, AVL List GmbH, Graz:
Brennstoffzellensysteme für konventionelle Kraftstoffe
Fuel Cell Systems for Conventional Fuels 294 - 304

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der neue EA211 TSI®evo von Volkswagen

Kurzfassung

Schon seit ihrer Einführung im Jahr 2005 sind die TSI-Motoren weltweit Technologie-Vorreiter im Feld der direkteinspritzenden aufgeladenen Ottomotoren. Jetzt baut Volkswagen ihre Stärken weiter aus und sichert ihre Zukunftsfähigkeit. Mit der neuen Baureihe EA211 TSI evo macht die TSI-Technologie einen entscheidenden Entwicklungsschritt. Der neue Motor ist für den konzernweiten Einsatz konzipiert, sein Hubraum wurde auf 1,5 Liter angehoben, und er wird bei seiner Markteinführung in zwei Leistungsstufen von 96 kW und 110 kW angeboten.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

oder optimiert. Dazu gehören das Einspritzsystem mit maximal 350 bar Druck, das innovative Thermomanagement und die im APS-Verfahren (atmosphärisches Plasmaspritzen) beschichteten Zylinderlaufbahnen. Das Motormanagement ist ebenfalls in weiten Bereichen neu konzipiert. Eine besondere Innovation ist die neuartige Füllungssteuerung über eine verstellbare Einlassnockenwelle.

Mit dem neuen EA211 TSI evo sind Wirkungsgradvorteile von bis zu 10% im Vergleich zum bisherigen 1,4l TSI (92 kW) erreichbar. Für den Kunden bedeutet dies einen Verbrauchsvorteil in der Größenordnung von einem Liter auf 100 km. Durch seine Charakteristik eignet sich der neue TSI evo hervorragend für dynamische Motorisierungen vom A00- bis zum B-Segment sowie für Hybrid- und CNG-Konzepte.

1. Einführung

TSI-Motoren von Volkswagen sind weltweit Schrittmacher effizienter Mobilität. Ihre Hubraum- und Leistungsklassen bilden den antriebstechnischen Kern der Marke Volkswagen und des Volkswagen Konzerns. In zahlreichen Konzernbaureihen sind TSI-Motoren erfolgreiche Antriebe. Aufgrund dieser großen Verbreitung in den Märkten steht Volkswagen in der Verantwortung, ihre positiven Eigenschaften hinsichtlich Effizienz, Komfort und Dynamik stetig weiterzuentwickeln und ihre Zukunftsfähigkeit zu sichern. Mit dem neuen EA211 TSI evo macht die seit 2005 erfolgreiche TSI-Technologie einen entscheidenden weiteren Entwicklungsschritt.

Die TSI-Technologie ist Vorreiter im Feld der direkteinspritzenden aufgeladenen Ottomotoren. Beginnend mit dem konsequenten Downsizing in der Baureihe EA111 und der grundlegend neuentwickelten Generation EA211 wurden schrittweise wesentliche Innovationen im Volumenmarkt eingeführt. Meilensteine der Entwicklung sind hier unter anderem die Direkteinspritzung, die Doppelaufladung (TwinCharger), der in den Zylinderkopf integrierte Abgaskrümmer, die indirekte Ladeluftkühlung oder die Zylinderabschaltung ACT (Abb. 1). Der neue EA211 TSI evo schreibt die erfolgreiche Geschichte dieser Baureihe fort. Er demokratisiert weitere innovative Technologien für die Großserie und verschafft damit unseren Kunden signifikante Verbrauchs- und Komfortvorteile.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

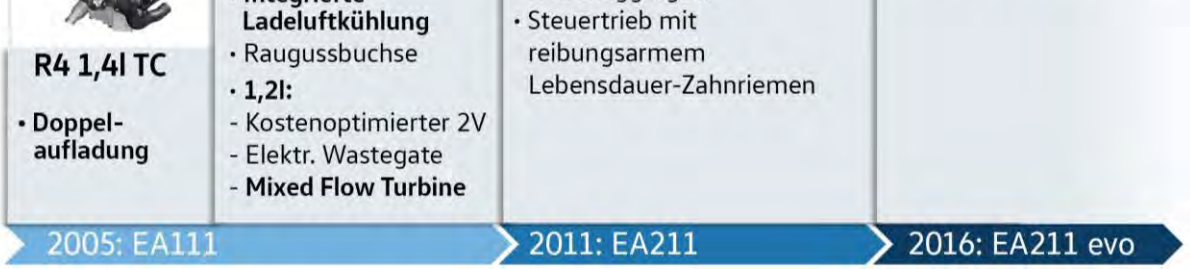


Abb. 1. TSI-Generationen EA111 und EA211

Der TSI evo basiert auf dem bewährten EA211-Baukasten und startet mit 1,5 Liter Hubraum in den Leistungsstufen 96 kW und 110 kW. Er wird im Volkswagen Konzern schrittweise den heutigen EA211 1,4l R4 TSI-Motor ablösen und somit in großen Stückzahlen in den weltweiten Fabriken des Konzerns gefertigt werden (Abb. 2).

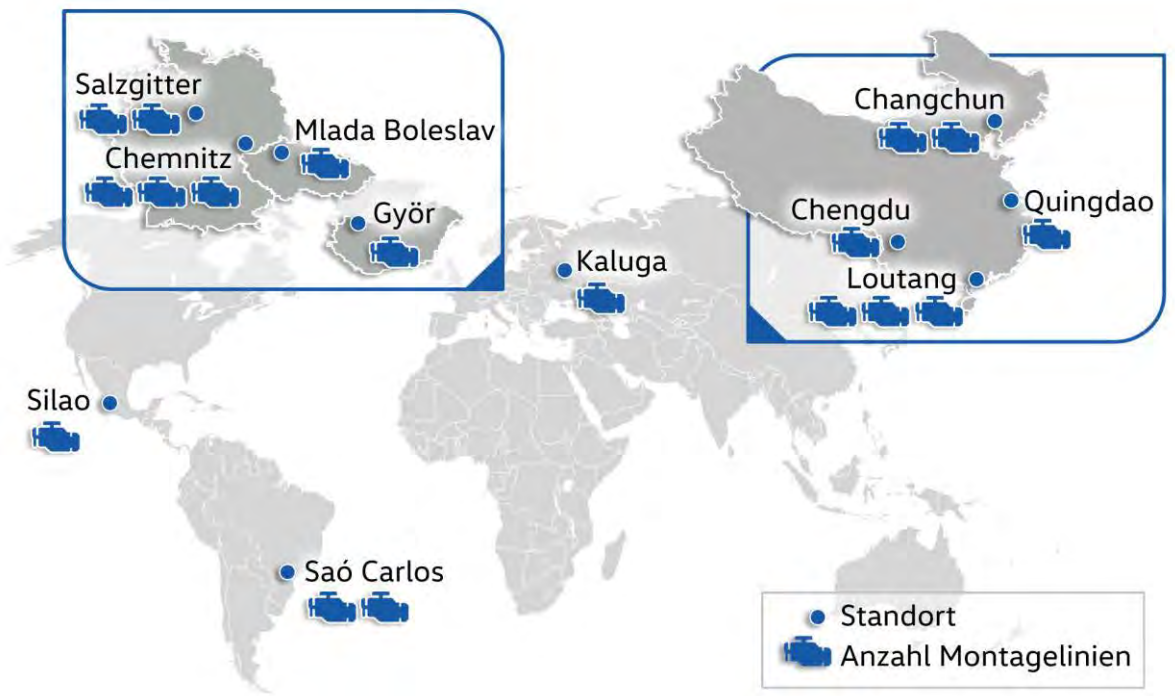


Abb. 2. Weltweite Produktion des EA211 – Standorte und Montagelinien im Jahr 2020

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

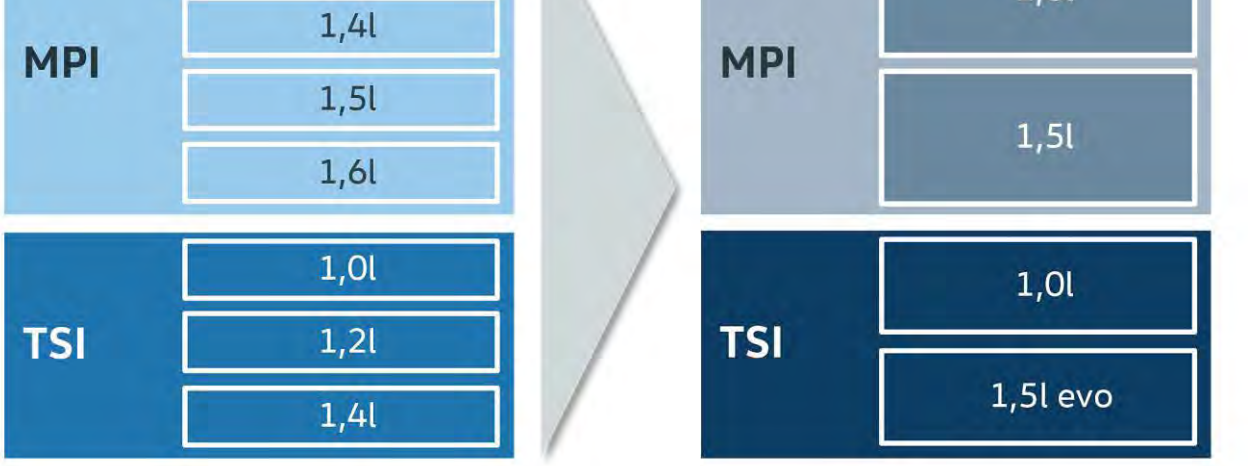


Abb. 3. Hubraumklassen des EA211-Baukastens

2. Rahmenbedingungen und Entwicklungsziele

Die Motivation zur Weiterentwicklung des EA211-Baukastens entstand unter dem Eindruck der sich zunehmend verschärfenden Verbrauchs- bzw. CO_2-Gesetzgebung in den wichtigsten Absatzmärkten. Im Mittel wird in den drei großen Regionen Nordamerika, China und Europa eine Senkung des durchschnittlichen Flottenverbrauchs von ca. vier bis fünf Prozent jährlich gefordert. Infolgedessen sind zur Einhaltung der entsprechenden Flottengrenzwerte große Technologiesprünge bei den Verbrennungsmotoren und der Ausbau elektrifizierter Antriebe notwendig.

Bei der Weiterentwicklung der Ottomotoren steht für Volkswagen besonders die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs im Kundenbetrieb im Fokus. Neue Brennverfahren und Aufladetechnologien, die auch in höheren Last- und Drehzahlbereichen wirksam sind, zielen auf eine Reduktion des Trade-off zwischen Kunden- und Normverbrauch ab. Daher wurde die Entwicklung des neuen TSI evo gezielt auf einen hohen Motorwirkungsgrad in weiten Bereichen des motorischen Kennfelds außerhalb des typischen NEFZ-dominierten Teillastgebiets ausgerichtet. Darüber hinaus erfordern insbesondere die neuen Richtlinien für Partikelemissionen in Kombination mit hochlastigen Fahrzyklen eine gesamtheitliche Optimierung des kompletten Triebwerks, des Brennverfahrens und der Kraftstoffeinspritzung.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Vorfeld der Entwicklung des neuen TSI evo fanden umfangreiche Voruntersuchungen zur Analyse und Bewertung der Potenziale unterschiedlichster verbrauchsreduzierender Technologien statt. Das sogenannte Miller-Brennverfahren in Kombination mit einer Erhöhung der Verdichtung erwies sich dabei als zielführendes Konzept zur signifikanten Absenkung des Kraftstoffverbrauchs – insbesondere in den für Kunden relevanten Last-Drehzahl-Bereichen.

Das Miller-Brennverfahren kann in den bestehenden EA211 Motorbaukasten ohne grundlegende Änderung des Triebwerks optimal integriert werden und lässt sich ideal mit der Aufladung durch einen Abgasturbolader – insbesondere mit variabler Turbinen-geometrie – kombinieren. Des Weiteren erschließt sich durch die Kombination von Miller-Brennverfahren und Zylinderabschaltung in der Teillast des Motors nahezu das maximale theoretische Entdrosselungspotenzial, weshalb auf zusätzliche Ventiltriebsvariabilitäten verzichtet werden kann. Das Miller-Brennverfahren – als Lambda=1-Konzept ausgeführt – hat zudem den Vorteil, dass auf eine zusätzliche NO_x-selektive Abgasnachbehandlung verzichtet werden kann.

Bei der Entwicklung und Auslegung des neuen TSI evo in der Leistungsklasse bis 96 kW wurde das Miller-Brennverfahren in Verbindung mit der Verdichtungserhöhung konsequent umgesetzt. Darüber hinaus sind weitere Technikmodule für den TSI evo-Baukasten entwickelt worden, die sowohl die Reibung des Motors reduzieren als auch den Komfort verbessern.

Der EA211 TSI evo basiert auf der Grundarchitektur der EA211-Motorenfamlie, die beste Voraussetzungen für das neue Brennverfahren bietet. Die gemeinsamen Kennzeichen aller Motoren der Baureihe EA211 sind:

- die Vierventiltechnik,
- das Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse,
- der im Zylinderkopf integrierte Abgaskrümmer,
- die indirekte Ladeluftkühlung und
- der Nockenwellenantrieb mittels Zahnriemen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abb. 4. Die wesentlichen Technikbausteine des EA211 TSI evo

Die Bohrung des EA211 TSI evo misst entsprechend dem EA211 1,0l TSI 74,5 Millimeter; sie stellt das zukünftige Einheitsmaß dar. Der Hub beträgt 85,9 Millimeter, woraus sich ein langhubiges, unter Berücksichtigung von Thermodynamik, Akustik und Performance optimales Hub-/Bohrungsverhältnis von 1,15 ergibt.

	1,5l TSI evo 96 kW
Leistung	96 kW bei 4.750 - 5.500 1/min
Max. Drehmoment	200 Nm bei 1.300 - 4.500 1/min
Hubraum	1498 cm^3
Bohrung	74,5 mm
Hub	85,9 mm
Verdichtung	12,5
Öffnungsdauer ENW (bez. auf 1mm Ventilhub)	150° KW
Öffnungsdauer ANW (bez. auf 1mm Ventilhub)	180° KW
Kraftstoff	ROZ 95 E10

Abb. 5. Motordaten des EA211 1,5l TSI evo

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

optimale Umsetzung des Miller-Brennverfahrens angepasst. Das bewährte Prinzip des in den Zylinderkopf integrierten Abgaskrümmers wurde beibehalten. Die Einlassnockenwelle wird im Gegensatz zum EA211 über einen schnellen hydraulischen Nockenwellensteller mit einem zentralen Stellventil verstellt. Die hohe Verstellgeschwindigkeit von bis zu 300° KW pro Sekunde unterstützt die Dynamik der Füllungssteuerung.

Die Zylinderabschaltung ACT, eine weitere Baugruppe aus dem EA211-Baukasten, wurde verbessert und gelangt mit dem TSI evo in großer Stückzahl in die Serie. Auch sie zahlt auf das Effizienzkonto des Aggregats ein und stellt ein wichtiges vom Kunden erlebbares Feature dar. Bis in Bereiche mittlerer Last schließt sie die Ein- und Auslassventile der Zylinder 2 und 3, zugleich wird die Einspritzung deaktiviert.

Das neue kennfeldgeregelte Kühlungsmodul ermöglicht ein effizientes Thermo-management des Motors. Unter anderem kann mit Hilfe des Kühlungsmoduls in der Aufwärmphase für stehendes Wasser im gesamten Motor bzw. im Zylinderkurbelgehäuse gesorgt werden. Die damit einhergehende schnelle Erwärmung des Motors verbessert den Heizungskomfort im Innenraum und reduziert die Reibung des Motors im Warmlauf zusätzlich. Ein weiterer Vorteil des kennfeldgeregelten Kühlungsmoduls besteht darin, dass der Motor im gesamten Betriebsbereich optimal bedarfsgerecht gekühlt werden kann.

Eine weitere Maßnahme beim TSI evo ist ein umfangreiches Reibungspaket. Es umfasst u.a. eine kennfeldgeregelte, vollvariable Ölpumpe, eine Polymer-Beschichtung des ersten Hauptlagers der Kurbelwelle sowie die Umstellung auf niedrigviskoses Öl der Klasse 0W-20.

Eine Weltneuheit beim TSI evo ist der Einsatz eines Abgasturboladers mit elektrisch verstellbarer Turbinengeometrie (VTG-ATL). Auch bei der indirekten Ladeluftkühlung wurde eine Neuerung realisiert. Anders als beim EA211 ist der Kühler nach dem Verdichteraustritt im Druckrohr vor der Drosselklappe platziert, die auf diese Weise mitgekühlt wird. Durch die neue Einbaulage gelingt es, im weiterhin sehr kompakten Package die Größe und Leistungsfähigkeit des Kühlers zu erhöhen. Er ist damit in der Lage, die Temperatur der Ladeluft bis auf 15 Kelvin über dem Niveau der Umgebungsluft abzusenken.

Bei der Einspritzanlage kommt zum ersten Mal das Volkswagen-Direkteinspritzungs-System der vierten Generation zum Einsatz. Durch eine Optimierung des Gesamtsystems und seiner Komponenten gelang es, den Einspritzdruck auf 350 bar zu steigern. Aufgrund der damit einhergehenden verringerten Tröpfchengröße verbessert sich die

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zur Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrades in kundenrelevanten Betriebspunkten wurde für den neuen EA211 TSI evo das TSI-Brennverfahren weiterentwickelt. Die Basis dieser Entwicklung ist die konsequente Umsetzung des Miller-Verfahrens in einem TSI-Motor und der daraus entstehenden Anforderungen an einen weltweit einsetzbaren, effizienten und dynamischen Antrieb.

Dafür wurden vier zentrale Entwicklungsziele konsequent umgesetzt:

- Die Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses zur Steigerung des Wirkungsgrades im kundenrelevanten Betrieb,
- die Reduzierung der Kompressionsendtemperatur durch frühes Einlassschließen (FES) und einer damit einhergehenden Expansionskühlung im Ansaugtakt (Abb. 6),
- die Optimierung der Ladungsbewegung für einen schnellen Flammenfortschritt zur Reduzierung der Klopfneigung bei hohen spezifischen Lasten,
- die Erhöhung der Ladungsdichte durch effiziente Abgasturboaufladung.

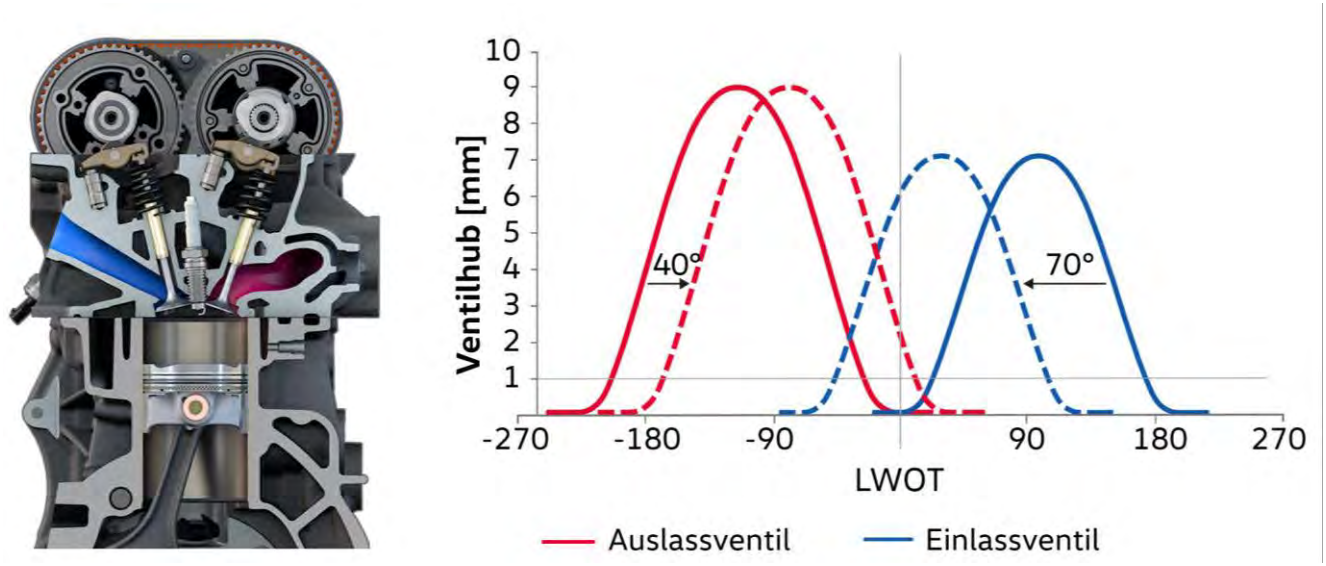


Abb. 6. Steuerzeiten des TSI evo-Brennverfahrens

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

legungsphilosophie hat sich bei TSI-Motoren der Marke Volkswagen bis hin zum Motorsport bewährt.

Zur Vermeidung eines Einbruchs der Tumblesträmung bei kleinen Ventilhüben während des frühen Einlassschließens (FES) wird eine Brennraummaskierung eingesetzt. Mit entsprechenden Versuchen am Strömungskomponentenprüfstand konnte gezeigt werden, dass bereits ab ca. 1 mm Ventilhub eine konstant hohe Tumblebewegung erzeugt wird. Dieses Strömungsverhalten ist essentiell für die Stabilität der Ladungsbewegung bis hin zur Dissipation im Zünd-OT.

Um das verkürzte Einlassevent möglichst optimal zur Erzeugung von gerichteter Ladungsbewegung zu nutzen, ist eine Erhöhung der Kolbengeschwindigkeit ab der zweiten Hälfte des Ansaugtaktes vorteilhaft. Aus diesem Grund wurde für den EA211 TSI evo das Hub-/Bohrungsverhältnis unter Berücksichtigung der Anforderungen an NVH (Noise, Vibration and Harshness) und Massenträgheit des Laufzeugs auf 1,15 erhöht.

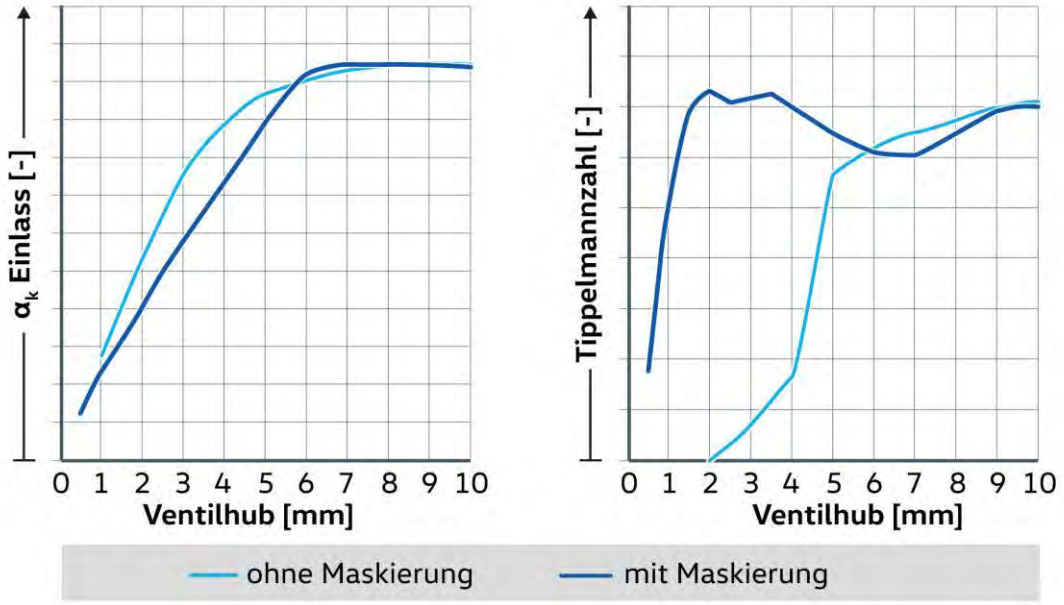


Abb. 7. Strömungskennwerte des EA211 TSI evo mit und ohne Maskierung

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Vertiefung der Ventiltaschen im Kolben,
- die Strömungsführung über tangentiale Brennraumschultern,
- eine ebene Kolbenoberfläche mit leichter Mulde zur Unterstützung der Ladungsbewegung und Gemischbildung,
- die leicht dezentrale Zündkerzen-Position mit gerichtetem Einbau der Zündkerze für eine robustere Entflammung. Sie sorgt für das gleichschnelle Erreichen der wandnahen Bereiche durch die Flammenfront und damit für die Vermeidung von Klopfnestern.

Abb. 8. Einlasskanal und Brennraum des EA211 1,5l TSI evo

4.4 Ganzheitliche virtuelle Brennverfahrensentwicklung

Basis der Entwicklung des TSI evo-Brennverfahrens war die Konzeptarbeit im Rahmen einer virtuellen Brennverfahrensentwicklung mittels Computational Fluid Dynamics (CFD). Hierbei kommt in der Aggregateentwicklung der Volkswagen AG eine gemeinsam mit der Konzernforschung entwickelte Toolkette zum Einsatz (Abb. 9). Sie beginnt mit konzeptionellen 0D-Auslegungen und reicht über weiterführende 1D-Arbeitsprozesssimulationen zur Bewertung von Aufladekonzepten und

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abb. 9. CFD-Entwicklungsprozess

Neben kommerziellen Berechnungstools werden dafür von der Konzernforschung speziell für TSI-Motoren entwickelte Tools eingesetzt. Dies sind etwa Mehrkomponentenkraftstoff-Modelle sowie Verbrennungsmodelle zur Prädiktion von Selbstzündungswahrscheinlichkeiten und Emissionsentstehung.

Zur Validierung der CFD-Modelle und zur Analyse der thermodynamischen Parameter wurde der Entwicklungsprozess durch den gezielten Einsatz optischer Messtechnik gestützt. Unter anderem erfolgten umfassende Spray- und Tröpfchengrößenanalysen zur präzisen Erstellung des CFD-Kraftstoffmodells. Die Simulation wurde durch Messungen am Einzylinder-Glasringmotor zur Visualisierung von Strömung, Gemischbildung und Verbrennung gestützt. Eine weitere Validierung erfolgte durch den Einsatz von Lichtleiterzündkerzen am Vollmotor zur gesamtheitlichen Analyse des Brennverfahrens und der Applikation.

Neben der Grundauslegung der Zylinderinnenströmung und der damit verbundenen Optimierung von Einlasskanal, Brennraumdach und Kolbenoberfläche stand die Anpassung des Kraftstoffsprays im Fokus der virtuellen Vorentwicklung. Auch der Einfluss des Raildrucks auf das Spraybild wurde intensiv betrachtet. So gelingt es mit CFD, ein Fünf-Loch-Spraybild für die optimale Interaktion von Luft und Kraftstoff zu entwickeln (Abb. 10).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abb. 10. CFD-Simulation der Ladungsbewegung und Einspritzung

Abb. 10 zeigt eine CFD-Simulation der Ladungsbewegung. Die Tumbleströmung ist stabil, das Spray wird von der Ladung umschlossen, was eine Wandbenetzung verhindert. Die in Abb. 11 dargestellte nahezu sphärische Flammenausbreitung bewirkt, dass die wandnahen Bereiche im Brennraum gleichschnell erreicht werden. Potenzielle Klopfnester im Bereich der Auslassventile werden vor dem Einsetzen einer Selbstzündung durch die Flammenfront erreicht. Die Robustheit des Brennverfahrens des neuen TSI evo gewährleistet zudem den Betrieb auch bei geringerer Kraftstoffqualität.

Abb. 11. Verbrennungsablauf mit sphärischer Flammenausbreitung im Brennraum

4.5 Ladungswechselstrategie

Das wesentliche Merkmal des Miller-Verfahrens ist das frühe Schließen der Einlassventile zur Erreichung einer Expansionskühlung im Ansaugtakt. Die so verringerte Kompressions-Endtemperatur führt zu einem entscheidenden Wirkungsgradvorteil aufgrund einer deutlich geringeren Klopfneigung (Abb. 12). Gleichzeitig folgen aus dem realen motorischen Betrieb weitere Anforderungen an die Einlasssteuerbreite und die Variabilität der Phasenlage der Einlassnockenwelle.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abb. 12. Abhängigkeit der Verbrennungsschwerpunktlage vom Einlassschließt-Zeitpunkt

In Kombination mit frühem Einlassöffnen (FEOE) erfolgt das Einlassschließen im Bereich nach der maximalen Kolbengeschwindigkeit (90° KW nach Ladungswechsel-OT). Dies ist spät genug, um eine hinreichend ausgeprägte Ladungsbewegung, ein ausreichend breites Einspritzapplikationsfenster und eine ausreichend hohe Frischluftmasse im Brennraum zu ermöglichen. Ebenso wird Frischluftspülen durch zu frühes Einlassöffnen vermieden.

In der Referenzposition der verstellbaren Nockenwelle wird der Einlass nicht später als bei UT geschlossen, um einen eindeutigen Gradienten für die Füllung über die Einlassnockenwelle zu erhalten (Abb. 13). Dies ist eine Voraussetzung für die Füllungsregelung über die Einlass-Schließt-Position. Zudem sorgt die minimale Ventilüberschneidung für hohe Laufruhe bei geringen Leerlaufdrehzahlen.

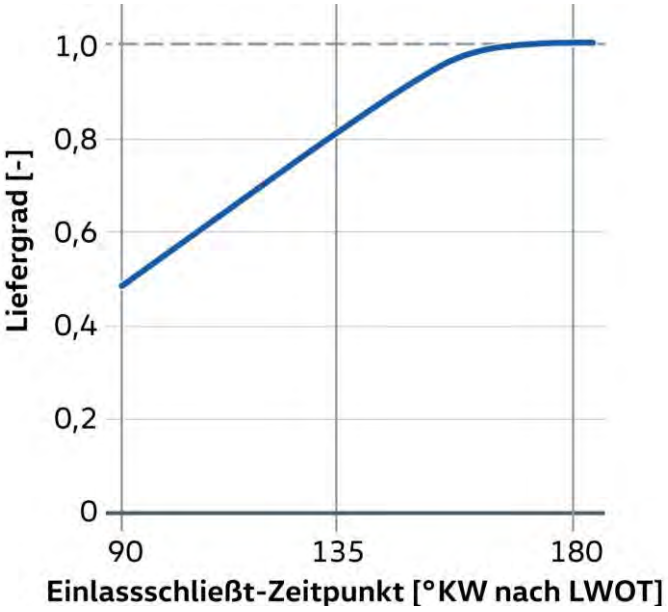


Abb. 13. Abhängigkeit des Liefergrades vom Einlassschließt-Zeitpunkt

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.6 Aufladesystem mit VTG

Aufgrund des frühen Einlassschließen (FES) beim Miller-Brennverfahren reduziert sich der Liefergrad gegenüber einem Motor mit Standardsteuerzeiten. In der Teillast trägt die daraus resultierende Entdrosselung zum Verbrauchsvorteil des TSI evo bei. Ein hoher Ladedruck gleicht die Auswirkungen des konzeptbedingt geringeren effektiven Hubvolumens zur Erzeugung eines hohen Low-end Torques aus. Dies stellt besonders bei niedrigen Motordrehzahlen sehr hohe Anforderungen an das Aufladesystem, die unter besonderen Bedingungen wie Hitze und Höhe noch ansteigen.

Abb. 14. Turbolader mit variabler Turbinengeometrie

Ein Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG-ATL, Abb. 14) bietet durch die betriebspunktoptimale Anpassung der Turbinen-Durchflusscharakteristik einerseits die Möglichkeit, bereits ab geringen Motordrehzahlen eine sehr hohe Turbinenleistung und damit einen hohen Ladedruck bereitzustellen. Besonders im dynamischen Fahrbetrieb und vor allem ohne die Nutzung der dynamischen Ventilüberschneidung (Scavening) kommen hier die Vorteile der VTG voll zum Tragen. Zudem hilft die Vermeidung eines Wastegate-Massenstroms, den Abgasgegendruck im Nennleistungsbereich zu senken und damit

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

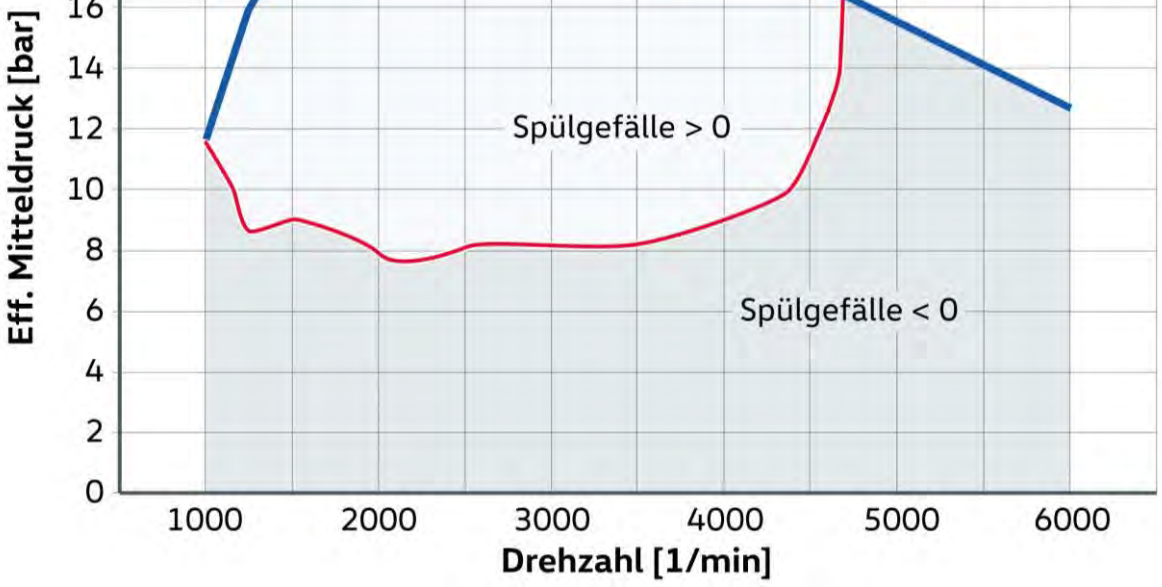


Abb. 15. Spülgefälle im Motorkennfeld des EA211 1,5l TSI evo

Die Ladungswechelstrategie hat eine direkte Rückkopplung auf die erreichbare Performance des ATL. Die schnelle Verstellung der Einlassnockenwelle unterstützt seine Dynamik durch die bedarfsgerechte Variation des Luftaufwands beziehungsweise der Motorschlucklinie. Beispielsweise kann durch die Verstellung der Einlassnockenwelle nach Spät der Luftaufwand und damit die Füllung kurzfristig maximiert werden. Der damit verstärkte Aufstaueffekt der VTG-Turbine in Kombination mit einem reduzierten Massenträgheitsmoment des ATL führt zu einem sehr spontanen Ansprechverhalten (Abb. 16).

Aufgrund der Entdrosselung, die das TSI evo-Brennverfahren mit sich bringt, ergibt sich in der Teillast eine geringere Totzeit im Grundlastsprung. Der Ladedruckaufbau erfolgt linear, weil die Turbinenleistung primär über das Druckverhältnis gebildet und Scavenging vermieden wird. Die VTG-Technologie bildet damit einen integralen Bestandteil des TSI evo-Brennverfahrens.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

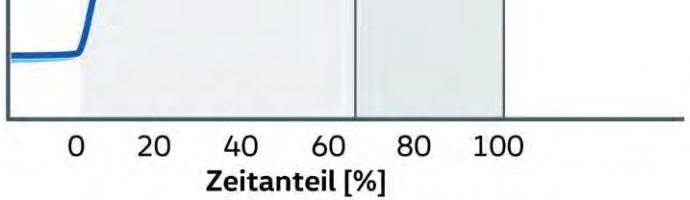


Abb. 16. Vergleich des Drehmomentaufbaus zwischen EA211 und EA211 TSI evo

Bei der Auslegung des VTG-ATL wurde das Ziel möglichst guter Wirkungsgrade sowohl im Low-End Torque-Bereich als auch im Nennleistungsbereich erreicht. Die Verdichterauslegung muss zudem den hohen Anforderungen beim Hitze- und Höhenbetrieb des Motors mit Miller-Brennverfahren Rechnung tragen. Für die thermodynamische Abstimmung des Turboladers wurden frühe 0D-Auslegungen durch aufwändige 1D-Berechnungen ergänzt. Die hierfür benötigte Kennfelddatenbasis wurde auf Heißgasprüfständen erfasst. Die finale Definition des ATL erfolgte auf Basis von Messungen am Motorprüfstand sowie im Fahrzeug.

Da das frühe Einlassschließen (FES) die effektive Verdichtung im Brennraum reduziert, wird beim TSI evo ein Teil der Verdichtungsarbeit auf den Lader übertragen, wodurch die Ladelufttemperatur am Verdichteraustritt ansteigt. Die effiziente Ladeluftkühlung kühlt die vorverdichtete Frischluft und führt damit zu einer reduzierten Verdichtungsendtemperatur im Zylinder und diese wiederum – gemeinsam mit der optimierten Brennraumkühlung – zu günstigen Schwerpunktlagen. Dies senkt das Niveau der Abgastemperatur, wozu auch das günstige Expansionsverhältnis (resultierend aus FES und hoher Verdichtung von 12,5:1) und der in den Zylinderkopf integrierte Abgaskrümmer beitragen.

Damit kann mit einer maximalen Abgastemperatur von 880° C ein Luftverhältnis von λ=1 im gesamten Kennfeld dargestellt werden. Dieses Temperaturniveau ist nur geringfügig höher als das bei Dieselmotoren übliche. Daher konnte die Konstruktion des VTG-ATL ähnlich der eines TDI Motors gehalten werden, wobei konstruktive Anpassungen für den Betrieb am TSI evo vorgenommen wurden. Hierzu gehören ein optimiertes Schaufellagespiel, Leitschaufeln aus einer Ni-Basislegierung, eine neue reibungs-optimierte, 0W20-fähige ATL-Lagerung inklusive wassergekühltem Lagergehäuse, ein trägheitsoptimiertes Turbinenrad sowie ein schnell und präzise arbeitender elektrischer Steller.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abb. 17. Einspritzsystem mit 350 bar Einspritzdruck

Beim Einspritzsystem kommt zum ersten Mal die Volkswagen-Direkteinspritzung der 4. Generation zum Einsatz. Durch die Optimierung des Gesamtsystems und der Einzelkomponenten gelang es, den Einspritzdruck auf 350 bar zu steigern und folgende Vorteile umzusetzen:

- Verbesserung der Gemischbildung durch reduzierte Tröpfchengröße,
- Erhöhung des Einspritzimpulses,
- optimierte Mengenspreizung bei reduzierten Toleranzen,
- präzise Kleinstmengenzumessung für Schwachlast und Mehrfacheinspritzung,
- kurze Einspritzdauer für optimale Gemischbildung bei Volllast und Nennleistung.

Der Antrieb der Hochdruckpumpe wurde auf die Auslassnockenwelle verlegt. Die damit erreichte Entkopplung vom dynamischen Einlasssteller verbessert die Regelgüte und reduziert die hydraulischen Schwingungen im System.

Hochdruckpumpe und Rail

Besondere Beachtung fand in der Entwicklung der Hochdruckpumpe die Anpassung des Durchmessers des Pumpennockens auf den Systemdruck von 350 bar. Dafür wurden die mechanischen Belastungen und die Reibung gezielt optimiert. Das Pumpenvolumen wurde dann über die Auslegung des Pumpenhubs spezifisch auf den EA211 TSI evo ausgelegt. Bei der Systemauslegung wurden ebenfalls die reduzierten Leckageverluste und ein verbesserter Wirkungsgrad der Hochdruckpumpe berücksichtigt. Beim Hochdruckrail handelt es sich um ein vollbearbeitetes Schmiedeteil. Dadurch reduzieren sich die Einbautoleranzen der Injektoren, das bewährte O-Ring-Dichtkonzept wurde mit optimierten Durchmessern noch robuster ausgelegt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- erweiterte Mehrfacheinspritzung (max. 5-fach)

erzielt werden. Das bewährte Fünf-Loch Spray des EA211 TSI wurde weiterentwickelt, indem die Massenverteilung der Einzelstrahlkeulen mittels lochindividueller Durchmesser optimiert wurde. Dadurch konnte eine konsequente Sprayauslegung auf die Zielparameter von Target und Penetration zur Reduzierung der Emissionen und Bauteilbenetzung umgesetzt werden (Abb. 18).

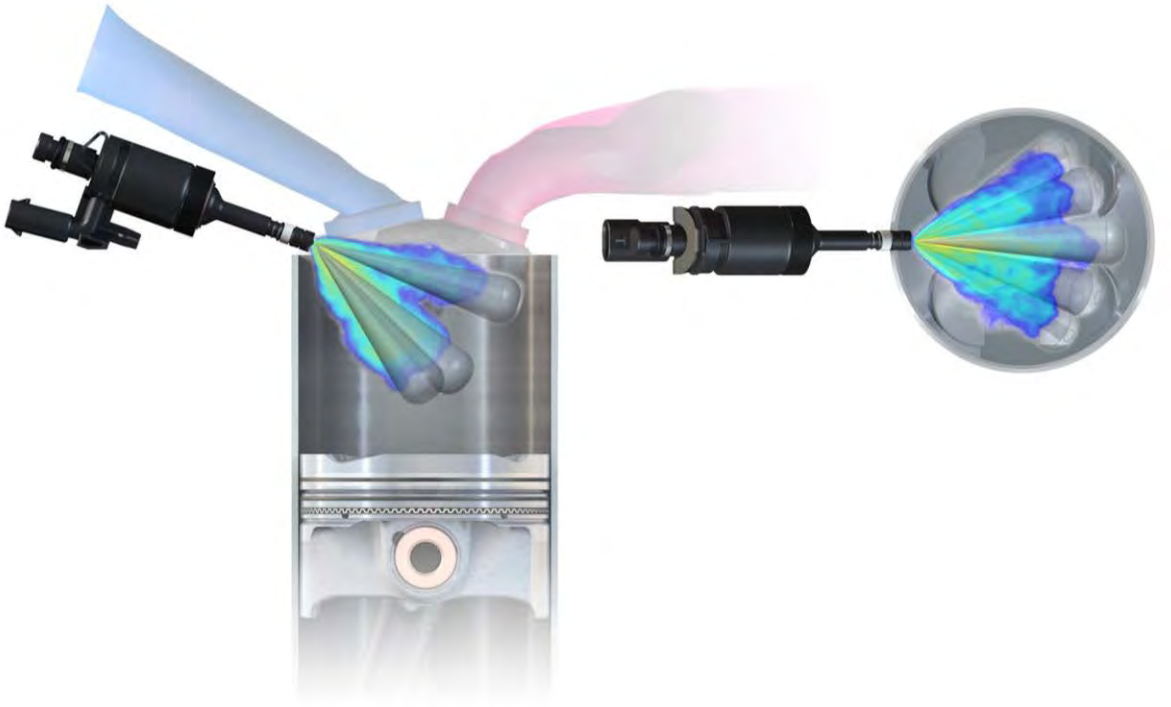


Abb. 18. Auslegung des Spraytargets im Brennraum

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Drosselklappe werden mittels einer Mehrgrößenregelung koordiniert. Dieses modulare Motormanagement reduziert in weiten Kennfeldbereichen die Eingriffe in Zündung und Einspritzung, woraus sich Effizienzvorteile ergeben.

Neben der optimalen Nockenwellenposition müssen zahlreiche thermodynamische Sollwerte durch die Applikation abgedeckt sein, sie werden permanent mit einem numerischen Modell abgeglichen und miteinander koordiniert.

Zur genauen Berechnung der Zylinderfüllung bedarf es einer exakten Kenntnis der Ventilsteuerzeiten. Aufgrund des Schließens der Einlassventile bei hoher Kolbengeschwindigkeit nehmen die Steuerzeiten der Einlassnockenwelle besonders großen Einfluss auf die Frischluftfüllung. Zur Erhöhung der Präzision der Zylinderfüllungserfassung werden bei der Produktion des Ventiltriebsmoduls des TSI evo Abweichungen der Nockenwelle und des Nockenwellengeberrads zur Referenz erfasst und in Form eines Data Matrix Codes (DMC) per Laser in die Zylinderkopfhaube eingebrannt. Dieser Code wird später ins Steuergerät eingelesen, das die Abweichungen bei der Berechnung der Zylinderfüllung berücksichtigt.

Zur genauen Berechnung der Zylinderfüllung ist zudem die Kenntnis des Abgasgegendrucks erforderlich, der beim EA211 TSI evo mittels Abgasgegendrucksensor ermittelt wird. Weiterhin wird ein Luftmassenmesser zur Adaption des Füllungsmodells genutzt.

Beim EA211 TSI evo kommt eine neue Steuergeräte-Generation von Bosch zum Einsatz. Sie arbeitet mit einem Mehrkernprozessor und einem auf mehr als 4 MB vergrößerten Flashspeicher.

Software

Bei der Software wurden zentrale thermodynamische Grundfunktionen durch bedarfsorientierte Eigencodemodule umgesetzt (Abb. 19). Daher erhöht sich der Eigenanteil an Software von Volkswagen deutlich: Im Vergleich zum EA211 wurden etwa 75 % der Module weiterentwickelt, die Zahl der applizierbaren Label ist um zirka 50 % gewachsen. Die Entwicklung der neuen Prozesse und Tools führte zu einer intensiven Vernetzung zwischen der Funktionsentwicklung, der Vorentwicklung und der Serienapplikation. Der hohe Messaufwand ließ sich durch eine deutliche Ausweitung der automatisierten Prüfläufe bewältigen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abb. 19. Grundfunktionen der Motorsteuerung des EA211 1,5l TSI evo

Die von Volkswagen entwickelten Softwarepakete besitzen hohes Synergiepotenzial und können bei unterschiedlichen Systemlieferanten eingesetzt werden. Sie betreffen ganz oder in Teilbereichen

- die Füllungserfassung,
- den Kraftstoffpfad,
- die Füllungssteuerung,
- die Momentenkoordination,
- die Basis-Zündwinkelberechnung,
- die Ladedruckregelung,
- die Betriebsartenkoordination,
- den ACT-Betrieb und
- die beschleunigungsbasierte E-Gas-Überwachung.

Das Kennfeld-gesteuerte Kühlungsmodul ist eng in das Motormanagement eingebunden. Hier können Motortemperaturen gezielt eingestellt werden, beispielsweise eine Absenkung in der Volllast, um die Klopfneigung zu reduzieren. Bei der vollvariablen Ölpumpe stellt ein neu eingeführter Öldrucksensor die Führungsgrößen bereit. Die Ladedruckregelung für den VTG-Turbolader nutzt ebenfalls den p3-Drucksensor vor der Turbine. Dadurch ist sichergestellt, dass während des Ladedruckaufbaus optimale Abgasgegendrücke eingehalten werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

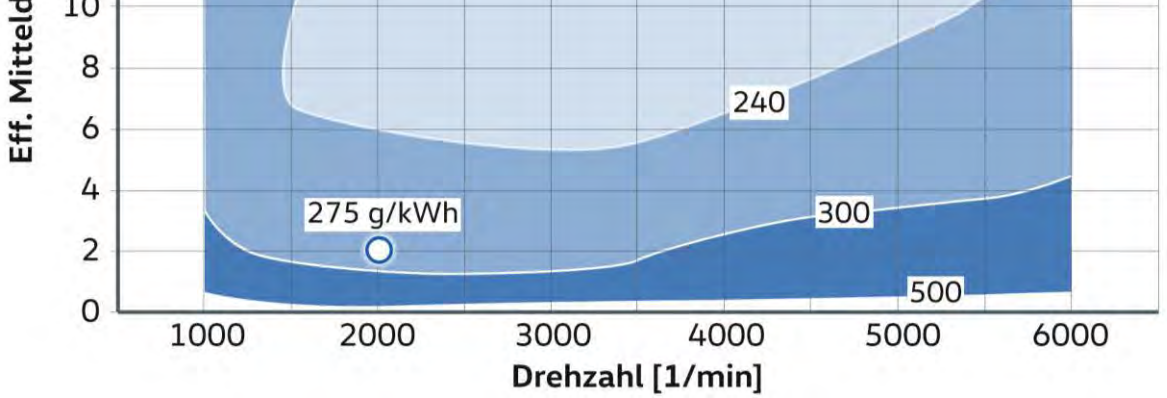


Abb. 20. Spezifisches Verbrauchskennfeld des EA211 1,5l TSI evo

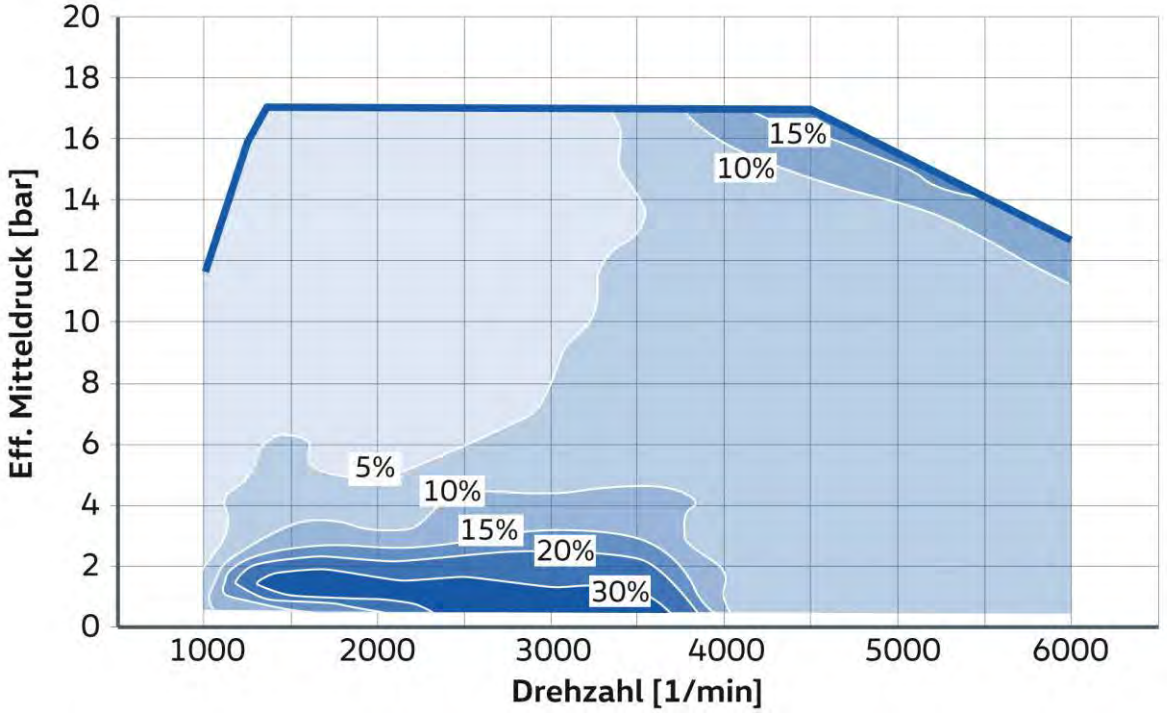


Abb. 21. Differenzkennfeld Verbrauch EA211 1,4l TSI 92 kW vs. EA211 1,5l TSI evo 96 kW (Relative Differenz effektiver Kraftstoffverbrauch, Vorteil TSI evo [%])

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abb. 22. Volllastdiagramm des EA211 1,5l TSI evo

Ausgedehnte Prüfstandsläufe belegen, dass mit dem neuen EA211 TSI evo Wirkungsgradvorteile von bis zu 10 % im Vergleich zum aktuellen 1,4l TSI mit 92 kW erreicht werden. Im kundenrelevanten Betrieb erreicht der 1,5l TSI einen Verbrauchsvorteil von bis zu einem Liter auf 100 km (Abb. 21). An seinem Nennleistungs-Punkt von 96 kW erzielt er einen spezifischen Kraftstoffverbrauch von 238 g/kWh, im Bestpunkt sind es 222 g/kWh, und im typischen Vergleichspunkt bei Motordrehzahl 2.000 1/min und 2 bar effektivem Mitteldruck erreicht der Motor einen spezifischen Kraftstoffverbrauch von 275 g/kWh (Abb. 20).

Für den Kunden bringt der TSI evo neben dem Sparspaß auch Spaß am Fahren. Das maximale Drehmoment von 200 Nm steht schon ab 1.300 1/min bereit, das Ansprechverhalten ist spontan und harmonisch (Abb. 22). Die Totzeit im Grundlastsprung ist gering, bei 1.500 1/min ist die Lastsprungzeit nochmals um 35 % kürzer als beim bereits dynamischen EA 211.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Bei der Entwicklung des neuen TSI evo, der 2016 im Volkswagen Konzern debütiert, wurden die gesteckten Ziele voll und ganz erreicht. Durch die konsequente Umsetzung des Miller-Brennverfahrens an einem TSI-Motor mit VTG-ATL und in Kombination mit Innovationen im Thermomanagement und umfassender Reibungsreduzierung erreicht der EA211 TSI evo im kundenrelevanten Betrieb deutliche Verbrauchsvorteile. Im Vergleich zum Vorgängermotor EA211 konnten die CO_2-Emissionen in weiten Bereichen des Kennfeldes um bis zu 10 % gesenkt werden.

Zugleich bietet der neue TSI evo eine hervorragende Ausgangsbasis für dynamische Motorisierungen, wobei das Spektrum von der A00-Reihe bis zum B-Segment reicht. Dabei eignet er sich auch für Hybrid- und CNG-Konzepte exzellent.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Modularen Baukasten von Volkswagen", MTZ 11/2014

[4] Dipl.-Ing. H. Jelden, Dipl.-Ing. N. Pelz, Dipl.-Ing. H. Haußmann, Dipl.-Ing. M. Kloft, Volkswagen AG, Wolfsburg, „Der Plug-In-Hybrid-Antrieb des VW Passat GTE“, MTZ 09/2015

[5] Dipl.-Ing. G. Röttger, Dipl.-Ing. M. Abad Lozano, Dipl.-Ing. M. Kiel, Dipl.-Ing. J. Willand, Volkswagen AG, Wolfsburg, “Einsatz von Simulationsmethoden zur automatisierten Optimierung von FSI-Einlasskanälen”, 1. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden, 2005

[6] Dr.-Ing. L.M. Beck, „Multiphysical Modelling of Regular and Irregular Combustion in Spark Ignition Engines using an Integrated / Interactive Flamelet Approach“, ISBN 978-3-8325-3426-4, Logos Verlag, Berlin, 2013

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der neue 3.0l-V6-TFSI-Motor von Audi

- der nächste Meilenstein der TFSI-Technologie -

The new 3.0l V6 TFSI engine from Audi

- the next Milestone in TFSI Technology -

1. Einleitung/Entwicklungsziele

Der neue 3.0l-V6-TFSI-EA839 ist die konsequente Weiterentwicklung der Audi V-Ottomotoren und übernimmt hierbei etliche Technologiebausteine des in 2012 eingeführten 4.0l-V8-TFSI. Die neue Motorgeneration ersetzt im Erstanlauf den erfolgreichen 3.0l-V6-TFSI-EA837 im Audi S4 und wird in der Zukunft in weiteren Audi- und Konzernmodellen zum Einsatz kommen.

Abbildung 1: 4.0l-V8-TFSI mit HSI-Technologie und der 3.0l-V6-TFSI-EA837

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Drehmomentaufbau und ein hervorragendes dynamisches Ansprechverhalten.

Der Motor entwickelt ein Drehmoment von 500 Nm in einem breiten Drehzahlband von 1370 min^{-1} bis 4500 min^{-1} und eine Leistung von 260 kW (354 PS).

Die im Vergleich zum Vorgängermotor deutliche Reduktion des Kraftstoffverbrauches wird durch umfangreiche Maßnahmen zur Absenkung der Reibung, dem Einsatz eines neuen Brennverfahrens mit zentraler Injektorlage und der Verwendung des einlassseitigen Audi valvelift system (AVS) erreicht.

Abbildung 2: Der neue 3.0l-V6-TFSI-EA839

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Merkmal	Einheit	
Bauart	--	V6-90°
Hubraum	cm^3	2995
Anzahl Zylinder	--	6
Hub	mm	89
Bohrung	mm	84,5
Zylinderabstand	mm	93
Kurbelwellenlager	--	4
Hauptlagerdurchmesser	mm	65
Pleuellagerdurchmesser	mm	56
Pleuellänge	mm	155
Anzahl Ventile pro Zylinder	--	4
Einlassventildurchmesser	mm	32
Auslassventildurchmesser	mm	28
Nockenwellenverstellbereich Einlass	°KW	50
Nockenwellenverstellbereich Auslass	°KW	50
Eventlänge Einlass (Vollhub/Minhub)	°KW	180 / 130
Eventlänge Auslass	°KW	220
Verdichtung	--	11,2
Leistung	kW bei min^{-1}	260 von 5400 - 6400
Spez. Leistung	kW/l	87
Max. Drehmoment	Nm bei min^{-1}	500 von 1370 - 4500
Leerlaufdrehzahl	min^{-1}	580
Zündfolge	--	1-4-3-6-2-5
Motorbaulänge	mm	460
Zylinderblockhöhe	mm	228
Motorgewicht (nach DIN GZ)	kg	172
Kraftstoff	ROZ	95
Abgasnorm	--	EU6ZD / ULEV50

Tabelle 1: Hauptabmessungen und Kenndaten 3.0l-V6-TFSI

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 3: Zylinderkurbelgehäuse

Die Ausführung im Sandgussverfahren ermöglicht eine umfangreiche Funktionsintegration, so sind z.B. Ölkühler und Ölfilter direkt am Gehäuse angeschraubt. Das Deepskirt-konzept, mit zweifach verschraubten Einzellagerdeckeln und zusätzlicher Querver-schraubung, bietet im Vergleich zu einem Bedplatekonzept Kosten- und Gewichtsvorteile. Die Vergrößerung des bisherigen Zylinderabstandes von 90 mm auf 93 mm ermöglicht, bei der verwendeten 84,5 mm-Bohrung, den Einsatz einer Dünnwandbuchse als Laufbahn und gleichzeitig die Darstellung einer sehr performanten, eingegossenen Stegkühlung. Durch berechnungsseitige Optmierung der Stegkühlung in mehreren Schleifen konnten die Stegtemperaturen im Vergleich zum Vorgängermotor um mehr als 20 K abgesenkt werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

geringe Druckverluste gelegt. Sie sind im Vergleich zum Vorgängermotor nochmals vereinfacht und besonders strömungsoptimiert ausgeführt.

Der Öl/Wasserwärmetauscher ist ölseitig thermostatisch geregelt. Bis zu einer Öltemperatur von 115 °C (Lagereintritt) wird er im Bypass umgangen (Abbildung 4). Dadurch reduziert sich in weiten, kundenrelevanten Betriebsbereichen der Druckverlust des Gesamtkreislaufes, bei gleichzeitiger Verkürzung der Aufheizzeit im Kaltstart.

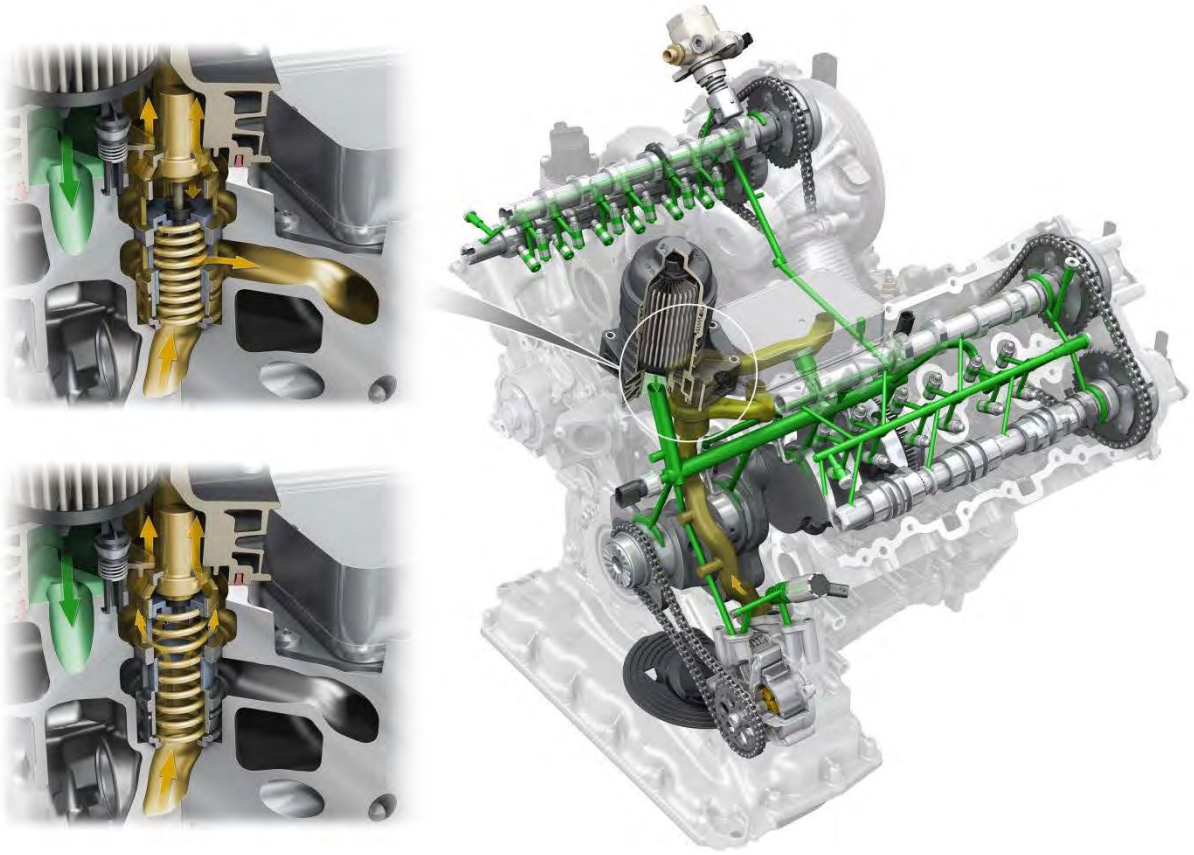


Abbildung 4: Ölkühlerthermostatisierung und Ölkreislauf

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

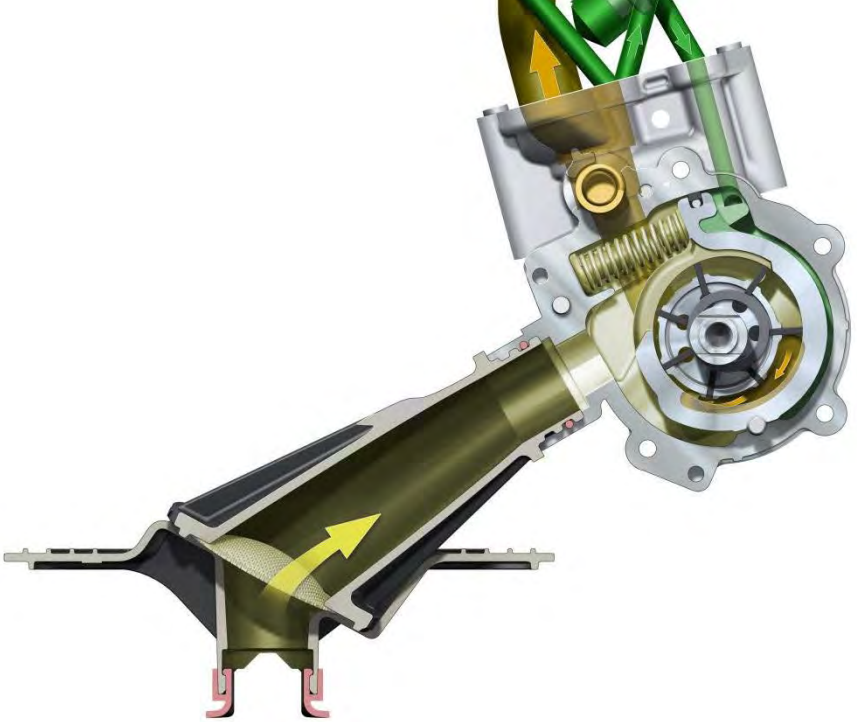


Abbildung 5: Ölpumpe

Im Vergleich zum Vorgängermotor führen Detailoptimierungen an Steuer-, Kurbel- und Ventiltrieb, sowie der partielle Einsatz von Rollenlagern an den Einlassnockenwellen und an der Ausgleichswelle zu einer Reduzierung des Öldurchsatzes um bis 15 %, trotz des Ölmehrbedarfs durch Abgasturbolader und den Schlepphebeln mit Ölspritzdüsen des Audi valvelift system.

Die zulässige Querdynamikperformance konnte nochmals gesteigert werden.
Das System deckt ein Einsatzspektrum von der Rennstrecke bis zur vollen Geländetauglichkeit ab.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 6: Zylinderkurbelgehäuseentlüftung und PCV-System

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der Motor verfügt über eine Vollast- und Teillast-Entlüftung.

Das Konzept erreicht im Vergleich zum aktuellen 4.0l-V8-TFSI eine Verbesserung des Feinölaustrags im Kennfeld von bis zu 80 % (Abbildung 7).

Der Motor verfügt zudem über ein im Zylinderkurbelgehäuse angeordnetes PCV-System. Die Positionierung des Gesamtsystems in warmen Bereichen des Motors realisiert eine Betriebssicherheit gegen Einfrieren bis zu -40 °C, ohne zusätzliche Beheizungsmaßnahmen.

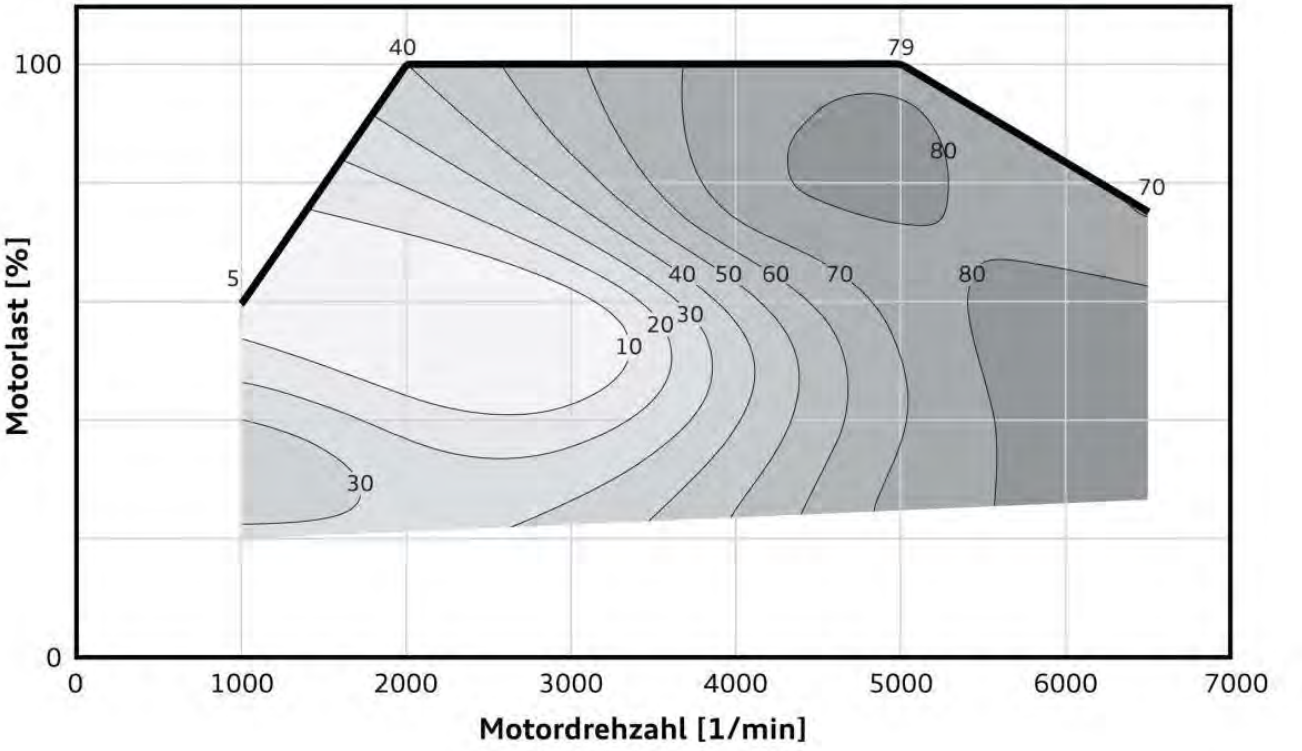


Abbildung 7: Kennfeld prozentuale Verbesserung des Feinölaustrags 3.0l-V6-TFSI im Vergleich zum 4.0l-V8-TFSI

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Kolben sind Aluminiumgusskolben mit Ringträger. Durch die Kolbenringe mit sehr niedriger Gesamt-Tangentialkraft und eine Gleitlack-Beschichtung auf dem Kolbenschaft, zeichnen sie sich durch eine sehr geringe Reibleistung aus.

Der Schwingungsdämpfer ist als 1-Massen-Elastomerdämpfer mit einer Aluminiumnabe ausgeführt. Die Anbindung an die Kurbelwelle erfolgt mittels Zentralschraube und einer 120 °-Hirthverzahnung.

Abbildung 8: Kurbeltrieb

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Sekundärstufe umfasst zwei klassische Dreieck-Kettentriebe. Der Antrieb erfolgt jeweils direkt von der Ausgleichswelle zu den Nockenwellen, ohne zusätzliche Umlenkungen und Kraftabgriffe.
Bei der Auslegung standen Gewichts- und Reibleistungsminimierung im Vordergrund. Deshalb kommen hier 8 mm-Hülsenketten zum Einsatz. Um die rotatorischen Massen im Steuertrieb zu reduzieren, sind die Kettenräder der Nockenwellenversteller aus Sinter-Aluminium hergestellt.

Der Antrieb der Ölpumpe ist auf der Motor-Vorderseite angeordnet. Hier werden 7 mm-Hülsenketten und Blattfeder-Kettenspanner ohne hydraulische Dämpfung eingesetzt. Das erlaubt eine einfache, robuste und kostengünstige Bauweise sowie Reduzierung der Ölumlaufmenge.

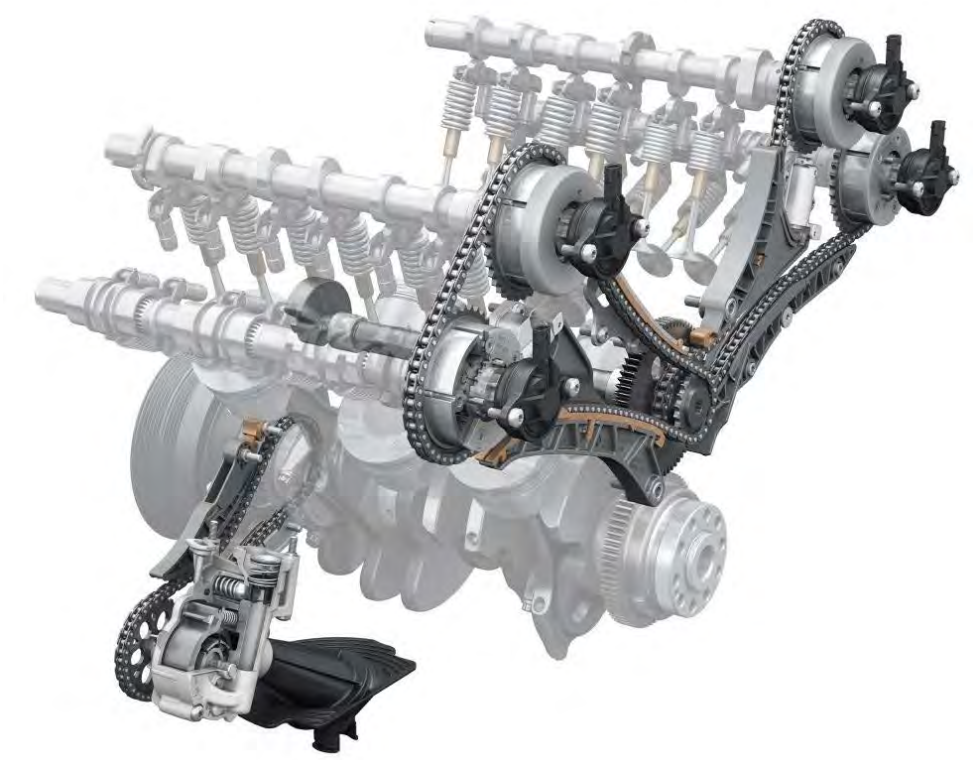


Abbildung 9: Steuertrieb

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

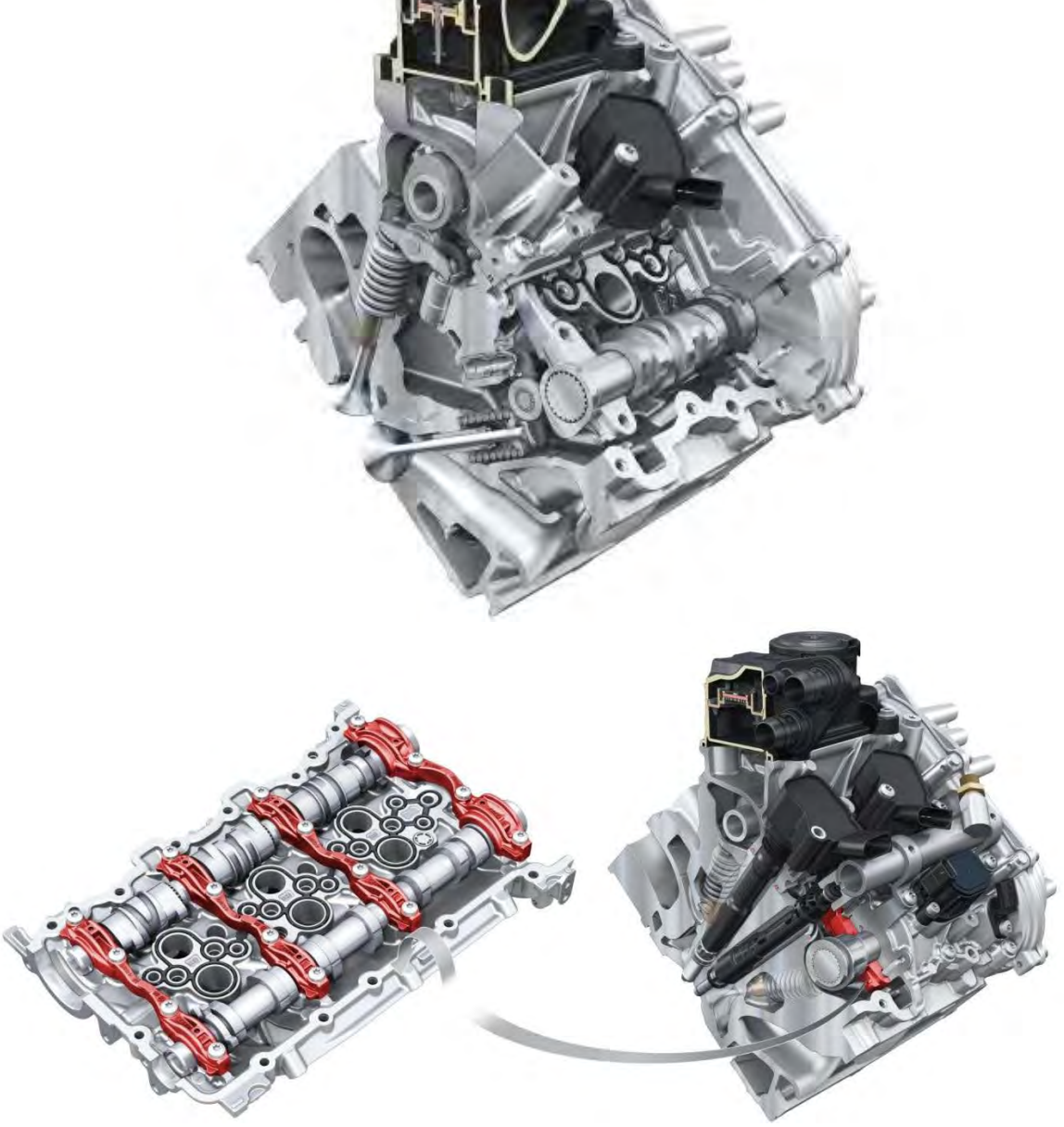


Abbildung 10: Zylinderkopf und Nockenwellenlagerung

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.1.1 Wasserkreislauf und innovatives Thermomanagement

Die Motorkühlung ist druckverlustarm als getrennte Zylinderkopf-/Zylinderblockkühlung ausgeführt und verfügt über ein Thermomanagement der neuesten Generation. Die gesamte Leitungsführung ist weitestgehend in die Gussteile integriert.

Die an der Motorstirnseite im Zylinderkurbelgehäuse angeordnete, mittels einer Schiebehülse schaltbare, Wasserpumpe wird über einen Poly-V-Riemen angetrieben. Von dort wird das Wasser auf die linke und rechte Motorseite in die Kühlkreisläufe des Zylinderkurbelgehäuses und des Zylinderkopfes verteilt. Abgasturbolader, Ölkühler und die Fahrzeuginnenraum-Heizung sind in den Zylinderkopfkreis eingebunden.

Der Zylinderkopf besitzt wegen der hohen Wärmeströme eine Querstromkühlung. Das Zylinderkurbelgehäuse verfügt über eine diagonale Längsstromkühlung.
Maximal 25 % des Gesamtkühlmittelstromes fließen über das Zylinderkurbelgehäuse. Mittels einem an der Motorfrontseite angeordneten Schaltventils erfolgt die Regelung.
Zur Thermostatisierung wird ein elektrisch beheizbares, strömungsverlustarmes Ring-schieber-Thermostat eingesetzt.
Im Teillastbetrieb wird auf reibleistungsoptimale 105 °C Wassertemperatur geregelt.

Im neuen Thermomanagement kommen zur Optimierung des Aufheizverhaltens und zur Verbrauchsreduktion folgende Systeme zum Einsatz:

- schaltbare Wasserpumpe
- ölseitig thermostatisierter Öl-/Wasserwärmetauscher
- getrennte Zylinderkopf-/Zylinderblockkühlung
- geregeltes Kennfeldthermostat

Die drei Hauptbetriebsphasen zeigen die Schaltstrategie:

1. **Kaltstart:** Mittels der auf Nullförderung geschalteten Wasserpumpe wird stehendes Wasser im kompletten Motor realisiert.
   In dieser Phase beschleunigt der ölseitig thermostatisierte Wärmetauscher (< 105 °C geschlossen) die Erwärmung des Öls durch die thermische Entkopplung von der Wasserseite.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im NEFZ wird gegenüber dem Vorgängermotor eine Einsparung von etwa 2 g/km CO_2 erreicht.

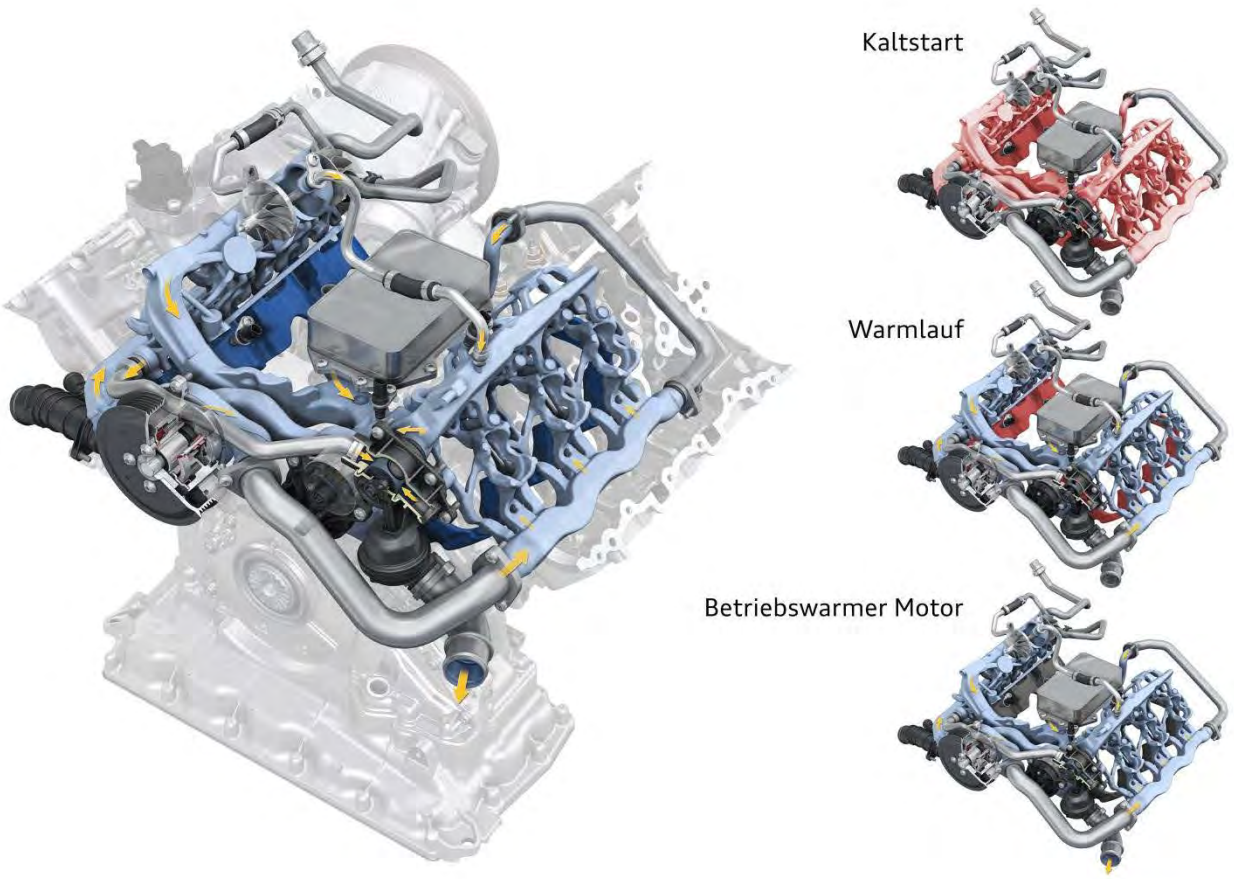


Abbildung 11: Kühlkreislauf und Thermomoanagement

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Nockenwellen-Kettenräder
- Umsetzung von Wälzlagerungen an der Ausgleichswelle und den beiden Einlassnockenwellen
- Einsatz des einlassseitigen Audi valvelift system zur Min-Hubumschaltung
- Verwendung eines 0W20 Leichtlauföls

Mit diesen Maßnahmen wird im Vergleich zum Vorgängermotor eine pmr-Reduktion von 15 % auf 0,40 bar (bei 2000 1/min, 90°C nach FEV-Definition) erreicht.
In weiten Bereichen wird das FEV-Streuband durch den neuen 3.0l-V6-TFSI nach unten erweitert.

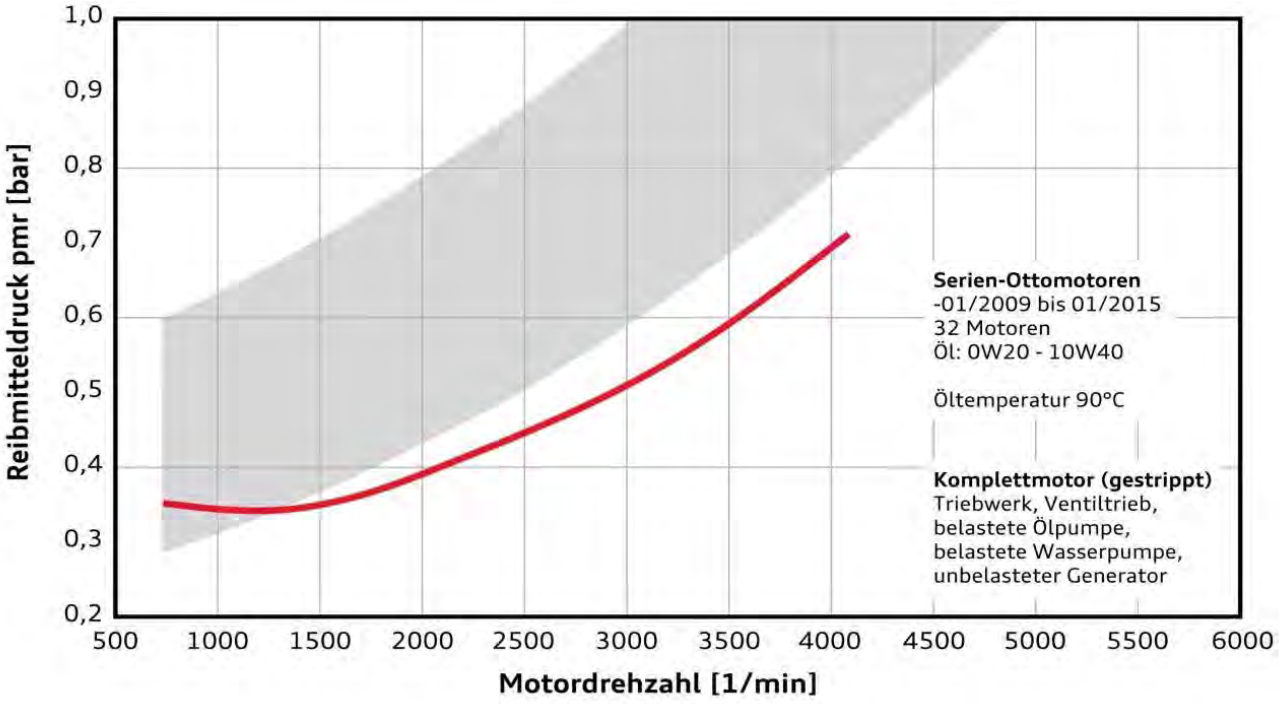


Abbildung 12: Reibmitteldruck im FEV-Streuband

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 13: Luftführung und Ladeluftkühlung

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Realisierung eines turbinennahen Katalysators für ein schnelles Light-Off
- Lage des Ölkühlers und Ölfiltergehäuses im Innen-V
- Unterschreitung der Motorraumgrenztemperaturen
- Restriktive Bauraumbeschränkung nach oben aufgrund der Fussgängerschutz-Grenzfläche in der B-Reihe des Modularen Längsbaukastens

Zur Realisierung eines sehr guten dynamischen Ladedruckaufbaus ist der Monoturbo als Twinscroll ausgeführt. Zur Darstellung niedriger Kraftstoffverbräuche im Kundenbetrieb wurde das Turbinengehäuse für eine Abgastemperatur von 1000 °C ausgelegt. Das Turbinengehäuse ist außen mit einer Silikatfasermatte mit Blechummantelung versehen. Durch beide Maßnahmen konnte auf sonst notwendige umfangreiche Hitze-isolationsmaßnahmen im Bereich des Innen-V weitgehend verzichtet werden.

Der Abgasturbolader wird direkt auf dem rechtem Zylinderkopf (Zylinder 1 – 3) verschraubt und mit einer Metallsickendichtung abgedichtet.

Die linke Zylinderbank (Zylinder 4 – 6) wird über ein elastisches Entkopplungselement an den Abgasturblader angebunden. Der Wellbalg aus Inconel stellt sicher, dass die thermo-mechanischen Dehnungen bei Beibehaltung der Gasdichtheit ausgeglichen werden. Die strömungsgünstige Führung der Abgase zum Turbinengehäuse wird durch das innenliegende Flammrohr gewährleistet. Das Entkopplungselement ist mit einer Federbandschelle und einer Metallsickendichtung am Turbinengehäuse befestigt.

Aufgrund der Montage im Innen-V sind die Flansche des Turbinengehäuses und des Entkopplungselementes nicht frei zugänglich. Deshalb kommt hier eine Befestigung mittels Klemmflansch zum Einsatz.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

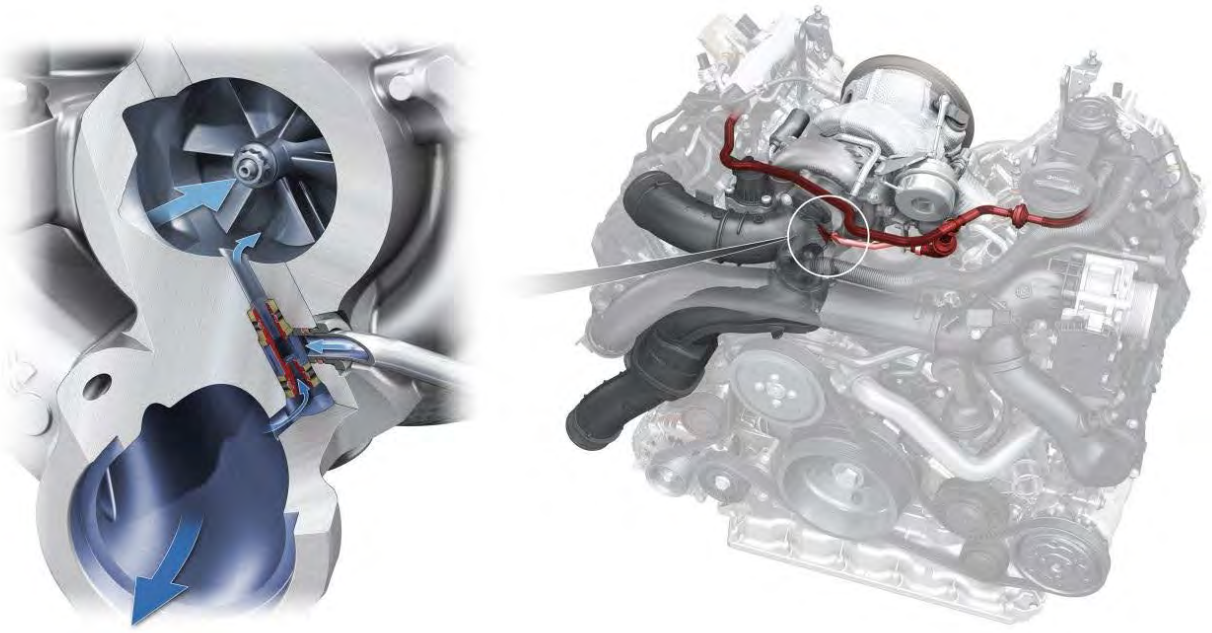


Abbildung 14: Abgasturboaufladung des 3.0l-V6-TFSI

Die Abgasführung wurde hinsichtlich folgender Ziele optimiert:

- verlustarme Zuströmung von den Zylinderbänken in die Turbine unter Berücksichtigung des Bankversatzes
- strömungsgünstige Führung beider Wastegate-Kanäle für einen geringen Grundladedruck und schnelles Aufheizen des Katalysators
- gleichmäßige Beaufschlagung des direkt am Turbinenaustritt montierten Katalysators durch Einbringung einer Abrisskante in den Turbinenaustrittstrichter

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

luftungsbehälters im aufgeladenen Kennfeldbereich.

Die Ölversorgung des Abgasturboladers geschieht über das nahegelegene Ölfiltergehäuse.
Ein Rückschlagventil verhindert das Leerlaufen der Ölvorlaufleitung und stellt damit den schnellen Öldruckaufbau an der Lagerung sicher.
Der Ölrücklauf vom Lagergehäuse zum Zylinderkurbelgehäuse erfolgt durch ein Plug&Seal-Element. Die Geometrie der Anschlussteile ist so gestaltet, dass sich das Teil selbsttätig fügt, so dass eine Fehlmontage ausgeschlossen ist. Es berücksichtigt ebenfalls die thermomechanischen Bewegungen des Abgasturboladers.

4. Thermodynamik und Applikation

4.1. Brennverfahren

Im Rahmen der Entwicklung des 3.0l-V6-TFSI wurde ein neues Brennfahren entwickelt. Hierbei stand neben der weiteren Reduktion des Kraftstoffverbrauches im Vergleich zum Vorgängermotor zusätzlich die Schaffung ausreichender Potenziale für die Erfüllung der sich weltweit verschärfenden Abgasgrenzwerte im Mittelpunkt.

4.2. Auslegungsprämissen für das neue Brennverfahren

Die Auslegung des Brennverfahrens erfolgte unten folgenden Prämissen:

- Entwicklung eines monovalenten Einspritzsystems, welches rein über die innere Gemischbildung, ein ausreichend gutes Luft-Kraftstoffgemisch im gesamten Betriebsbereich zur Verfügung zu stellt
- ein weltweit einsetzbares Brennverfahren, das robust gegenüber Schwankungen in der Kraftstoffqualität ist
- die Nutzung von Gewichts- und Einzelkostenpotenzialen durch reduzierte Komplexität und Teilevielfalt des Kraftstoffsystems
- hohe Wartungsfreundlichkeit mit leichter Zugänglichkeit der Einspritzkomponenten im Fahrzeug

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 15: Zentrale Injektorlage

Zur Entwicklung des neuen Brennverfahren, wurden neben umfangreichen Berechnungsaktivitäten bezüglich Brennrauminnenströmung und Gemischbildung auch Einzylinderaggregate genutzt und später durch konstruktiv deutliche veränderte 4-Zylinder-Konzeptmotoren ergänzt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

die Einlassöffnungsdauer und je höher das Verdichtungsverhältnis, desto größer sind die Wirkungsgradgewinne. Die wirkungsgradoptimalen Einlassevents reduzieren jedoch die Füllung stark und die durch das hohe Verdichtungsverhältnis initiierte Klopfsensitivität schränkt die maximal darstellbare Leistung deutlich ein.

Um diesen Konflikt zu lösen, kommt einlassseitig das Audi valvelift system zum Einsatz. Das Audi valvelift system ermöglicht es, im Teillastbereich eine sehr kurze Einlassöffnungsdauer von 130 °KW mit frühem Einlassschluss zu realisieren. Bei höheren Lasten kann auf ein größeres Einlassevent umgeschaltet und so die gewünschten Leistungsziele erreicht werden. Dabei folgt die Auslegung der Vollhubeinlasskontur und des Verdichtungsverhältnisses der gewünschten Maximalleistung. Je ambitionierter die Ziele bei der Maximalleistung, desto länger ist die Einlasskontur und desto geringer ist das Verdichtungsverhältnis.

Die Erfüllung der durch die Auslegungsprämissen festgelegten Anforderungen setzt eine umfangreiche Untersuchung und Optimierung der Brennrauminnenströmung voraus. Als Ergebnis dieses Optimierungsprozesses wurde zusammen mit dem frühen Einlassschluss und dem kurzen Einlassevent ein maximaler Ventilhub von 6 mm symmetrisch auf beiden Einlassventilen eingeführt.

Für die Beeinflussung der Brennrauminnenströmung im kleinem Hub erwies sich die zentrale Lage des Einspritzventils als besonderer Vorteil. Der durch die Positionierung des Einspritzventils in der Mitte des Brennraums freigewordenen Platz auf der Einlassseite ermöglichte dort eine freie Gestaltung der Brennraumgeometrie ohne Kompromisse. So konnte eine Brennraummaskierung entwickelt werden, die den kleinen Ventilhub nahezu perfekt ergänzt und im Zusammenspiel mit der Einlasskanalgeometrie ausreichend Turbulenz bei niedrigen Lasten und gute Restgasverträglichkeit bereitstellen kann.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 16: Brennraumplatte mit zentraler Injektorlage

Somit kann die zentrale Einbaulage des Einspritzventils als eine ideale Ergänzung für den Miller-Zyklus bezeichnet werden.
Gleichzeitig konnte der Einlasskanal so ausgelegt werden, dass der Ladungswechsel in Verbindung mit der wenig zerklüfteten Brennraumgeometrie mit flachem Kolben den hohen Leistungsanforderungen gerecht werden kann.
Die entwickelten Eigenschaften des Ladungswechsels in Summe führen dazu, dass der Einsatz aktiv ladungsbewegungsbeeinflussender Systeme nicht mehr notwendig ist.

4.5. Einspritz- und Katheizstrategie

Beim 3.0l-V6-TFSI kommt ein Kraftstoffsystem mit 250 bar Betriebsdruck sowie ein Mehrloch-Magnet-Einspritzventil zum Einsatz. Auch hier waren zusätzliche Anstrengungen notwendig, um den Auslegungsprämissen nach einem monovalenten Einspritzsystem gerecht zu werden.
Gestützt durch Berechnungsaktivitäten wurden in der Frühphase des Konzeptes unzählige Sprayvarianten ausgelegt und bewertet. Einige dieser Varianten wurden anschließend auf Einzylinderaggregaten untersucht und so die Zielvarianten für den Vollmotor definiert. Die finale Auswahl der Spraygeometrie fand abschließend auf dem Vollmotor statt.
Gerade bei der Auswahl der zielführenden Spraygeometrie und Einspritzstrategie kommen die positiven Eigenschaften der zentralen Einbaulage des Einspritzventils besonders zur Geltung.
So konnte durch eine optimierte Sprayauslegung im Zusammenspiel mit der Brennrauminnenströmung zusätzliches Potenzial bei der Unterstützung der Tumble-

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Diese ermöglicht einen partikeloptimalen Betrieb im Kennfeld und leistet einen wichtigen Beitrag zu Einhaltung der Abgasgrenzwerte. Der aktuelle Applikationsstand des 3.0l-V6-TFSI erfüllt so die Grenzwerte für EU6ZD und ULEV50.

4.6. Applikation

Beim 3.0l-V6-TFSI wird die neuste Motorsteuergerätegeneration MDG1 der Firma Bosch mit einer druckgeführten Lasterfassung eingesetzt.

Gerade die Kombination dieser Lasterfassung mit dem Miller-Zyklus stellt eine besondere Herausforderung dar. Toleranzen im Einbau der Einlassnockenwellen führen - aufgrund der hohen Kolbengeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Einlassventilschlusses - zu großen Abweichungen in der Füllungserfassung. Um dieses Problem nachhaltig zu verringern, wird eine separate Füllungsadaption eingeführt. Diese Adaption nutzt den Effekt, dass in einigen Kennfeldbereichen die Gemischabweichung wesentlich mehr von der Einlass-Steuerzeit bestimmt wird als von dem Kraftstoffzumessungssystem. Die Strategie der Gemischadaption musste entsprechend angepasst werden.

Aufgrund der Stabilität des Brennverfahrens kann ein robuster Start mit sehr gutem Drehzahlhochlauf auch bei Starttemperaturen unterhalb -30 °C dargestellt werden.
Neben dem sehr guten Startverhalten bei niedrigen Umgebungstemperaturen ist ein weiterer Schwerpunkt die Verträglichkeit von Schlechtkraftstoffen in verschiedenen Ausprägungen. So wurde eine robuste Vorentflammungs- und Glühzündungserkennung eingeführt, die auf der Auswertung des Körperschallsignals des Klopfsensors sowie der des hochaufgelösten Drehzahlsignals basiert.

Aufgrund der hervorragenden Abmagerungsfähigkeit des Brennverfahrens sind zudem die Voraussetzungen geschaffen, auch bei Verwendung von Kraftstoffen mit geringen Anteilen leichtsiedender Bestandteile eine hesitationfreie Fahrbarkeit darzustellen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

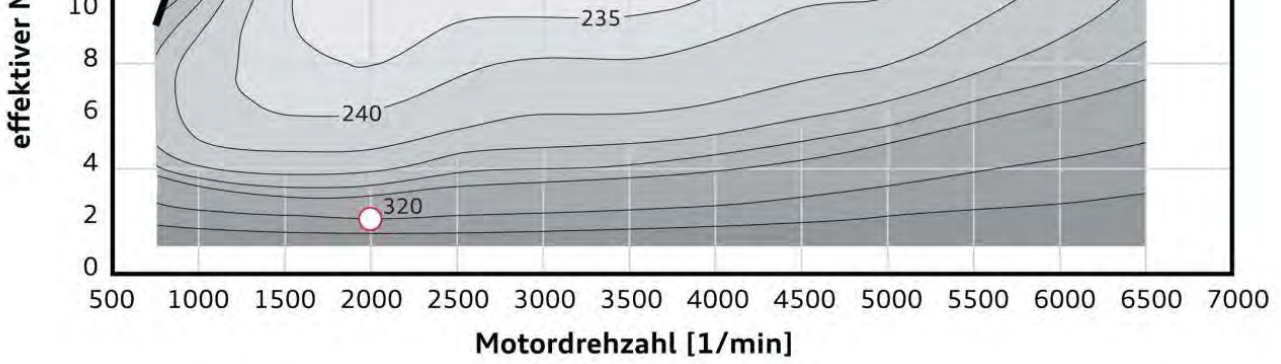


Abbildung 17: spezifischer Verbrauch [g/kWh] im Motorkennfeld

Aus den umfangreichen Entwicklungen in Bezug auf die Reibungsoptimierung sowie in der Auslegung des Brennverfahrens resultiert ein spezifischer Verbrauch des neuen 3.0l-V6-TFSI im Bestpunkt von 224 g/kWh sowie im Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} / 2 bar ein Wert von 320 g/kWh. Weiter wurde der Fokus auf einen großen Betriebsbereich gelegt, in dem der spezifische Verbrauch unter 240 g/kWh liegt. Damit wird eine deutliche Reduzierung des Verbrauches im Kundenbetrieb erreicht.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

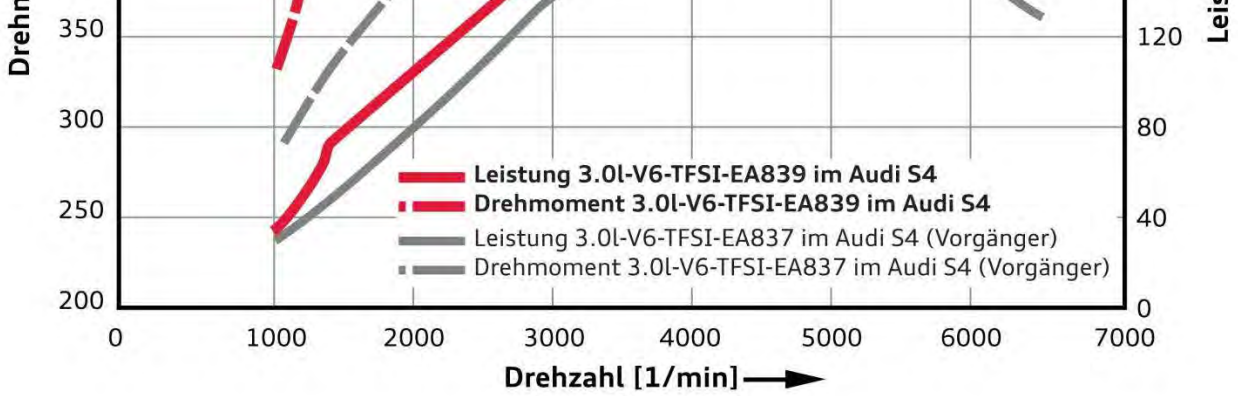


Abbildung 18: Volllastkurve im Vergleich zum Vorgängermotor

Durch den gegenüber dem Vorgängermotor deutlich fülligeren Drehmomentenverlauf wird eine souveräne Kraftentfaltung ermöglicht. In Verbindung mit der Leistungszunahme werden die Fahrleistungen des neuen Audi S4 gegenüber dem Vorgängermodell wesentlich verbessert.

Zudem kann aufgrund des hohen Drehmoments in Kombination mit dem neuen 8-Gang-Wandlerautomatikgetriebe eine Schaltstrategie mit geringeren Fahrdrehzahlen umgesetzt werden. So wird, zusätzlich zu den innermotorischen Maßnahmen, der Kaftstoffverbrauch weiter reduziert.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

seitigen Audi valvelift system in Verbindung mit zentraler Injektorlage, die Reduzierung der Reibung und das innovative Thermomanagement erreicht. Allein durch innermotorische Maßnahmen wird der Verbrauch im Vergleich zum Vorgängermotor um etwa 6 % gesenkt. Durch Leichtbau, z.B. eine hohe Funktionsintegration in die Gussteile, ist der Motor 14 kg leichter als sein Vorgänger, was zusätzlich zu höherer Fahrdynamik beiträgt.

Der 3.0l-V6-TFSI hat seinen Ersteinsatz im neuen AUDI S4. Mit den beschriebenen Eigenschaften verbessert der Motor die Fahrleistungen des neuen Audi S4 deutlich, bei reduziertem Verbrauch.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kurzfassung

Die Porsche V8 Ottomotoren mit Turboaufladung treiben seit der Einführung der sportlichen Frontmotorenfahrzeuge, Cayenne und Panamera, die TOP-Modelle dieser beiden Baureihen an. Mit dem neu entwickelten V8 Turbomotor setzt Porsche erneut einen Meilenstein in der Geschichte seiner V-Motoren und startet eine performante, hocheffiziente und kompakte Aggregatefamilie.
Durch intensive Entwicklung in den Bereichen Ladungswechsel, Brennverfahren, Grundtriebwerk und Aufladung erfüllt das Aggregat die hoch gesteckten Ziele bezüglich Performance und Effizienz. So können durch den neuen V8 Turbomotor im Panamera turbo mit 404 kW und 770 Nm Porsche typische Fahrleistungen bei deutlich reduzierten CO_2 Emissionen erreicht werden.
Die Anforderungen an das Aggregat durch Start/Stopp-Betrieb, steigende Hybridisierung und lokal unterschiedlicher Einsatzbedingungen konnten durch den Einsatz eines darauf ausgelegten Ölkreislauf einer neuen Zylinderlaufbahntechnologie und einer robusten Kurbeltriebslagerung realisiert werden. Diese Eigenschaften und die kompakte Bauform mit dem im Innen-V liegenden Abgasturboladern bieten somit hervorragende Voraussetzungen für einen weltweiten Einsatz in unterschiedlichen Fahrzeugbaureihen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

definiert, über eine möglichst kompakte Bauweise und die äußeren Schnittstellen zur Motorperipherie das Aggregat mit nur geringen Anpassungen in verschiedene Fahrzeug-Plattformen integrieren zu können. Neben der Erfüllung der weltweit gültigen Gesetzgebungen stellte sich im Rahmen der Entwicklung die Aufgabe, die zunehmende Vielfalt marktspezifischer Anforderungen und Randbedingungen, wie zum Beispiel schwankende Kraftstoffqualitäten, systematisch in die Auslegung und Validierung mit einzubeziehen.

Die skizzierten Anforderungen und Ziele bestimmten im nächsten Schritt maßgeblich die Motor-Grundarchitektur, **Abbildung 1** und **Abbildung 2**. Dabei wurde gegenüber der bisherigen V8-Motorfamilie von Porsche der Hubraum im Zielkonflikt zwischen Verbrauchsreduzierung und Leistungsentfaltung von 4,8 Liter auf 4,0 Liter angepasst.

Abbildung 1: Grundarchitektur

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

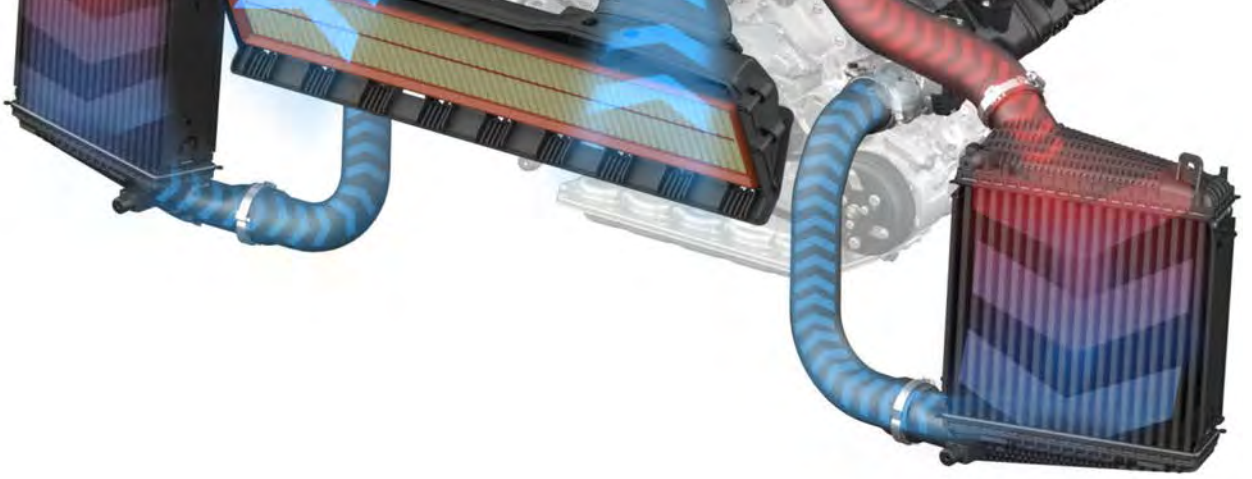


Abbildung 2: Luftführungskonzept

Die Abgasturbolader sind im Innen-V des Motors positioniert und mit Twin-Scroll-Turbinen ausgeführt, um V8-spezifische Ladungswechselnachteile speziell im unteren Drehzahlbereich zu kompensieren. Die Prozessluftführung ist zweiflutig ausgeführt und mündet von außen über jeweils eine Drosselklappe in die Zylinderbänke.
Der Kurbeltrieb des neuen V8 Turbomotors zeichnet sich durch den Einsatz einer Zwischenwelle aus, die zum Antrieb der Wasserpumpe und des Steuertriebs genutzt wird. Durch den innermotorisch umgesetzten Zahnradantrieb der Wasserpumpe kann der Riementrieb weitgehend reduziert werden, mit positiven Auswirkungen auf das Gesamtmotorpackage, die Variantenbildung bei Hybridanwendungen und die Reibleistung des Motors.
Das Brennverfahren ist durch eine zentrale Injektorlage und eine intensive Ladungsbewegung gekennzeichnet. Zur Verbrauchsminimierung im Teillastbereich wird eine Zylinderabschaltung eingesetzt.

Die Zylinderrohre des Kurbelgehäuses sind zur Steigerung der Robustheit und des Verschleißes erstmalig mit einer Eisenbeschichtung versehen. Das Hub-Bohrungs-Verhältnis wurde quadratischen mit je 86 Millimetern ausgelegt.

Die wesentlichen motorischen Kenngrößen sind in **Tabelle 1** aufgelistet.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zylinderabstand	[mm]	90
Hauptlager-/ Pleuellagerdurchmesser	[mm]	65 / 56
Verdichtungsverhältnis[1]	[ε]	10,1
Ventilhub Einlass	[mm]	10,5
Ventilhub Auslass	[mm]	10,0
Einlassventiltellerdurchmesser	[mm]	32
Auslassventiltellerdurchmesser	[mm]	28
Einlassventilwinkel	[°]	23,6
Auslassventilwinkel	[°]	25,2
Nockenwellenlagerdurchmesser	[mm]	23
Nennleistung[1]	[kW]	404 (5.750 min^{-1})
Nenndrehmoment[1]	[Nm]	770 (1.960 bis 4.500 min^{-1})
Maximaldrehzahl	[min^{-1}]	6.800

[1] Im Porsche Panamera turbo

Tabelle 1: Motorkenngrößen

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Querverschraubung mit dem Gehäuse verbunden.

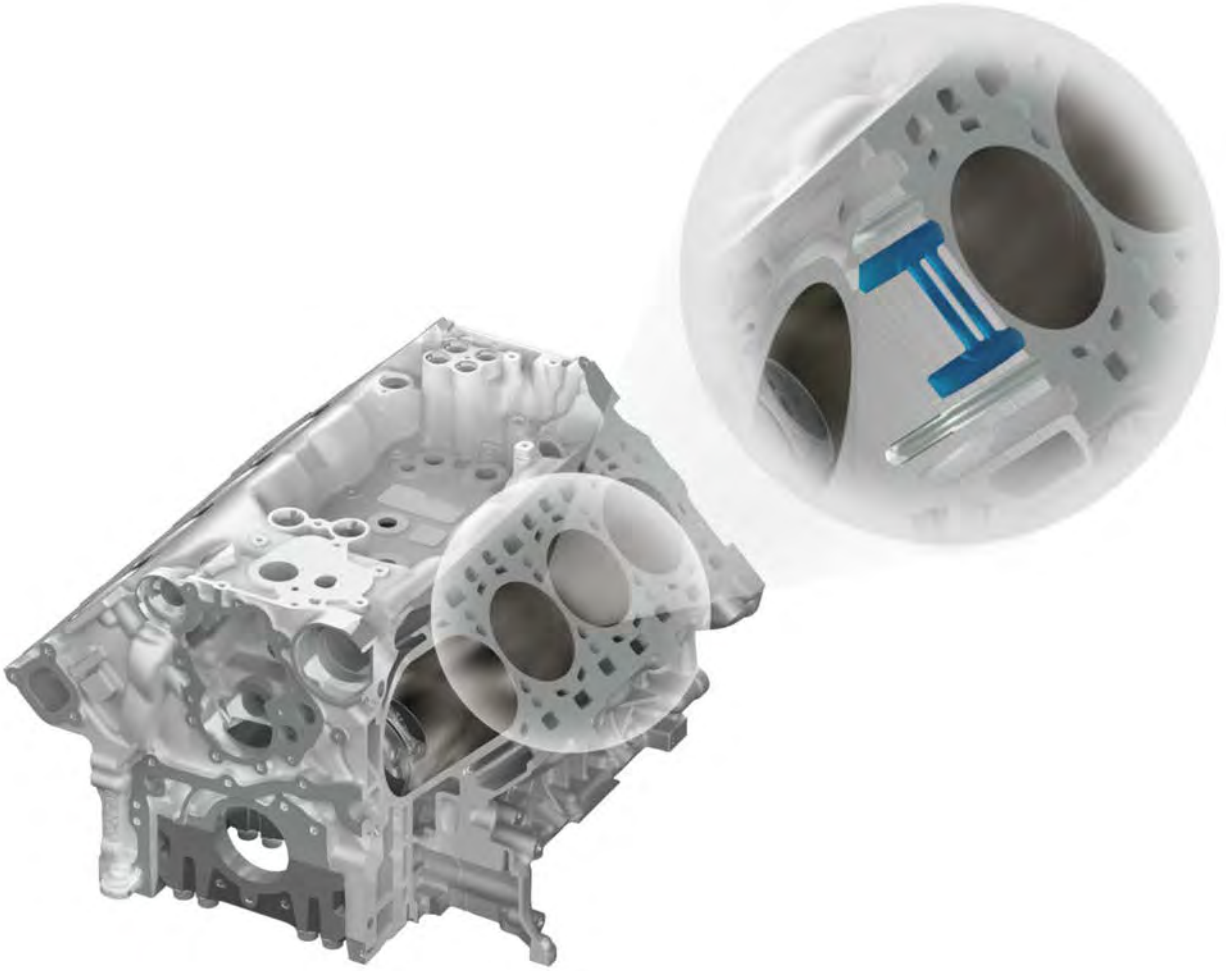


Abbildung 3: Zylinderkurbelgehäuse

Das gesamte Zylinderkurbelgehäuse inklusive der Lagerdeckel und ihrer Verschraubungen hat ein Gewicht von 39,1 Kilogramm. Das entspricht einer Einsparung von 6,7 Kilogramm (14,6 Prozent) gegenüber dem 4,8 Liter Vorgängermotor mit Bedplate bei gleichzeitig deutlicher Steigerung der maximalen spezifischen Leistung des Motors.
Zur Strukturoptimierung des Bauteils wurde ein neues Komponententestverfahren, das biaxiale Pulsen eingesetzt. Mit dieser Methode lassen sich die Betriebslasten in mehreren Richtungen realitätsnah nachstellen und zur Schwachstellenanalyse gezielt überhöhen,

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zeichnet sich durch sehr gute Verschleißeigenschaften auch unter Einfluss von Schlechtkraftstoffen aus. Im glattgehonten Zustand beträgt die Schichtdicke 150 Mikrometer. Durch die mechanische Aufrauhung kann prozesssicher ein exaktes 60-90 Mikrometer tiefes Profil mit Hinterschnitt dargestellt werden, was durchgängig hohe Haftzugfestigkeiten garantiert. In der Schliffdarstellung der Laufbahn sind die Hinterschnitte zur Verankerung der Laufbahn deutlich zu erkennen, **Abbildung 4**. Abrasivstoffe wie zum Beispiel Korund werden im Fertigungsprozess nicht benötigt.
Gegenüber den Alusil-Laufbahnkonzepten der vorherigen V-Motorengeneration konnte der Laufbahnverschleiß im Umkehrpunkt der Kolbenringe auf ein Zehntel reduziert und damit nahezu eliminiert werden.

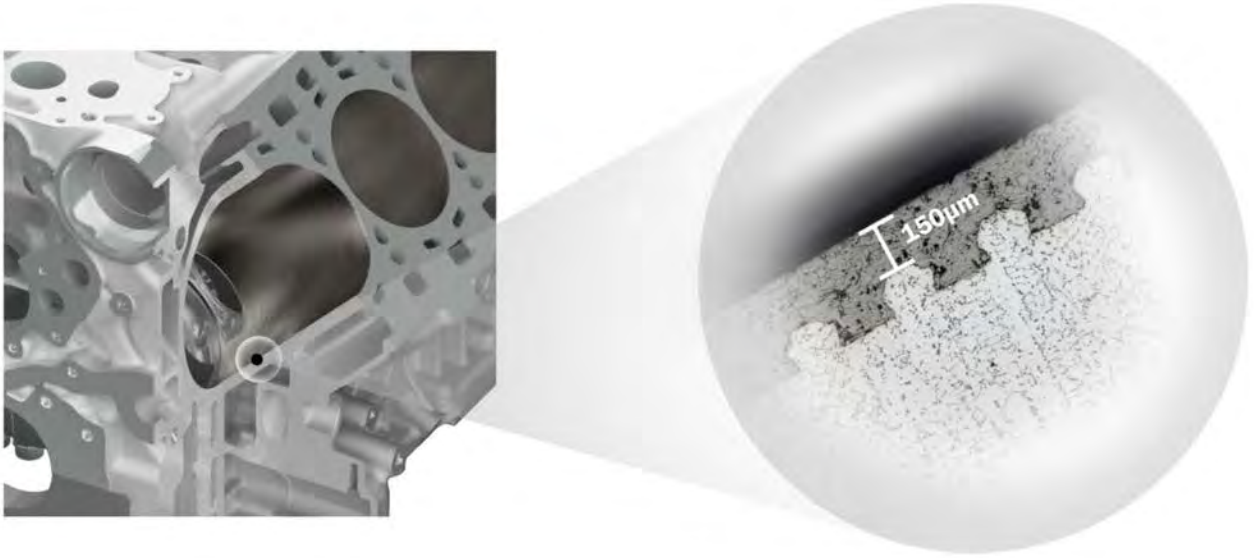


Abbildung 4: Eisenbeschichtung auf mechanisch aufgerauter Aluminiumstruktur

Die neue eisenbeschichtete Zylinderlaufbahn bietet bei der Abstimmung des Ölverbrauchs maximalen Handlungsspielraum. Die Oberfläche verfügt über eine feine Mikroporigkeit, die ein hohes Ölrückhaltevolumen bereithält, welches aufgrund der guten Robustheit auch über die Motorlebensdauer erhalten bleibt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 5: Kurbeltrieb

Die geschmiedeten Pleuel sind aus 36MnVS4 gefertigt. Für die Pleuellager wurde eine Wismutbeschichtung gewählt. Diese Beschichtung ist zum einen sehr robust und zum anderen wird die Einbettfunktion der Schmutzpartikel verbessert. Bei den Hauptlagern kommt eine Polymer-Beschichtung zum Einsatz, welche sich sehr gut für Start/Stopp-Betrieb und Hybrid-Anforderungen eignet.
Die gegossenen Kolben zeichnen sich durch eine sehr hohe Robustheit bei gleichzeitig minimalem Gewicht aus. Der integrierte Ringträger aus austenitischem Gussmaterial gewährleistet einen geringen Verschleiß der ersten Ringnut und damit eine stabile Abdichtwirkung über die gesamte Motorlebensdauer. Das Kolbenringpaket verfügt an allen Ringen über eine Chromnitrit-Beschichtung, um die Verschleißresistenz an die Eisenbeschichtung der Zylinderlaufbahn anzupassen. Der Kompressionsring wurde ohne Innenfase ausgeführt und verfügt über eine optimierte Balligkeitskontur der Lauffläche, die in Verbindung mit der Nutgeometrie des Kolbens eine optimale Abdichtung gewährleistet. Dabei konnte eine dynamische Stabilität des Dichtverhaltens erzielt werden, die in allen Betriebsbereichen für ein geringes Blow-By Niveau sorgt. In der zweiten Ringnut kommt ein neuartiger, aus Profilstahl gefertigter Nasenminutenring zum Einsatz. Der Ring zeichnet sich durch hohe Verschleißresistenz und sehr stabile Funktionswerte über Lebenszeit aus. Vergleichende Messungen ergaben deutliche Vorteile des 3-teiligen Ölabstreifringes bei Schub- / Zugbelastungswechseln gegenüber dem 2-teiligen Konzept und bietet in der Dynamik ein besseres Abstreifverhalten als zum Beispiel ein Dachfasenschlauchfederring. Der Ring verfügt über eine lokal nitrierte Expanderfeder, welche die Flächenpressung über die Motorlebensdauer konstant hält und somit einer Verschlechterung des Abstreifverhaltens durch Verschleiß entgegenwirkt. Aufgrund der

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zylinderkopf und der Zylinderkopfhaube vor, **Abbildung 6**. Die Lagerung der Nockenwelle sowie die Ölversorgung erfolgt komplett in der Zylinderkopfhaube, der Ventiltrieb wird im Zylinderkopf aufgenommen.

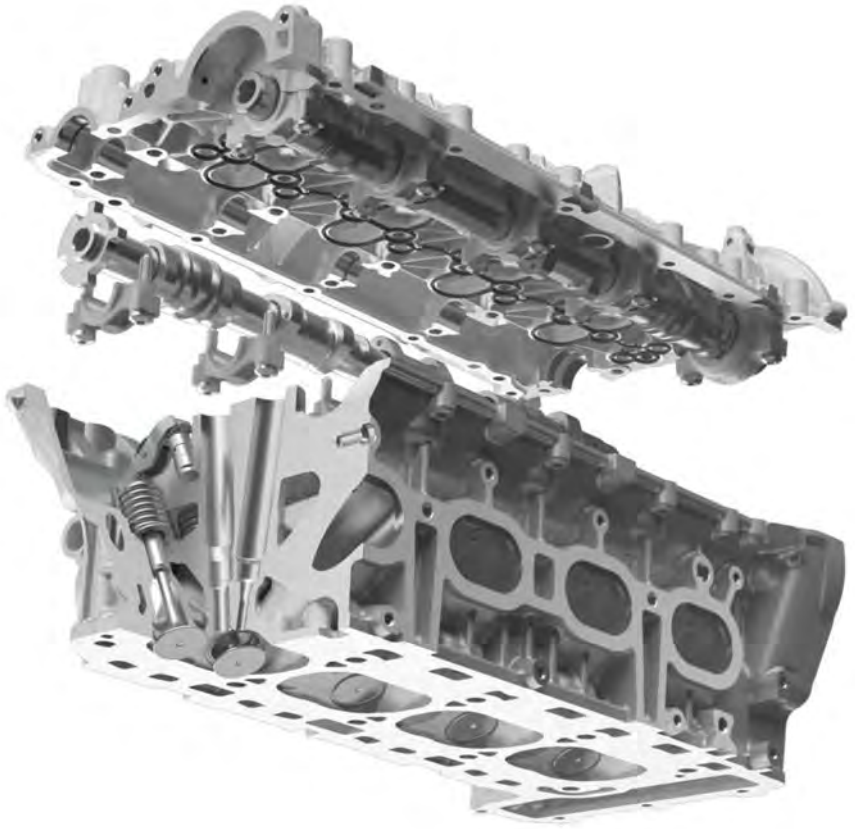


Abbildung 6: Zylinderkopf und Zylinderkopfhaube

Der Zylinderkopf wird im Rotacast®-Kokillenguss-Verfahren aus der Legierung AlSi7Cu0,5Mg hergestellt. Um das volle Potential der Legierung hinsichtlich hoher spezifischer Leistung auszuschöpfen, kommt eine spezielle Wärmebehandlung mit T6-Luftabschreckung zur Anwendung. Diese bietet eine optimale Kombination aus hoher Bauteilfestigkeit bei niedrigem Eigenspannungsniveau und minimalen Bauteilverzügen.
Um die Anforderungen bezüglich Gemischhomogenität, Partikelemission, Restgas-verträglichkeit und Verbrennungsstabilität zu erfüllen, ist das Brennverfahren neben der zentralen Injektorlage durch eine intensive Ladungsbewegung gekennzeichnet. Die

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

verbesserten Wärmeleitung wird partiell die Wandstärke zum Brennraum, zur Zündkerze und zum Auslasskanal auf ein Minimum reduziert.
Die im Druckgussverfahren aus AlSi12Cu1 hergestellten struktursteifen Zylinderkopfhauben sind Funktionsbauteile mit einem hohen Integrationsgrad. Gegenüber der häufig verwendeten AlSi9CU3 Legierung werden durch den geringeren Kupferanteil circa zwei Prozent Gewicht eingespart. Bei den Druckgusswerkzeugen konnte auf Squeezer verzichtet werden. Eine Wärmebehandlung ist nicht erforderlich. Um die Funktionssicherheit des variablen Ventiltriebs sicherzustellen, wurde die erforderliche Bauteilsteifigkeit durch eine feingliedrige Rippenstrukur erhöht. Das in den beiden Entlüftungsmodulen abgeschiedene Öl wird in den angegossenen Befestigungskonsolen gesammelt, von der Auslassseite zur jeweils tiefer angeordneten Einlassseite geleitet und durch integrierte Rückschlagventile in die zylinderkopfseitigen Ölrücklaufkanäle eingeleitet. Zur prozesssicheren Abdichtung der Steuertriebseite sowie der Nockenwellenlagergassen mit der Anbindung der Unterdruckpumpe werden Zylinderkopf und Zylinderkopfhaube zueinander gepaart und im Zusammenbau bearbeitet.

2.4 Steuer- und Ventiltrieb

Der Antrieb der Nockenwellen erfolgt über je einen Kettentrieb pro Zylinderbank von der Zwischenwelle aus. Die Zwischenwelle ist über eine Verspannzahnradstufe mit der Kurbelwelle verbunden. Als Vorteil des hochbauenden Antriebs der Ketten, kann die Reibleistung durch nahezu gegenüberliegende Zugvektoren im Trieb reduziert werden.
Der Kettentrieb besteht aus zwei Hülsenketten mit einer Teilung von 8 Millimetern, welche bankweise die Ein- und Auslassnockenwellen antreiben. Auf jeder Zylinderbank wird die Kette von je einer Führungsschiene sowie einer zwischen den Nockenwellen angeordneten Gleitschiene geführt. Mittels eines hydraulischen Kettenspanners wird die Kette über die Spannschiene im Betrieb gespannt. Die Kettenspannerabstimmungen wurden entsprechend der unterschiedlichen geometrischen Ausführung auf beiden Zylinderbänke, und unter Berücksichtigung der gewählten Schienenwerkstoffe bankselektiv abgestimmt.
Um die Einflüsse aus der Kettentriebsdynamik zu reduzieren und die Kettenkräfte sowie die Reibleistung auf ein niedrigeres Niveau abzusenken, sind die Kettenräder der Nockenwellenversteller trioval ausgeführt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

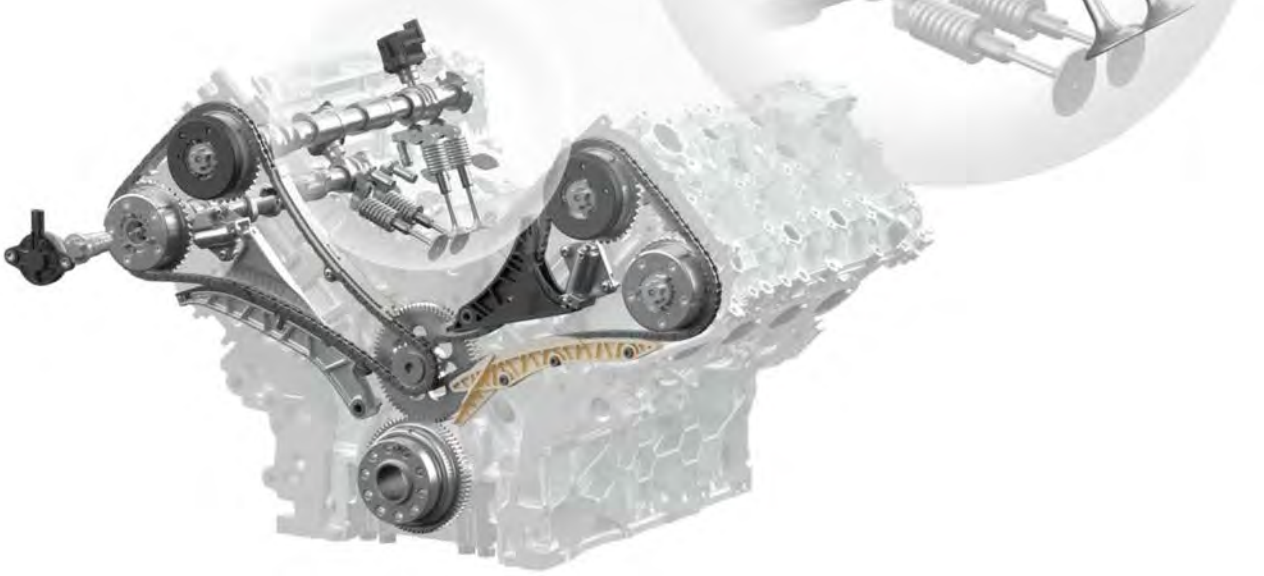


Abbildung 7: Steuer- und Ventiltrieb

Die kompakten Ein- und Auslassversteller sind als Flügelzellenversteller ausgeführt. Zur Gewichtsreduktion sind die triovalen Kettenräder der Nockenwellenversteller aus Aluminium gesintert. Die Regelung des Systems erfolgt über ein weiterentwickeltes deutlich kompakter bauendes Zentralventil. Die Nockenwellenversteller werden durch das Zentralventil mit den Nockenwellen verschraubt. Die Schaltung des Verstellsystems erfolgt durch einen in der Nockenwellenachse angeordneten Elektromagneten, welcher das federbelastete 5/3-Wege-Ventil in der Zentralschraube betätigt. Die Verstell-geschwindigkeiten des Systems, bei bereits sehr niedrigen leerlaufnahen Drehzahlen, konnten im Vergleich zum Vorgängermotor mit zentral angesteuertem Ventil deutlich verbessert werden. Um auf der Auslassseite eine annähernd gleichverteilte Verstell-geschwindigkeit in beide Richtungen zu erzielen, ist auf den Auslassverstellern zusätzlich eine Momentenkompensationsfeder verbaut. Die Versteller haben sowohl einlass- als auch auslassseitig einen Arbeitsbereich von 50 Grad Kurbelwinkel.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 8: Schiebenockensystem

Es wird ein zweistufiges Schiebenockensystem eingesetzt, **Abbildung 8**. Dieses wird dazu verwendet um den Ventiltrieb auf den Zylindern zwei, drei, fünf und acht bei Bedarf zu- oder abzuschalten. Die Lagerung der Nockenwelle zwischen den Zylindern erfordert eine Lagerung der Schiebestücke auf der Nockenwelle. Die Vorteile dieses Systems sind eine Reduzierung der nötigen Verschiebekräfte und die Verbesserung der Akustik, da ein Anschlagen der Schiebestücke an der Zylinderkopfhaube vermieden wird. Die Verschiebung der Schiebestücke wird mit Hilfe einer geschwindigkeitskonstanten Schaltkulisse und eines Zwei-Pin-Aktors pro Zylinder realisiert. Das Schiebenockensystem wird als gebaute Nockenwelle gefertigt, auf der die Schiebe- und Festnocken über ein Kugel-Feder-Paket arretiert werden. Als Führung der Nockenstücke wird eine Evolventenverzahnung verwendet.
Der Ventiltrieb ist als Rollenschlepphebeltrieb mit gedrückten und gezogenen Hebeln ausgeführt und besitzt einen hydraulischen Ventilspielausgleich. Die Kinematik des Triebes ist bezüglich der Anforderungen des Schiebenockensystems optimiert, wobei auf eine tiefe Schwerpunktlage der Rolle geachtet wurde, um die Kippgefahr bei Schaltvorgängen zu eliminieren. Das Gehäuse des Rollenschlepphebels ist ein Blechumformteil, die Rolle ist durch ein Nadellager mit drehbarem Innenring und Bolzen gelagert. Auf Ein- und Auslassseite werden Einfachventilfedern in zylindrischer Bauweise eingesetzt.
Das monometallische Einlassventil besitzt einen Tellerdurchmesser von 32 Millimetern, der des natriumgefüllten bimetallischen Auslassventil 28 Millimeter. Am Auslassventil kommt eine Doppellippenschaftabdichtung zum Einsatz.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 9: Kraftstoffsystem

Die Hochdruckpumpen sind über Edelstahlleitungen mit den auf der Zylinderkopfhaube verschraubten Kraftstoffverteilerleisten verbunden. Neu zum Einsatz kommt ein, auf Mutter-Gewinde und Kugel teilautomatisiert aufgetragener Trockenschmierfilm. Die Verbindung erfolgt nach der bewährten Kugel-Kegel-Paarung. Durch die Verschraubung mittels Drehmoment-Drehwinkel-Anzug wird eine schmale Streuung der Vorspannkraft erreicht.
Bei der Gestaltung des Kraftstoffpfades wurde konsequent darauf geachtet, die Schlauchanteile so gering wie möglich zu halten. Lediglich zur Verbindung des Motors zum fahrzeugseitigen Niederdruck-Kraftstoffsystem wird ein 5-Lagenschlauch der neuesten Generation mit verringerter Permeabilität verwendet.
Das zentral positionierte Hochdruckeinspritzventil ist als magnetgetriebenes Mehrlochventil mit sieben Spritzlöchern ausgeführt. Das Strahlbild wurde mit Hilfe von CFD-Simulationen, optischen Untersuchungen und Motorprüfstandsmessungen optimiert. Die Einzelstrahlausrichtung vermeidet negative Bauteilbenetzungseffekte und garantiert in Interaktion mit der Ladungsbewegung eine hohe Gemischhomogenität. Besonderes

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

maximales Drehmoment bereits ab geringen Drehzahlen ermöglicht und die Dynamik des Gesamtsystems optimiert werden. Darüber hinaus galt es eine packagekonforme und thermisch verträgliche Anordnung im Innen-V des Motors zu finden, **Abbildung 10**.
Die beiden Turbolader, sind aufgrund des begrenzten Motorbauraums gegenläufig drehend ausgeführt. Dies ermöglicht eine gute Turbinenströmung bei maximaler Nutzung des begrenzten Bauraums. Weiterhin wurden die beiden elektrischen Schubumluftventile in die Verdichtergehäuse und die Vorkatsonden in die Turbinengehäuse integriert. Die Turbinengehäuse und die mit einer Integraldämmung versehenen Abgaskrümmer sind beide in Stahlguß 1.4849 ausgeführt.

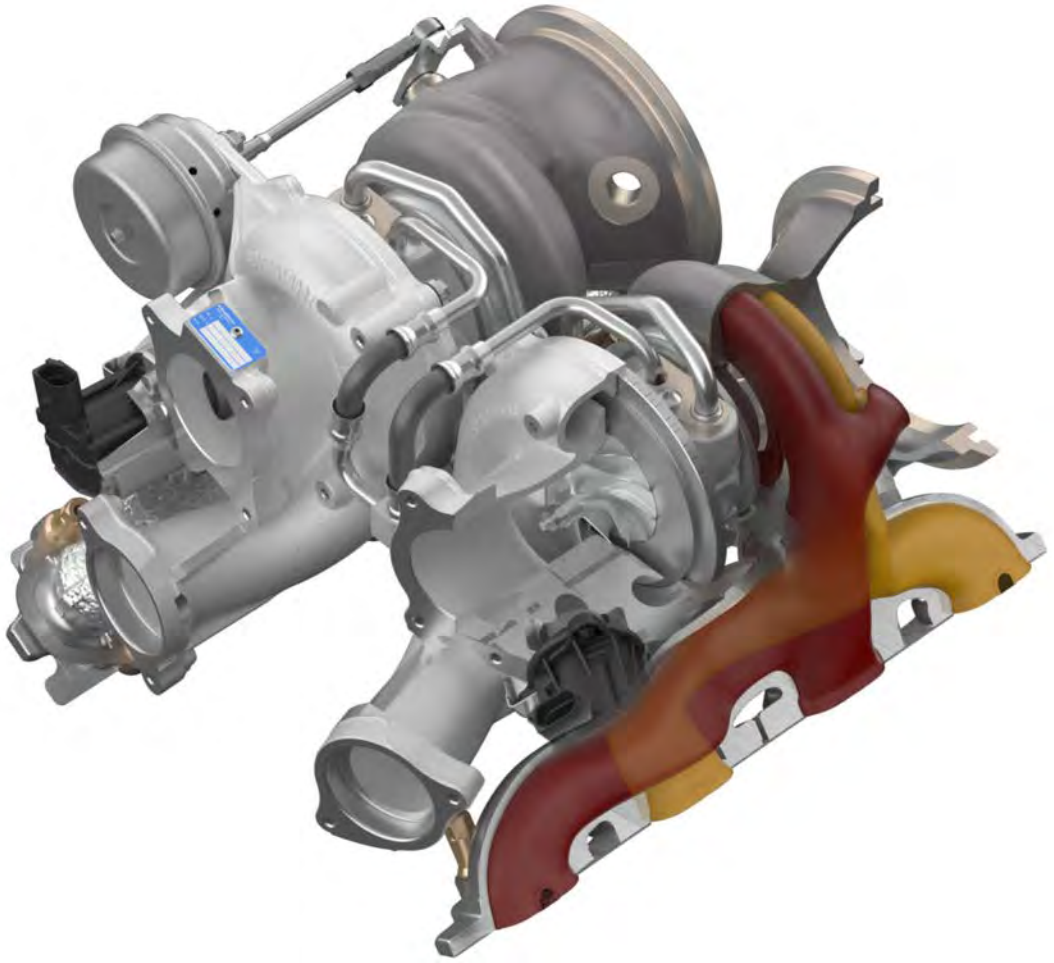


Abbildung 10: Abgasturbolader

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Millimeter und beim Verdichter 60 Millimeter.
Kurz hinter den Verdichtern werden die ansonsten ab Luftfilter getrennten Gaswege der beiden Zylinderbänke durch ein Verbindungsrohr gekoppelt. Hierdurch können die phasenverschobenen Druckschwingungen gedämpft und die Sicherheit gegen Verdichterpumpen erhöht werden.
Die nachfolgend zylinderbankzugeordneten Ladeluftstrecken sind durch einen symmetrischen Verlauf mit volumen- und druckverlustoptimierten Ladeluftkühlern und Rohrführungen gekennzeichnet, Abbildung 2. Die rechts und links im Fahrzeugbug positionierten Ladeluftkühler garantieren aufgrund des Direkt-Kühlungsprinzips und ihrer Dimensionierung die durch die spezifische Motorleistung geforderte hohe Kühlleistung sowohl im stationären als auch im dynamischen Fahrzeugbetrieb.

2.7 Kühlkreislauf

Das Kühlkreislaufkonzept des neuen V8 Turbomotors, **Abbildung 11**, basiert auf der bereits beim Vorgängermotor gewählte Volumenstromaufteilung von 20:80 zwischen Zylinderblock und Zylinderkopf. Das Kurbelgehäuse wird dabei über jeweils zwei Sammelgalerien auf der Einlassseite diagonal mit Kühlwasser durchströmt. Die doppelten Zylinderstegkühlungen wurden bei einer Zylinderstegbreite von 7 mm strömungsgünstig durch Sandkerne im Guss des Kurbelgehäuses dargestellt, Abbildung 3. Die Volumenströme werden geziehlt über die integrierten Drosselstifte aufgeteilt und über im Innen-V orientierte Sammelgalerien zurückgeführt.
Auf ein schaltbares Split-Cooling Konzept wurde zugunsten einer effektiveren Kühlung zwischen den Zylindern im Volllastfall verzichtet, da das thermische Potenzial zur schnelleren Erwärmung des Motors nach Kaltstart durch eine schaltbare Wasserpumpe bereits nahezu vollständig genutzt werden kann.
Bei der schaltbaren Wasserpumpe wird über Unterdruck ein topfförmiges Gehäuse über das Wasserpumpenrad gestülpt, das bis zu einer Kühlwassertemperatur von 80 °C den Kühlmittelstrom unterbricht. Das damit in der Aufheizphase des Motors stehende Wasser führt zu einer schnelleren Erwärmung des Brennraumes und des Motoröls. Damit werden sowohl das Emissions- als auch das Reibungsverhalten des Motors verbessert. Dieses Thermomanagementsystem liefert in Verbindung mit der im Fahrzeug umgesetzten Absperrung des Ausgleichsbehälters einen wichtigen Beitrag zur Verbrauchsreduktion.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

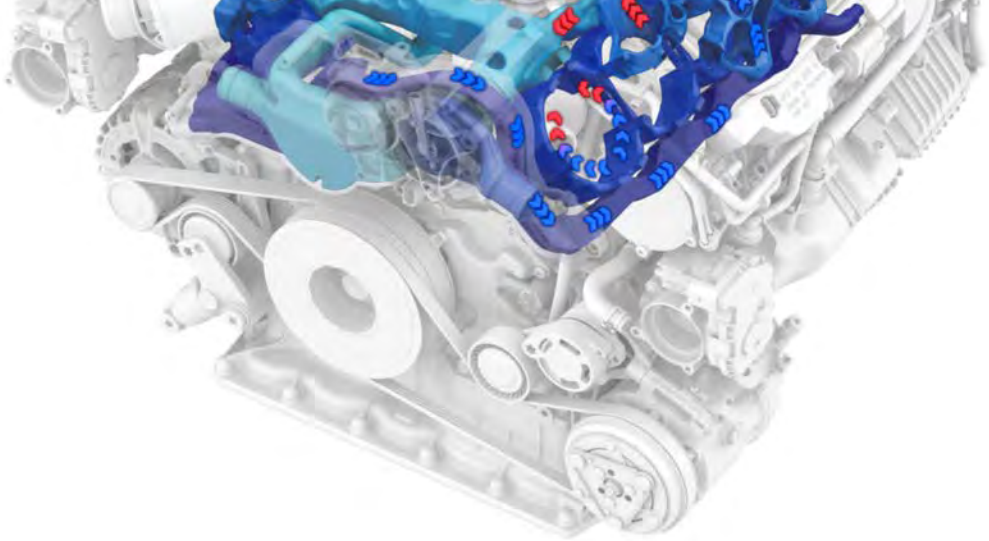


Abbildung 11: Kühlkreislauf

Eine große Herausforderung für das Kühlkonzept stellt die spezifische Leistung und die Anordnung der Turbolader im Innen-V dar. Durch umfangreiche CFD- und Wärmebilanzsimulation wurden die Wassermäntel hinsichtlich Druckverlust und Wärmeübergang optimiert. Gleichzeitig wurde der zylinderspezifische Kühlmitteldurchsatz so ausgelegt, dass der Kühlanteil über Verdampfung auf geringem Niveau gehalten und somit eine Kühlmitteloxidation vermieden wird.
Den hierzu erforderlichen hohen Kühlmitteldurchsätzen stehen die zulässigen Maximaldrücke am Kühler und den Schnittstellen der Peripheriebauteile gegenüber.
Es wurde eine Lösung mit integriertem Bypass entwickelt durch die die erforderlichen Kühlmitteldurchsätze durch den Motor und den Hauptwasserkühler angepasst werden, so dass die zulässigen Maximaldrücke eingehalten werden können.

Das Thermomanagementsystem wird durch die Funktion eines kennfeldgeregelten Ringschieberthermostat komplettiert. Zur Reibleistungsreduzierung im Teillastbereich wird das Kühlmittel auf eine Temperatur von 106 °C geregelt. Abhängig vom Betriebspunkt erfolgt eine Absenkung der Kühlmitteltemperatur.
Eine elektrische Kühlmittelpumpe erhält nach dem Abstellen des Motors die Kühlmittelzirkulation durch die Lagergehäuse der Turbolader aufrecht.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

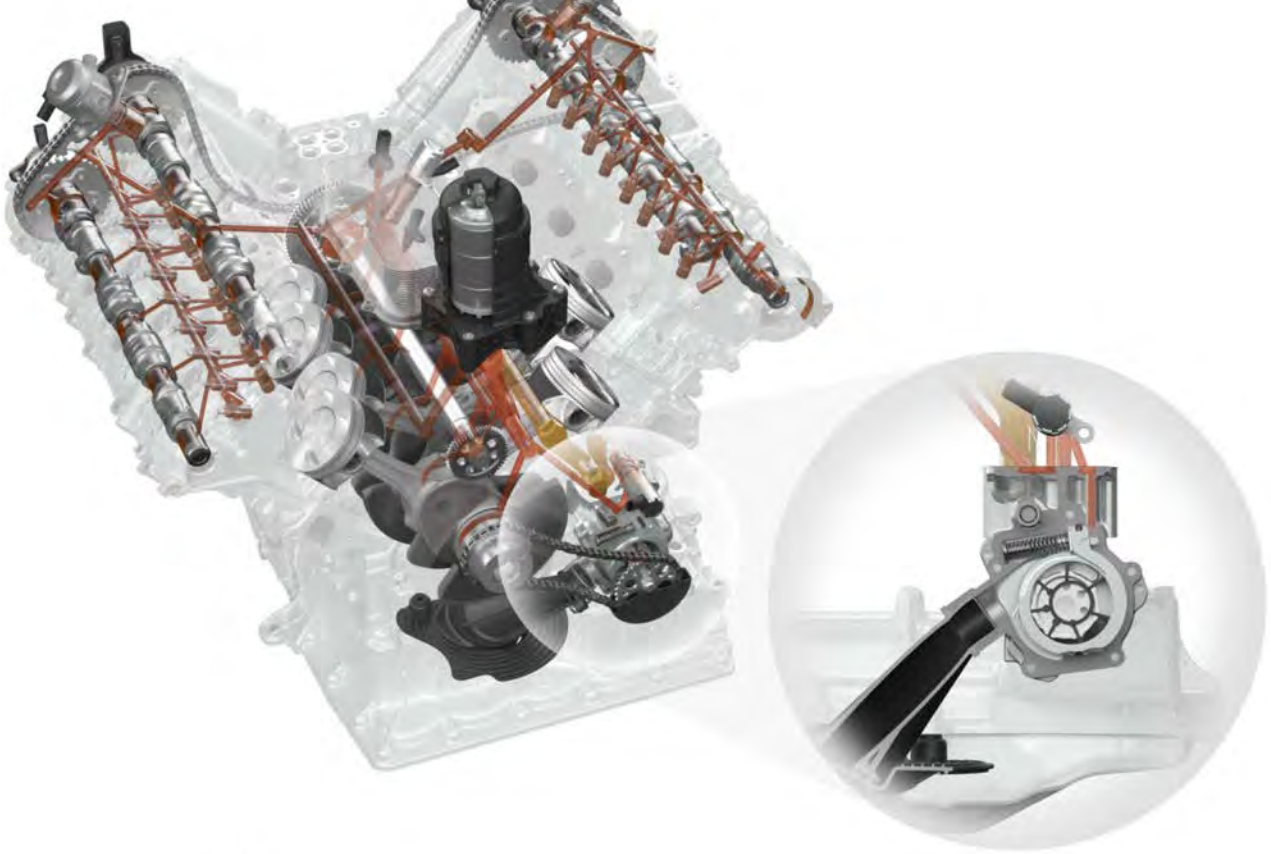


Abbildung 12: Ölkreislauf

Die Besonderheit im Schmiersystem, **Abbildung 12**, ist die Aufteilung der Ölgalerien für die Triebwerksölversorgung und Zylinderkopfölversorgung. Die Versorgungsquerschnitte der aufgeteilten Ölgalerien sind bedarfsoptimiert für den jeweiligen Verbraucher im Ölkreislauf ausgelegt, was sich wiederum auf die Öldruckaufbauzeit für Nockenwellenversteller und Kettenspanner bei Motorstart positiv auswirkt.
Der schnelle Öldruckaufbau wird zudem durch ein Rückschlagventil in der Ölpumpe unterstützt, das dafür sorgt, dass die größten Ölvolumen im Innen-V nicht in Richtung Ölwanne leerlaufen können. Die gewählte Positionierung und Anordnung von Ölfiltermodul und Öl-Wasser-Wärmetauscher zeigen sowohl Vorteile bei Motorstarts bei tiefen Temperaturen als auch in Hybrid-Anwendungen.
Zum Aufbau des Öldrucks kommt eine vollvariable Flügelzellen-Regelölpumpe zum Einsatz. Der Öldruck wird kennfeldspezifisch über den Hauptlagereintrittsdruck durch ein

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Entwicklungsziel für die Kurbelgehäuseentlüftung war es, ein möglichst bank-symmetrisches System zu realisieren.
Das System besteht im Wesentlichen aus einem Ölabscheider je Zylinderbank, welche die folgenden Funktionen erfüllen:

- Grobölabscheidung
- Feinölabscheidung
- Druckregelung
- Schaltung von Teil- und Volllastentlüftung
- Rückführung des abgeschiedenen Öls in den Ölkreislauf

Die Einleitung der Kurbelgehäusebelüftung ist separat am Kurbelgehäuse direkt oberhalb des Ölspiegels umgesetzt.
Die Frischluft wird dabei direkt vor der Drosselklappe entnommen. Die Dosierung erfolgt über eine integrierte Drossel an der Entnahmestelle. Zusätzlich besteht über ein elektrisches Ventil die Möglichkeit, den Volumenstrom der Frischluft abzuschalten.
Auch unter Grenzbetriebsbedingungen ist die Abscheidung mit einem Abscheidegrad von bis zu 92 Prozent gewährleistet.

2.10 Riementrieb

Durch den innermotorischen Antrieb der Wasserpumpe kann der Riementrieb in zwei kleine Einzeltriebe für Generator und Klimakompressor aufgeteilt und somit den jeweiligen Plattformanforderungen inklusive Anwendungen in Hybrid-Antriebssträngen mit geringer Differenzierung angepasst werden.
Im Generatortrieb kommt ein Spannsystem mit hydraulischem Dämpfungselement zum Einsatz, um die Dynamik bei Getriebe-Schaltvorgängen und im Vierzylinderbetrieb zu beherrschen. Auf der Klimaseite genügt ein mechanischer Drehfederspanner.
Zur Erzielung eines maximalen Widerstandsmoments gegenüber Verformung unter Fliehkrafteinflüssen besteht das Gehäuse des Viskose-Torsionsschwingungsdämpfers aus geschmiedetem Stahl, wohingegen der Schwungring in Aluminium ausgeführt ist.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

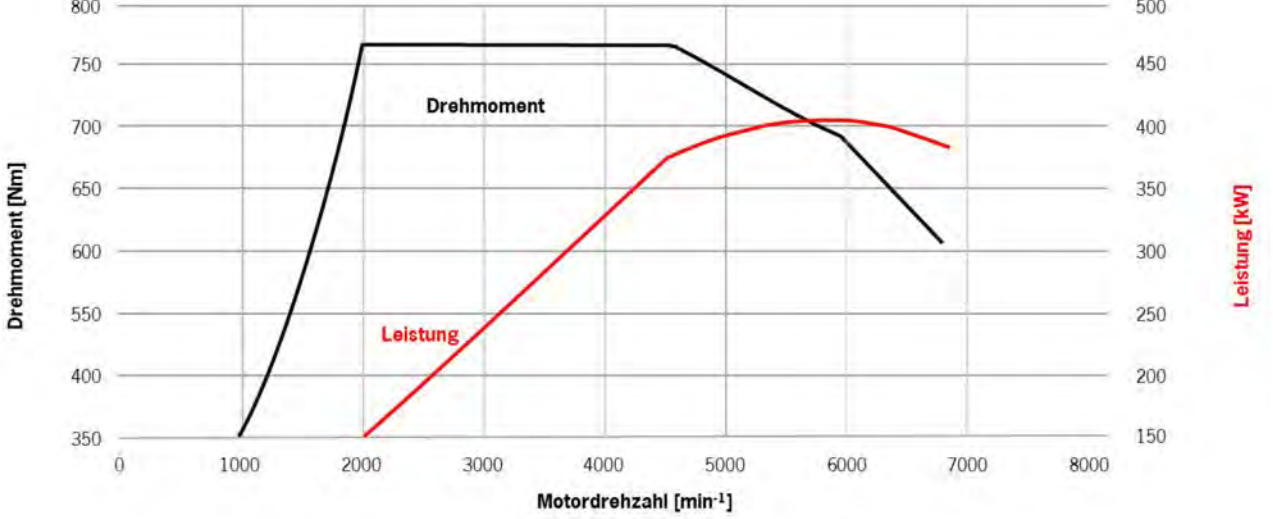


Abbildung 13: Volllastkurve

3.2 Reibleistung

Zur Erreichung der Verbrauchszielwerte wurde bei der Konzeptionierung des Grundaggregats ein besonderes Augenmerk auf die konsequente Nutzung von reibleistungsvermindernden Maßnahmen gelegt. Im Folgenden sind die wesentlichen Einzelmaßnahmen und Potenziale zusammengefasst:

- separat schaltbare kennfeldgesteuerte Kolbenspritzdüse
- Laufbahnbeschichtung in Verbindung mit Brillen- und Glatthonung
- reduzierte Tangentialspannung an allen Kolbenringen
- bestmögliche Kurbelgehäuseventilation über form- und querschnittsoptimierte Ventilationsfenster im Kurbelgehäuse
- bedarfsgerechte, kennfeldgesteuerte Druck- und Volumenstromregelung mittels vollvariabler Flügelzellenölpumpe
- Thermomanagement über Kennfeldthermostat und abschaltbare Wasserpumpe
- reibleistungsoptimierter Zahnrad-Ketten-Steuertrieb mit triovalen Kettenrädern
- vereinfachter Riementrieb durch Antrieb der Wasserpumpe über Zwischenwelle
- Einsatz von 0W30 und 0W40 Leichtlaufölen

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

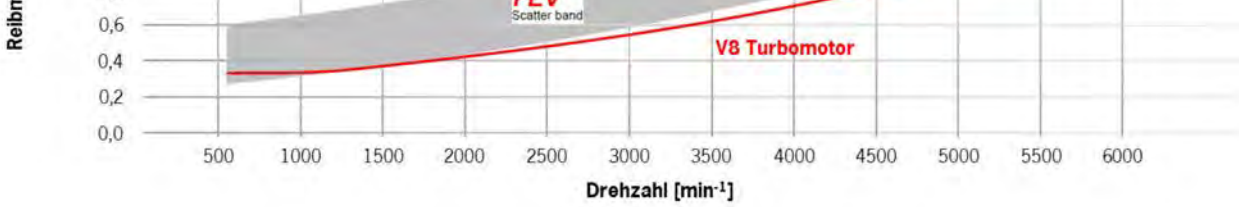


Abbildung 14: Reibmitteldruck

3.3 Verbrauch

Neben der Reduzierung der Reibleistung liegt ein Schwerpunkt der Verbrauchsoptimierung in der Umsetzung der Zylinderabschaltung. Durch die Zylinderabschaltung wird über die Betriebspunktverschiebung der weiterhin aktiven Zylinder eine deutliche Verbrauchsreduzierung bei niedrigen Lastanforderungen an den Gesamtmotor erzielt. Durch die Stilllegung sowohl der Ein- als auch Auslassventile kann das Verbrauchsminderungspotenzial einer Zylinderabschaltung weitgehend erschlossen werden, da keine Gasströmungen über die Ventile und somit keine Ladungswechselverluste mehr vorliegen.
Der im Abschaltbetrieb darstellbare Lastbereich ist thermodynamisch durch das halbierte Effektivhubvolumen in Verbindung mit dem aus der Turboladerdimensionierung resultierenden geringen Ladedruckangebot beschränkt. Die maximale Schaltdrehzahl wird durch konstruktive Parameter und die mechanischen Eigenschaften des Schiebenockensystems bestimmt. Innerhalb dieser Grenzen wird der „Halbmotorbetrieb“ im Drehzahlbereich zwischen 950 und 3500 min^{-1} sowie gang- und drehzahlabhängig unterhalb 150 bis 250 Nm Motordrehmoment aktiviert, sofern auch die weiteren notwendigen Freigabebedingungen wie zum Beispiel Motor- und Öltemperatur erfüllt sind.
Im untersten Lastbereich wird durch die Zylinderdeaktivierung eine Kraftstoffverbrauchsreduzierung von bis zu 30 Prozent erzielt. Bei 2 bar effektivem Mitteldruck liegt der Verbrauchsvorteil bei circa 15 Prozent im nahezu gesamten Drehzahlband des Abschaltbereichs.

Als Gesamtresultat aus optimiertem Motorreibungsniveau und Brennverfahren sowie der Zylinderabschaltung ergibt sich ein Verbrauchskennfeld mit hervorragenden Werten in weiten Betriebsbereichen. In **Abbildung 15** ist der ausgedehnte Kennfeldbereich dargestellt, in dem ein spezifischer Verbrauch von 240 g/kWh beziehungsweise 230 g/kWh unterschritten wird. Der Bestwert beträgt 228 g/kWh.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

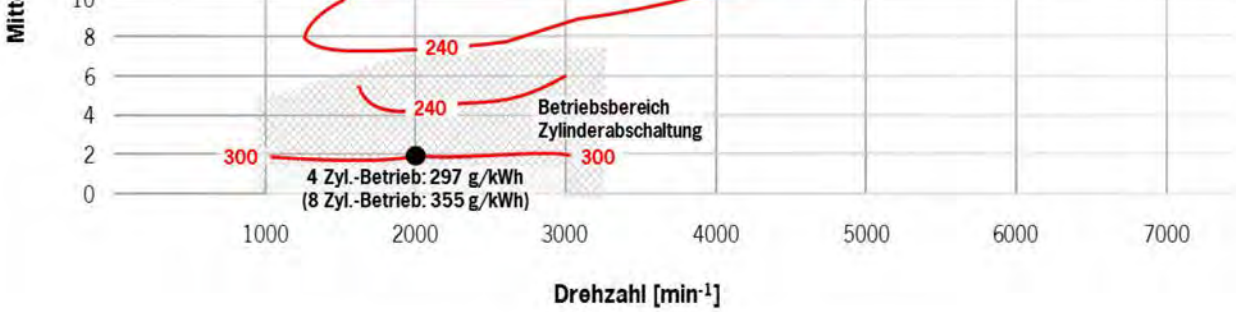


Abbildung 15: Kraftstoffverbrauchswerte im Kennfeld

Die im Motorsteuergerät hinterlegten verbrauchsoptimalen Betriebsmodusschwellen für den Stationärbetrieb werden im instationären Fahrzeugbetrieb situationsabhängig korrigiert, um momentanen fahrdynamischen Anforderungen gerecht zu werden.
Die Optimierung der Schaltstrategie im Zielkonflikt zwischen Verbrauchsminimierung und Fahrdynamik bildete daher einen wesentlichen Schwerpunkt bei der Fahrbarkeits-applikation. Einer Minimierung der Schalthäufigkeit kommt in diesem Zusammenhang noch eine weitere Bedeutung zu, da ein momentenneutraler Moduswechsel einen kurzzeitigen Zünd- und Gemischeingriff und somit Wirkungsgradnachteil mit sich bringt.

3.4 Emission

Um die strengen Anforderungen der zukünftigen weltweiten Emissionsgesetzgebungen zu erfüllen, wurde bei dem Abgasnachbehandlungssystem eine motornahe Katalysator-anordnung im Innen-V gewählt. Bei der Gestaltung der Katalysatoranströmung wurden für das Katalysatorheizen und weitere Motorbetriebspunkte, unter anderem mit 3D-CFD-Simulationen, die Abgasturbolader-Turbinengeometrie sowie der Wastegate-Kanal optimiert. Dabei waren die Ziele eine sehr gleichmäßige Durchströmung und Erwärmung der Katalysatormatrix, eine homogene Verteilung der Druckgradienten und Matrixtemperaturen sowie eine optimale Lambdasonden-Position.
Einen wesentlichen Beitrag zur schnellen Katalysatorerwärmung liefert in der Katalysatorheizphase das zusätzliche Öffnen des Turbolader-Wastegates, wodurch ein schnelles Light-Off sichergestellt wird.
Ein weiterer Schwerpunkt war die brennverfahrensseitige Optimierung der Rohemissionen im Betriebskennfeld sowie in der Kaltstart- und Warmlaufphase des Motors. Im Zusammenhang mit der zentralen Injektorlage und der gewählten Systemhardware wurden unterschiedliche Einspritzstrategien für Start, Katalysatorheizen, Warmlauf sowie

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

einen zusätzlichen Spülstrom sicherstellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Motorbaugruppen werden Bestwerte in der Reibleistung erreicht. Die Zylinderabschaltung und das neue Brennverfahren ermöglichen einen effizienten Kraftstoffeinsatz über den gesamten Kennfeldbereich. Der hohe Grad an Funktionsintegration in den verschiedenen Baugruppen gestattet zudem ein sehr kompaktes Einbaumaß und ein geringes Gewicht. Gegenüber dem Vorgängermotor werden 9,5 kg eingespart.

Der Ersteinsatz des neuen V8 Triebwerks im neuen Porsche Panamera turbo. Dort leistet der Motor 404 kW und bietet ein maximales Drehmoment von 770 Nm. Der modulare Aufbau und die konsequente Berücksichtigung unterschiedlicher Einbausituationen und Triebstrangkonfigurationen legen den Grundstein für den weiteren Ausbau der Motorenfamilie.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für die neue Generation der Porsche Sportwagen 911 Carrera und 718 Boxster wurde eine komplett neue Boxermotorenfamilie mit Turboaufladung entwickelt. Erstmals kommen in diesen Sportwagenmodellen statt Saugmotoren turboaufgeladene Boxermotoren zum Einsatz. Die Motorenfamilie verfügt über einen Hubraumbereich von 2,0 bis 3,0 Liter, mit einem Leistungsspektrum von 300 bis 420 PS.

Das seit über 60 Jahren einzigartige Konzept der Porsche-Boxermotoren sowie die 40-jährige Tradition der Porsche-Turboaufladung wurden in diesen neuen Aggregaten vereint – Tradition und Innovation gehen gemeinsam einen neuen Weg und Sie dürfen gespannt sein, wie das Boxermotorenkonzept völlig neu interpretiert wird.

Der Entwicklungsschwerpunkt lag auf der Schärfung des Porsche-typischen Fahrerlebnisses. Boxer-typischer Klang, deutlich fülligeres Drehmoment, Ansprechverhalten auf Sportwagen-Niveau und ein nutzbares Drehzahlband bis 7500/min erschließen neue Dimensionen der Fahrperformance. Der Effizienz kommt neben der Hubraum-/Zylinderreduzierung auch ein neu entwickeltes Brennverfahren sowie tiefgreifende Änderungen in den Bereichen Leichtbau, Reibung, Ölhaushalt und Thermomanagement zu Gute.

Die neue Boxermotorenfamilie verkörpert mehr denn je die Porsche Philosophie: die Verbindung aus großem Fahrspaß mit hoher Effizienz sowie erstklassige Sportlichkeit mit hervorragender Alltagstauglichkeit.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 1: 718 RS 60 Spyder (1959/1960)

Heute wird das Vierzylinder-Boxer-Konzept von Porsche neu interpretiert und in Anlehnung an den legendären Porsche 718 (Abbildung 1) erhalten die neuen Modelle des Boxster auch wieder jene Ziffern als Modellbezeichnung: 718. Die Tradition des Vierzylinder-Boxermotors wird verbunden mit neuesten Innovationen, die überragende Fahrleistungen bei gleichzeitig reduzierten Kraftstoffverbräuchen ermöglichen. Durch Turbo-Downsizing in Verbindung mit dem Zylindersprung wird die bekannt gute Performance – auch auf der Rundstrecke – deutlich gesteigert, ohne die für einen Porsche-typische Alltagstauglichkeit zu vernachlässigen. Im Basismodell wird der 2,7 Liter Sechszylinder-Saugmotor durch einen 2,0 Liter Vierzylinder-Turbomotor mit 300 PS und im S-Modell der 3,4 Liter Sechszylinder-Saugmotor durch einen 2,5 Liter Vierzylinder-Turbomotor mit 350 PS ersetzt. Die Motorleistung steigt bei beiden Fahrzeugtypen um 35 PS gegenüber den Vorgängern. Die Hubraumspreizung der beiden neuen Motoren erlaubt einen optimalen Downsizinggrad in den unterschiedlichen Leistungsklassen und die Erreichung sportwagentypischer Eigenschaften wie zum Beispiel ein sportliches Ansprechverhalten.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

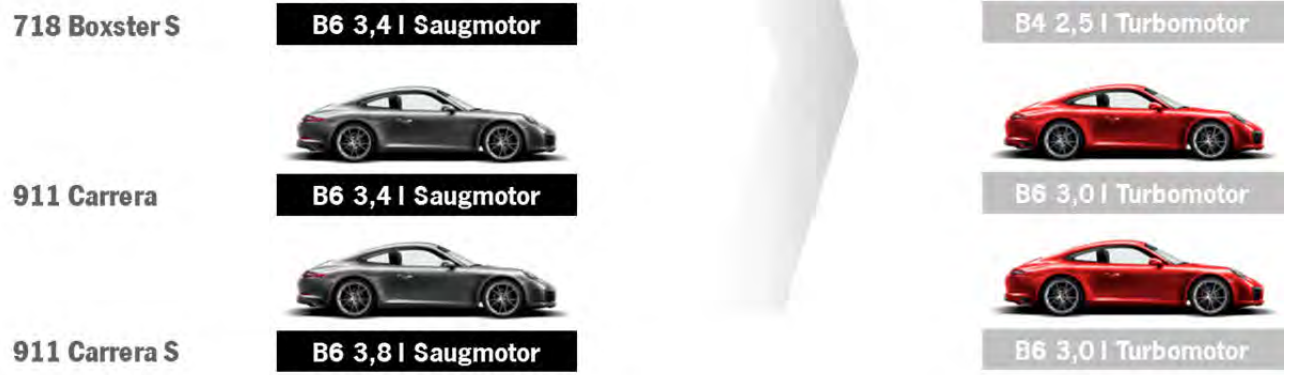


Abbildung 2: Turbodownsizing bei den Porsche Sportwagen

2. Das Motorkonzept des Vierzylinder-Boxermotors

Der Vierzylinder-Boxermotor ist eine Wiederbelebung des klassischen Motorenkonzeptes mit der DNA der Porsche Boxermotoren. Der neue Motor verfügt über alle Gene einer Porsche-typischen Ausprägung eines Sportmotors: überragende Performance, große Drehzahlspanne und ein sehr gutes Ansprechverhalten. Zielsetzung war, eine Porsche-authentische und wettbewerbsfähige Motorisierung in den neuen Porsche 718 Boxster Fahrzeugen darzustellen. Die Boxer-typischen Vorteile wie exzellenter Massenausgleich, hohe Drehfreude, niedriger Schwerpunkt und typischer Sound sollten auch bei den Vierzylinder-Motoren zur Geltung gebracht werden.

Aber nicht nur in der Vergangenheit – auch für die Zukunft bietet ein Vierzylinder-Turbokonzept viel Potenzial. Der Porsche 919 Hybrid hat mit dem Sieg der 24 Stunden von Le Mans und dem Gewinn der Marken- und Fahrerweltmeisterschaft in der FIA Langstrecken-Weltmeisterschaft im Jahr 2015 bewiesen, dass mit einem Vierzylinder Turbomotor wettbewerbsüberlegene Sportwagen motorisiert werden können. Die neuen Vierzylinder-Boxermotoren übertragen direkt Technologiebausteine aus dem Le Mans Siegermotor in die Serie – sei es der Zylinderabstand, die kurzhubige Auslegung, die zentrale Benzindirekteinspritzung oder auch der Einsatz einer variablen Turbinen-geometrie (VTG) – um nur ein paar Beispiele zu nennen (siehe Abbildung 3).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Porsche Technologiebaukastens:

- Benzindirekteinspritzung mit zentraler Injektorlage
- Vier-Ventil-Technik mit Ventilhubschaltung (VarioCam Plus) und zusätzlichen Auslassnockenwellenverstellern
- modulare Aufladetechnologie mit Waste-Gate-Ladern und optionaler variabler Turbinengeometrie
- effektiver Ladungswechsel mit großer Zylinderbohrung und kleinem Hub (Kurzhubige Auslegung)
- integrierter Trockensumpf mit einer vollvariablen Ölpumpe
- Closed-Deck Aluminium-Kurbelgehäuse mit einer Eisen (Fe)-Laufbahnbeschichtung
- einteiliger Zylinderkopf mit Querstromkühlung für höchste Zylinderleistungen
- Thermomanagement mit einer schaltbaren Wasserpumpe und Kennfeldthermostat

Abbildung 3: Der neue Vierzylinder-Boxermotor von Porsche

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mittige Monolader Anordnung erlaubt den Verbau unterschiedlicher Turboladergrößen und -technologien. So wird als Besonderheit beim Spitzenmodell – dem 718 S – eine variable Turbinengeometrie dargestellt, um auch mit großem Turbinenraddurchmesser ein optimales Ansprechverhalten beim 2,5 Liter Motor gewährleisten zu können.

Aufgrund des vierzylinderspezifischen Schwingungsverhaltens kommt eine Vierpunkt-Aggregatlagerung mit schaltbaren Hydrolagern zum Einsatz. Diese erlaubt eine optimale Auslegung für Akustik, Komfort und Fahrdynamik. Zudem ergeben sich damit gegenüber der Dreipunktlagerung des Vorgängers Vorteile für die Anordnung der Abgasturbolader-varianten sowie die Abgasführung und den Katalysator.

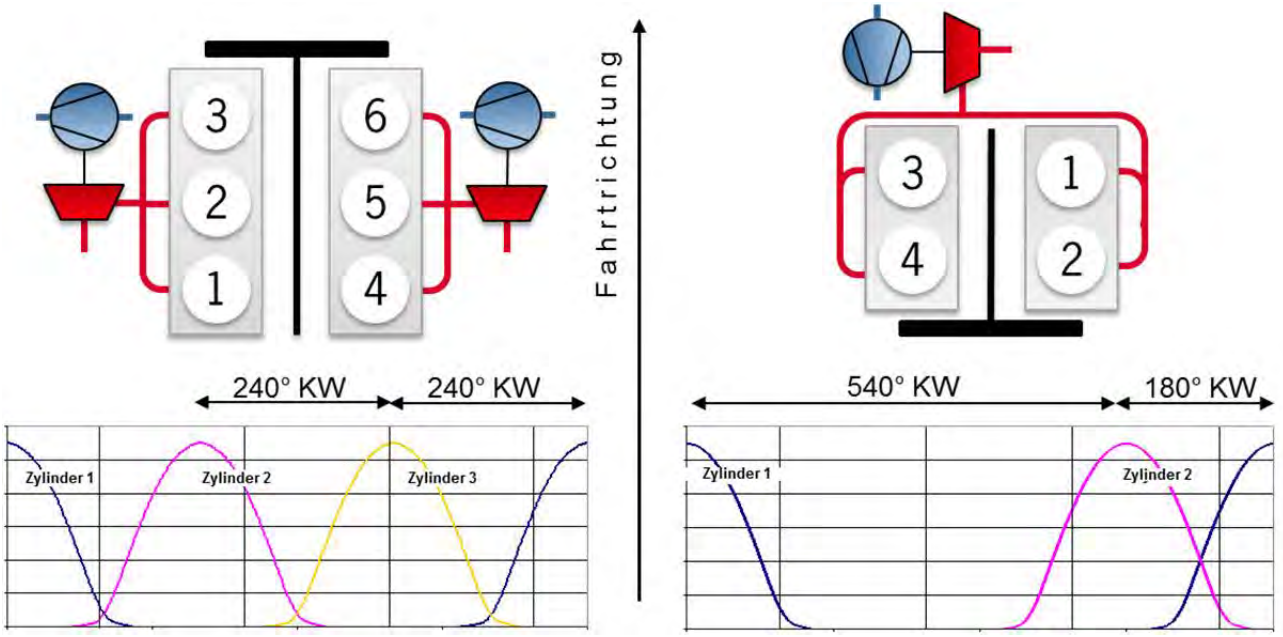


Abbildung 4: Ladungswechsel (Auslassventilhübe einer Zylinderbank) von Sechs- und Vierzylinder-Boxermotoren

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

dadurch initiierte Abgasdruckwelle soweit nach spät verlegt, dass Restgaseinträge weitestgehend vermieden werden (siehe Abbildung 5). Die Ventilhubumschaltung erfolgt auf der Einlassseite hauptsächlich lastabhängig, auf der Auslassseite drehzahlabhängig. Die Auslegung der Sauganlage stellt sicher, dass es bei der Zündreihenfolge nicht zu ungleichen Füllungsverteilungen kommt.

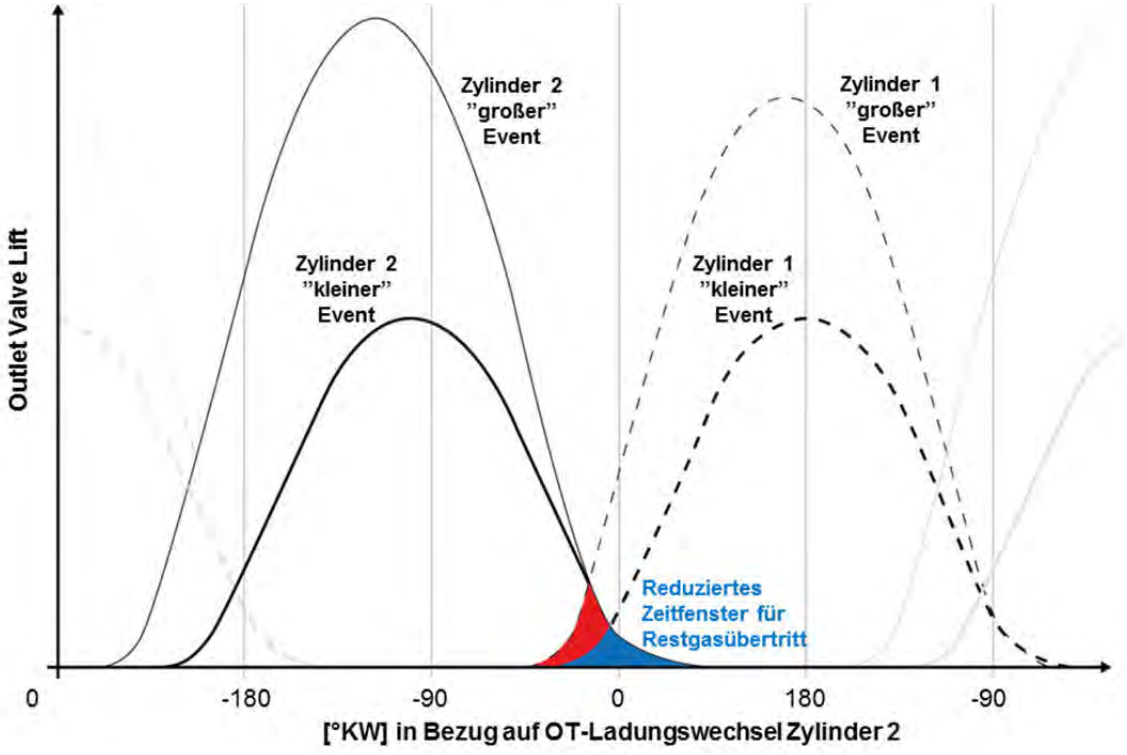


Abbildung 5: Einfluss der Auslass-Hubumschaltung auf Restgasanteile benachbarter Zylinder

2.3 Ladeluftkühlung

Eines der wichtigsten Entwicklungsziele war – neben geringem Verbrauch bei gleichzeitig deutlich gesteigerten Leistungswerten – ein guter Ladeluftkühlungswirkungsgrad für eine sportliche Leistungsentfaltung im Instationärbetrieb unter Beibehaltung der für den Boxster typischen Fahrzeugmerkmale wie Mittelmotoranordnung, Kofferraumvolumen und

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 6: 718 Boxster (Typ 982)

Über eine integrierte Ladeluftkühlung mit einem separaten Niedertemperaturkühlkreislauf (NT-Kühlkreislauf) werden die anspruchsvollen Leistungswerte trotz sehr geringen Bauraums dargestellt. Das Niedertemperatur-Kühlsystem besteht aus zwei seitlich angeordneten Niedertemperatur-Wasserkühlern und einem mittig auf dem Motor platzierten indirekten Ladeluftkühler (siehe Abbildung 7).

Abbildung 7: Ladeluftkühlung des B4-Motors im 718 Boxster

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.4 Abgasanlage

Auf den mittig vorne angeordneten Turbolader folgt der motornahe 400-Zellen-Katalysator. Zur Optimierung des Abgasgegendrucks und eines Porsche-typischen Motorklangs teilt sich die Abgasführung anschließend zweiflutig auf und mündet in zwei im Heck angeordnete Hauptschalldämpfer, die mittels einer Übersprechstelle und ein Resonanzrohr miteinander verbunden sind (siehe Abbildung 8). Das Basismodel hat ein Ovalendrohr und das S-Modell ein Doppelendrohr – beide in der Boxster-typischen mittigen Lage. Optional ist eine Sport-Abgasanlage erhältlich. Die Vor-Kat-Lambdasonden sind pro Zylinderbank vor dem Turbolader angeordnet.

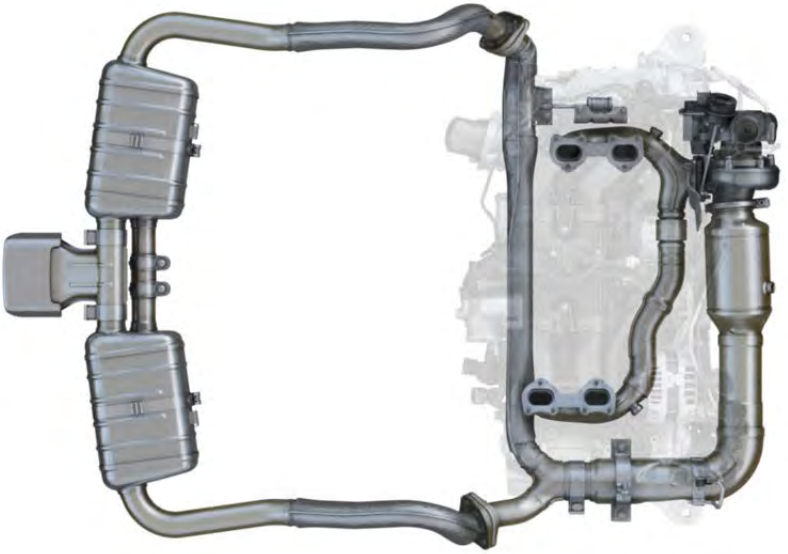


Abbildung 8: Die Abgasanlage des B4-Motors

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

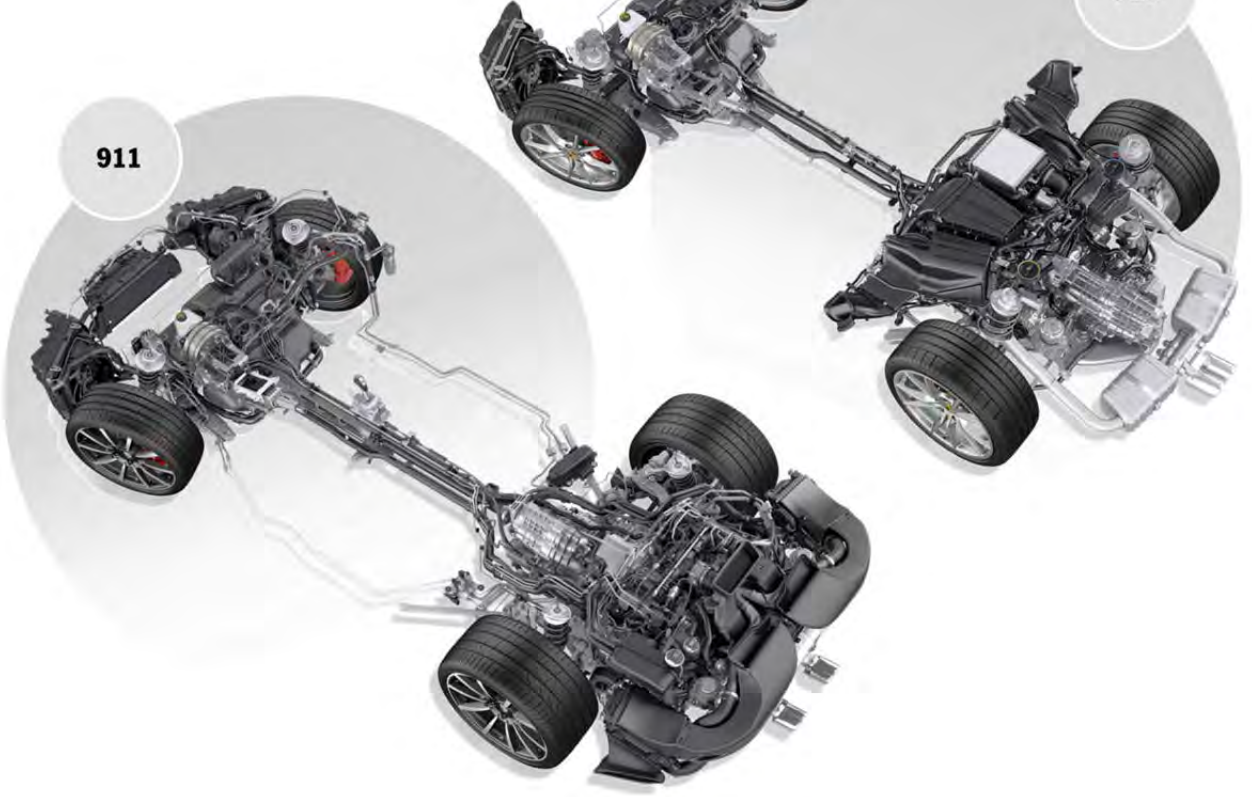


Abbildung 9: Antriebskonzepte von 911 (Heckmotor) und 718 (Mittelmotor)

Neben einem hohen Gleichteileanteil in den Bereichen

- Pleuel
- Pleuel- und Kurbelwellenlager
- Steuertrieb
- Riementrieb
- Ventiltrieb
- Kraftstoffsystem
- Sensorik und Aktuatorik
- Hochlastverschraubungen (wie Pleuel, Zylinderkopf und Lagerstuhl)

wurde zusätzlich auf eine wirtschaftliche Fertigung der variantenbestimmenden Bauteile geachtet. So sind beispielsweise die Kurbelgehäuse der B4 und B6 Motoren konzeptionell

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

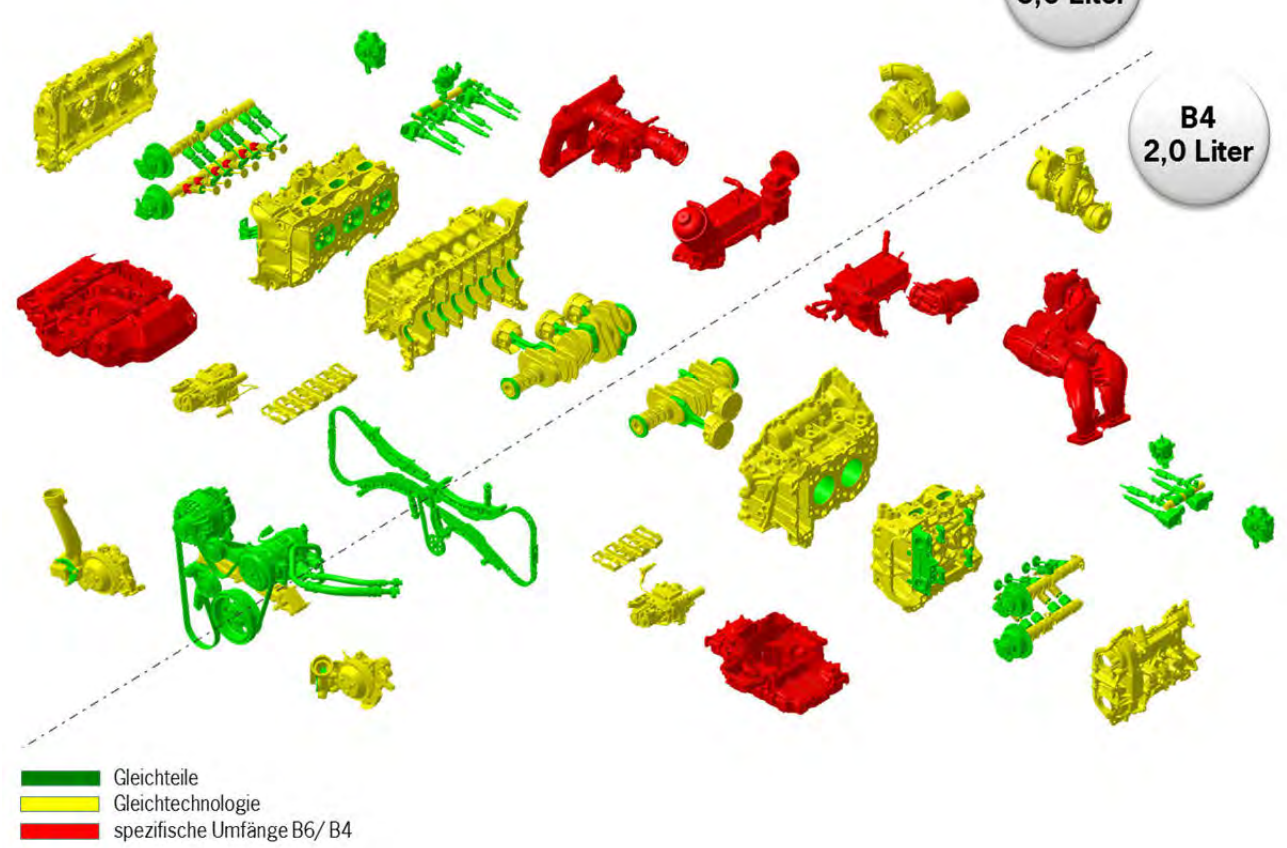


Abbildung 10: Gleichteile- und Gleichtechnologieumfang der neuen Motorfamilie 9A2

Mit Hilfe des Gleichteilkonzepts wird die Produktion auf einem Montageband in Stuttgart Zuffenhausen auch weiterhin gewährleistet und eine Mixfertigung der Vier- und Sechszylinderaggregate in Kombination mit allen bisher vorhandenen Boxerderivaten ermöglicht.

Im Folgenden wird auf die wesentlichen Technologien dieser Motorfamilie (siehe Abbildung 11) eingegangen.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Pleuellagerdurchmesser	[mm]	53			
Verdichtungsverhältnis		9,5:1		10:1	
Turbinenraddurchmesser	[mm]	50	55	45	
Verdichterraddurchmesser	[mm]	58	64	49	51
Max. Ladedruck (relativ)	[kPa]	1,4	1,0	0,9	1,1
Nennleistung bei 6.500/min	[kW]	220	257	272	309
Max. Drehmoment	[Nm]	380	420	450	500
Maximaldrehzahl	[min^{-1}]	7500			
Abgasstufe		EU6 / LEV3			

Abbildung 11: Technische Daten (Modelljahr H)

3.1 Effizienz

Zur Erreichung einer optimalen Effizienz der neuen Triebwerke hat Porsche die Entwicklungsschwerpunkte auf folgende Handlungsfelder gelegt:

- Downsizing
- Brennverfahren
- Gewicht
- innermotorische Reibung
- Thermomanagement
- Weiterentwicklung der Funktionen Segeln und Start-Stopp

3.1.1 Downsizing

Eine weitere Leistungssteigerung der B6 Saugmotoren auf über 105 PS/Liter unter Beibehaltung der Porsche-typischen Alltagstauglichkeit wäre verbunden gewesen mit einer Erhöhung des Hubraums, was im Widerspruch zu signifikanten Verbrauchs-reduzierungen steht. Aus diesem Grund wurde das Hubraum- und Zylinderdownsizing umgesetzt.

Wie bei allen Porsche-Boxermotoren handelt es sich auch bei den neuen Turbomotoren um ausgesprochene Kurzhuber. Der Zylinderabstand beträgt traditionell 118 Millimeter. Um den Boxer-spezifischen Randbedingungen gerecht zu werden, wurde der Hub für die turboaufgeladenen Vierzylinder und Sechszylinder Boxermotoren auf 76,4 Millimeter

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 12: Kurbeltrieb der 9A2 B6- und B4-Motoren

Das Zylinderkurbelgehäuse mit der stahlbeschichteten Laufbahn wurde für die neue 9A2 Boxermotoren-Generation ebenso neu entwickelt wie der dazugehörige Fertigungsprozess. Das bewährte closed-deck-Konzept des Zylinder-Kurbelgehäuses sorgt für eine hohe Struktursteifigkeit und geringe Zylinderverzüge unter turbospezifischen Motorlasten. Die vorbearbeiteten Zylinder werden zunächst mechanisch aufgeraut, anschließend mit einem rotierenden Plasmastrahl im RSW-Verfahren (RSW: Rotating-Single-Wire) beschichtet und dann in einem mehrstufigen Brillen-Honprozess, über den gezielt Öltaschen in die Zylinderlaufbahn eingebracht werden, fertig bearbeitet (siehe Abbildung 13).

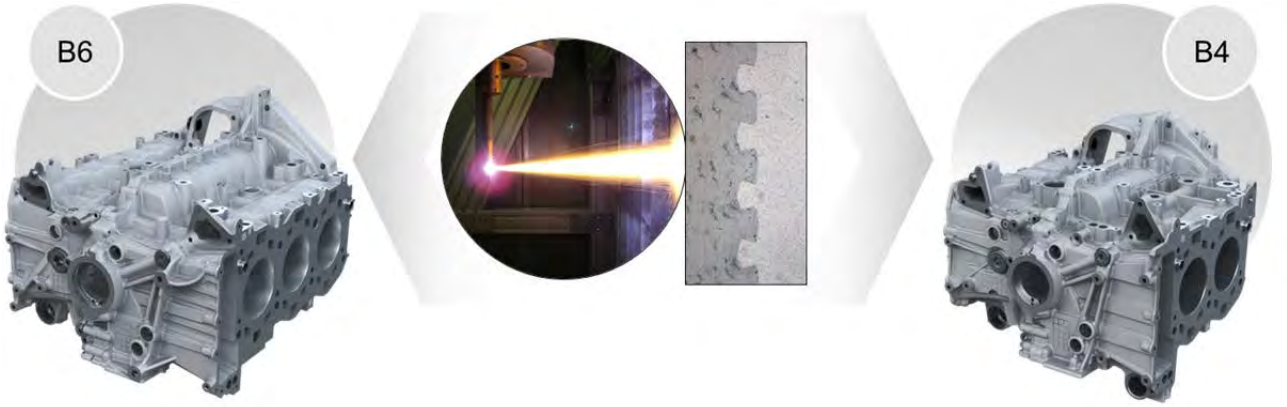


Abbildung 13: 9A2 B6- und B4- Kurbelgehäuse mit Fe-Laufbahnbeschichtung

Ein inhaltlicher Schwerpunkt bildete hierbei die erstmalige Anwendung und Entwicklung eines mechanischen Aufrauverfahrens, um eine sichere Verklammerung der aufgespritzten Eisenschicht zum Aluminium zu erreichen. Zudem wurde der Beschichtungsprozess im RSW-Verfahren in die bestehende Fertigungslinie der Kurbelgehäuse integriert und auf die Anforderungen der Boxermotoren abgestimmt. Der Einsatz der Fe-beschichteten Laufbahn ermöglicht die Funktionstrennung zwischen Laufbahn und

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die für Boxermotoren typische, kurzhubige Triebwerksauslegung ist die bewährte Voraussetzung für ihre hohe Belastbarkeit als auch die Einhaltung der anspruchsvollen Packageanforderungen eines Heck- bzw. Mittelmotorantriebs. Das für alle 9A2-Motoren neu entwickelte Brennverfahren unterstützt diese Ansprüche mit folgenden Merkmalen:

- zentrale Injektorlage
- Tumble Einlasskanäle
- symmetrische Einlass- und Auslassventilhübe bei den B6-Motoren
- symmetrische Einlass- und asymmetrische Auslassventilhübe bei den B4-Motoren
- Katheizen mit innermotorischen Maßnahmen und optimierter Einspritzstrategie

Die zentrale Injektorlage verhilft hierbei zu einer deutlichen Verbesserung gegenüber den Vorgängermotoren hinsichtlich Effizienz und Emissionierung, insbesondere unter den Randbedingungen eines abgasturboaufgeladenen Betriebs. Dem Zusammenspiel zwischen der Ausprägung der Ladungsbewegung und den Einspritzparametern kommt dabei eine Schlüsselrolle zu:

- Detailoptimierung des Spitzlochdesigns am Ventilsitz des Injektors
- gezielte Sprayauslegung in enger Abstimmung mit der Brennraumgeometrie
- Ausreizen des vorhandenen Kraftstoffhochdruckpotenzials
- rechnerische Bewertung von Ladungsbewegung und Gemischbildung

Durch gezielte Strahlauslegung und symmetrischer Einspritzmassenverteilung über alle Einzelstrahlen kann eine gute Raumerfassung mit äußerst geringer Neigung zur Wandbenetzung erreicht werden. Eine Anhebung des Einspritzdrucks auf bis zu 250 bar dient zur kraftstoffseitigen Unterstützung der Gemischbildung in der Warmlaufphase. In Verbindung mit der Ladungsbewegung (Tumble) verfügen die 9A2-Motoren somit über eine effiziente Verbrennung mit geringem Rohemissionsniveau. Spezielles Augenmerk liegt verbrennungsluftseitig auf einer möglichst effizienten Gestaltung der Einlasskanäle mit einer optimalen Kombination von Tumbleniveau und Durchflusskennziffer im Spannungsfeld mechanischer Anforderungen, Emissionen und Kraftstoffverbrauch (siehe Abbildung 14).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 14: Einlasskanalentwicklung am Beispiel des 2,5 Liter-Motors

Neben der Entwicklung der Einlasskanäle wurde die Porsche-typische Querstromkühlung der Zylinderköpfe optimiert, um den Anforderungen der leistungsgesteigerten Turbomotoren gerecht zu werden. Die Reduzierung der Werkstofftemperaturen erlaubt bis zu 40 Prozent geringere Wandstärken. Die Ölgalerien für die Versorgung des VarioCamPlus-Systems werden vorgegossen und ermöglichen so die zentrale Anordnung der Hochdruckinjektoren (siehe Abbildung 15). Zum Einsatz kommt hier ebenfalls die bewährte Aluminiumlegierung AlSi7MgCu0,5.

Abbildung 15: 9A2 Zylinderkopf B6 und B4 mit zentraler Injektorlage

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 16: Verbesserung der Leistungsgewichte am Beispiel der S-Modelle

Während das Mehrgewicht beim B6 3,0 Liter-Turbomotor gegenüber dem Saugmotor im Vorgängerfahrzeug trotz zusätzlicher Turbo-Komponenten lediglich 17 Kilogramm beträgt, ist der B4 2,0 Liter-Motor acht Kilogramm leichter als sein B6-Vorgänger. Abbildung 16 zeigt die Leistungsgewichte der Fahrzeuge.

3.1.4 Reibung

Zur Verbesserung der Reibmitteldrücke gegenüber den Vorgängermotoren wurde die Fe-beschichtete Zylinderlaufbahn eingesetzt, die Reibungsverluste im Steuertrieb durch eine verringerte Kettenspannerkraft reduziert, die Antriebsleistung der Wasserpumpe gesenkt und der Ölhaushalt inklusive der Ölpumpe konsequent optimiert.

Bei der Auslegung des Ölkreislaufes wurde auf maximale Effizienz geachtet. So war ein Entwicklungsziel, den Ölvolumenstrom minimal zu halten. Hierbei hat man sich zu Nutze gemacht, dass der Zylinderkopf aufgrund seiner Verbraucher einen geringeren Öldruck als der Kurbeltrieb benötigt. Dies gilt insbesondere für hohe Drehzahlen. Eine Blende zeigt ein hierzu passendes Verhalten. Um die optimale Position der Blenden und deren Durchmesser zu ermitteln, wurde ein Simulationsmodell (siehe Abbildung 17) eingesetzt. Hierbei wurde berücksichtigt, dass die Nockenwellenverstellung und die Hubschaltung neben dem Druck auch einen hinreichenden Volumenstrom benötigen, um eine schnelle Aktuierung zu gewährleisten. Als optimales Ergebnis wurde eine Drossel mit einem Durchmesser von 4,0 Millimeter im Ölkanal zum jeweiligen Zylinderkopf in Kombination mit einer Drossel von 2,0 Millimeter Durchmesser in der Einlassölgalerie ermittelt. Der so im Zylinderkopf reduzierte Ölvolumenstrom führt bei der Druckstufe der Ölpumpe zu einer reduzierten Antriebsleistung.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

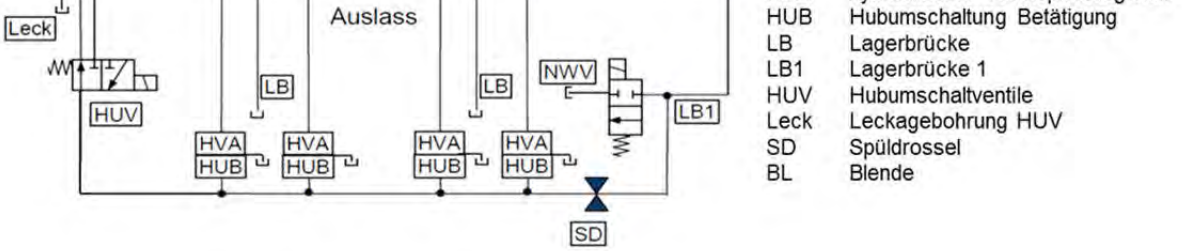


Abbildung 17: Schematische Darstellung Ölkreislauf Zylinderkopf

Die B4-Ölpumpe ist in einem gemeinsamen Baukasten mit der B6-Ölpumpe entstanden (siehe Abbildung 18). Die Druckstufe ist als Gleichteil bei B6- und B4-Motor als reibungsoptimierte vollvariable Flügelzellenpumpe ausgeführt. Während die B6-Ölpumpe über eine zusätzliche, parallel geschaltete Zahnraddruckstufe verfügt, kommt der B4 aufgrund seines geringeren Ölvolumenstroms ohne diese aus. Im Sinne des Baukastenprinzips wird die B6-Zusatzdruckstufe mit geringfügigen Modifikationen als Absaugstufe für den B4-Monolader verwendet. Die höhere Absaugleistung für die zwei B6-Turbolader wird über eine separate ATL-Absaugstufe dargestellt.

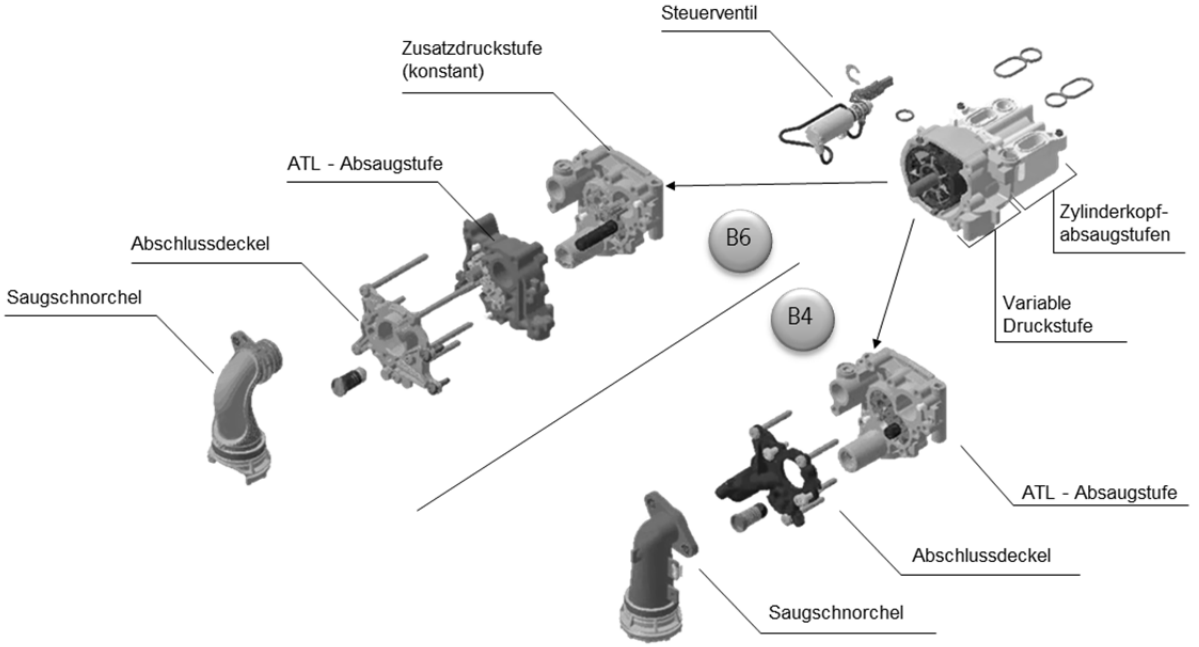


Abbildung 18: Vollvariable Ölpumpe

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Fe-Laufbahnbeschichtung hat unter dem Gesichtspunkt der Triebwerksreibung weitere Potenziale erschlossen. Durch das sehr robuste Tribologiesystem Kolben/Zylinderlaufbahn konnten die Kolbenringe und der Durchsatz durch die Kolbenkühldüsen reibungsoptimal gestaltet werden.

Ebenso wie im B6- kommt im B4-Motor eine schaltbare Wasserpumpe zum Einsatz. Durch das Abschalten der Wasserpumpe in Abhängigkeit der Regelstrategie des Thermomanagements kann die hydraulische Leistung der Wasserpumpe nahezu vollständig vermieden werden.

3.1.5 Thermomanagement mit schaltbarer Wasserpumpe

Bei der Weiterentwicklung des Thermomanagements wurde darauf geachtet, dass eine weitere Verbrauchsreduzierung im Teillastbereich ohne Nachteile bei Volllastbetrieb erreicht wird und das System eine schnelle Regelbarkeit sowie ein geringes Gewicht aufweist. Neben dem bereits bei den Vorgängermotoren verbauten Ein-Schieber-Kennfeldthermostat, mit einem Absperrventil im Kurzschlusskreislauf, kommt bei den 9A2-Motoren für die bedarfsgerechte Kühlung zusätzlich eine schaltbare Wasserpumpe zum Einsatz (siehe Abbildung 19).

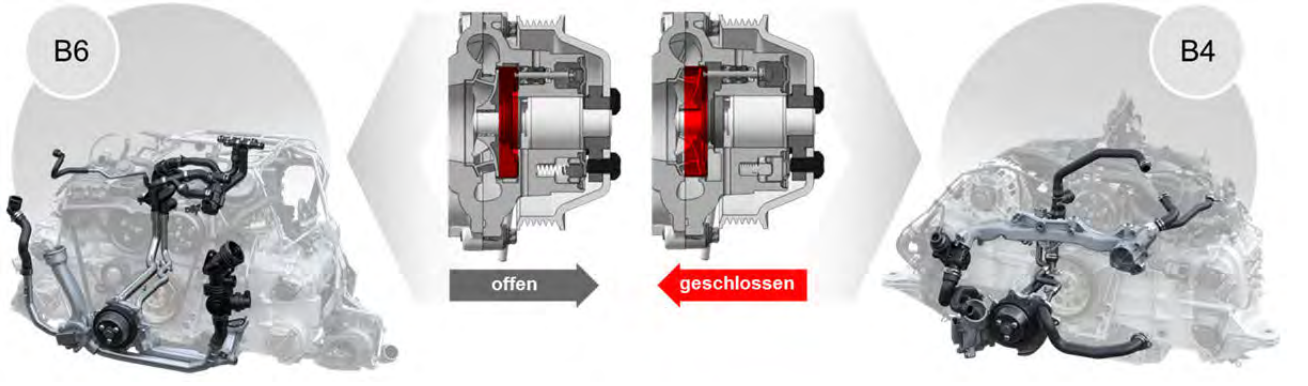


Abbildung 19: Thermomanagement B6 und B4 mit schaltbarer Wasserpumpe

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Einsatz der Abgasturboaufladung
- Ventiltriebsoptimierung für hochdrehende Turbomotoren
- Weiterentwicklung des integrierten Trockensumpfs mit vollvariabler Ölpumpe

3.2.1 Abgasturboaufladung

Die Auslegung der Abgasturbolader berücksichtigt das Spannungsfeld hoher spezifischer Leistungen und einer drehfreudigen Motorcharakteristik bis zum Drehzahlbegrenzer auf der einen Seite und das geforderte Potenzial für eine frühe Eckdrehmomentlage auf der anderen Seite. Bei allen 9A2-Motoren beträgt der Leistungsabfall von der Nenn- bis zur Maximaldrehzahl jeweils weniger als fünf Prozent (siehe Abbildungen 23 und 24).

Abbildung 20: Turbolader bei B6- und B4-Motor

Für die 2,0 Liter Basisvariante des 718 Boxster fiel hierbei die Wahl auf einen Waste-Gate-Abgasturbolader mit einem Verdichter-/Turbinenrad-Durchmesserverhältnis von 1,16. Der höhere Anspruch an die zu erzielenden Fahrleistungen spiegelt sich in der eingesetzten Abgasturbolader-Technologie der 2,5 Liter-Motorisierung des 718 Boxster S wieder. Turbinenseitig wird hierbei auf eine neuartige vollvariable Auslegung zurückgegriffen: VTG mit zusätzlichem Waste-Gate. Ein geöffnetes Waste-Gate ermöglicht durch seinen Bypass-Massenstrom, dass der Leitschaufelapparat der VTG-Turbine stets die bestmöglichen Wirkungsgrade entlockt. Dies führt zu geringeren Abgasdrücken vor Turbine und letztlich zu reduzierten Ladungswechselverlusten im Hochlastbereich. Gleichzeitig vermag die VTG bei geschlossenem Waste-Gate sowie tangentialer Leitschaufelstellung eine komfortable Eckdrehmomentlage sicherzustellen. Diese einstufige Aufladevariante schafft somit eine noch größere Spreizung zwischen

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Maximaldrehzahl von 7500/min. Dazu wurden die Ventiltriebsmassen optimiert. Der Ventiltrieb basiert auf einem weiterentwickelten VarioCamPlus-System mit Ventilhubumschaltung und Nockenwellenverstellung auf der Einlassseite. Das System wurde um die Nockenwellenverstellung auf der Auslassseite ergänzt, um die Entdrosselung beim Ladungswechsel zu optimieren. Der B4 verfügt zusätzlich über die bereits beschriebene Hubumschaltung auf der Auslassseite. Wie schon beim Vorgänger kommen Nockenwellenversteller aus Aluminium und gebaute Nockenwellen zum Einsatz, die auch die radial angeordneten Kraftstoffhochdruckpumpen antreiben (siehe Abbildung 21).

Abbildung 21: Ventiltrieb der 9A2 B6- und B4-Motoren

3.2.3 Ölkreislauf

Der Ölkreislauf ist ein wesentlicher Baustein des Motors, um die Fahrdynamik eines Porsches erlebbar werden zu lassen. Neben der hohen Längsdynamik, muss der Ölkreislauf die hohe Ausprägung der Querdynamik, die typisch ist für einen echten Sportwagen, absichern. Auch beim B4 kommt der Porsche-typische integrierte Trockensumpf zum Einsatz. Er wurde intelligent weiterentwickelt und an das noch kompaktere Motorpackage sowie den Einsatz im Boxster angepasst.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 22: B6 und B4 mit integriertem Trockensumpf

Die liegenden Zylinderköpfe des Boxermotors erfordern eine effiziente Ölabsaugung. Anschließend wird das Öl einem in die Ölwanne integrierten Öltank zugeführt, von dem aus es gezielt dem Ansaugschnorchel der Ölpumpe zur Verfügung gestellt wird. Neben Öl aus dem integrierten Öltank wird das Öl aus dem Kurbeltrieb durch einen Ölhobel abgeschieden und über in die Ölwanne integrierte Leitrippen an den Ansaugschnorchel geleitet. Durch dieses speziell für den B4 entwickelte Ölwannensystem können im minimalen Package maximale Fahrdynamikanforderungen dargestellt werden. Der B6 verfügt erstmals über eine Kunststoffölwanne. Die Luft-Öl-Abscheider, der Schottkasten und die Ölleitungen sind in die Ölwanne integriert (siehe Abbildung 22).

Neben den neu gestalteten Ölwannen ist das Herzstück des Ölkreislaufes die Ölpumpe. Bei allen 9A2-Motoren ist auch die Öldruckregelung weiter in Richtung Performance optimiert worden. In Abhängigkeit der Fahrzeugdynamik können die Sollwerte für den Öldruck angehoben werden, um sie im Gegenzug – bei geringer Dynamik – weiter abzusenken und so konsequent die Effizienz des Triebwerks zu steigern.

Ebenso sorgt die Kurbelgehäuseentlüftung mit höchsten Abscheidegraden für einen Porsche-typischen Ölkreislauf. Aus beiden Zylinderkopfhauben wird das Blow-By-Gas entnommen. Bevor dieses dem, für den B4T neu entwickelten, Feinölabscheider zugeführt wird, sorgt ein in den Zylinderkopfhauben integrierter Labyrinthabscheider für eine Grobölabscheidung. Die Feinölabscheidung übernehmen sogenannte „Polyswirls“, die in Abhängigkeit der Druckverluste geschaltet werden. Dieses System zeichnet sich nicht nur durch Abscheidegrade von maximal 0,2 g/h in 50 Prozent des Kennfeldes aus, sondern auch durch Maximalwerte, die kleiner 1,0 g/h im gesamten Kennfeld sind. Neben dem sehr guten Abscheideverhalten zeichnet sich die Kurbelgehäuseentlüftung durch sehr gute Eigenschaften in Bezug auf Ölwerfen aus. Die Grenze hierfür liegt bei 240 l/min und sichert somit die doppelte Menge des Eigen-Blowbys ab. Letztendlich ist die Kurbelgehäuseentlüftung ein weiterer Bestandteil, um die für Porsche selbstverständliche Rundstreckentauglichkeit sicherzustellen.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

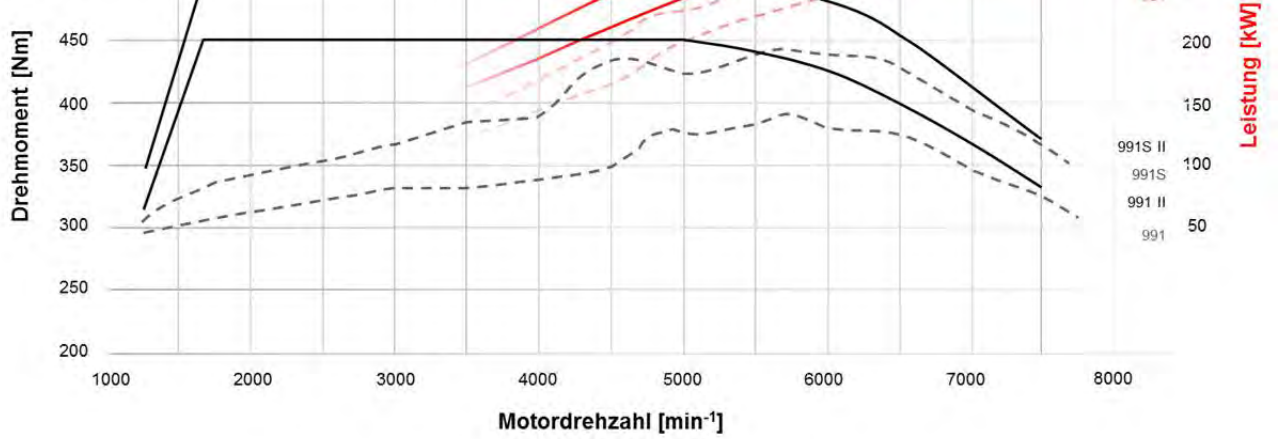


Abbildung 23: Vollastkurven der 9A2 B6 Turbomotoren und der 9A1 B6 Saugmotoren

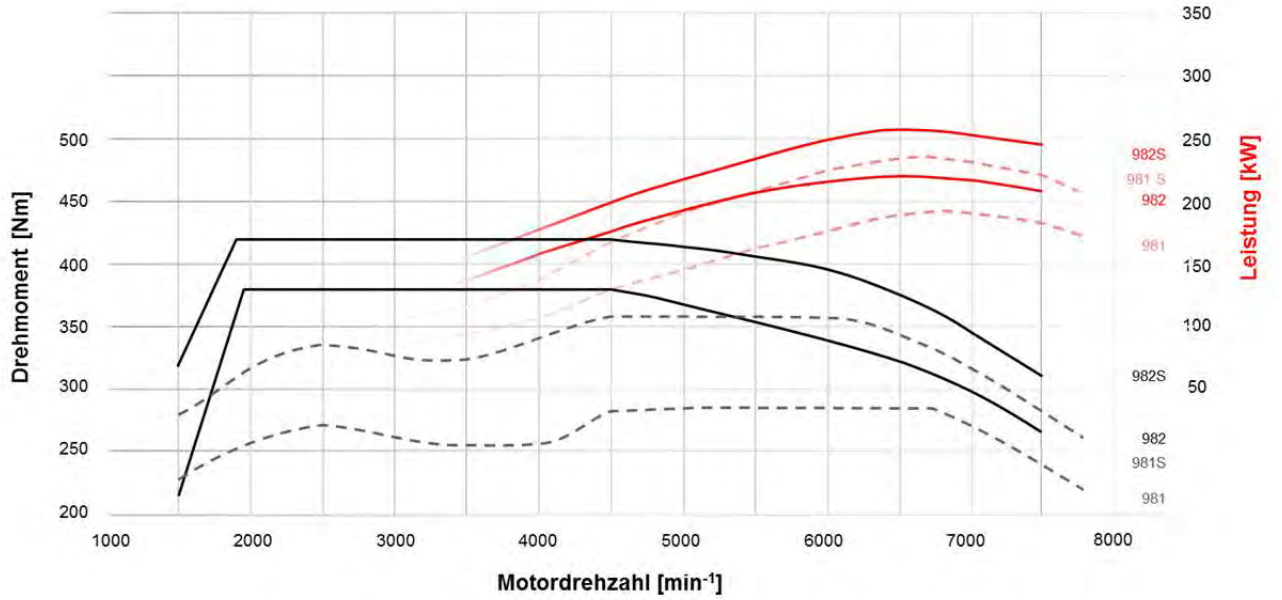


Abbildung 24: Vollastkurven der 9A2 B4 Turbomotoren und der 9A1 B6 Saugmotoren

Mit den Leistungsgesteigerten Motoren verbessern sich die Beschleunigungswerte um bis zu 13 Prozent beim 718 Boxster und 5 Prozent beim Carrera. Gleichzeitig verringert sich der Normverbrauch bis zu 13 Prozent (siehe Abbildung 25).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.3 Emotion

Bei der Auslegung der neuen Motorengeneration hat Porsche wie immer das emotionale Fahrerlebnis konsequent in den Vordergrund gestellt. Der Vierzylinder-Boxermotor bietet aus der Tradition der Porsche-Historie heraus einzigartige Potenziale. Die moderne Interpretation dieses Konzepts erforderte daher auch Entwicklungsschwerpunkte in folgenden Bereichen:

- Drehmomentverlauf / -charakteristik
- Hochdrehzahl in Verbindung mit Turbotechnik
- Marken-typischer Sound der durch optional erhältliche Sport-Abgasanlagen weiter intensiviert werden kann (siehe Abbildung 26)
- asymmetrische Abgasführung im Bereich des Abgaskrümmers beim B4-Motor
- applikative Maßnahmen, wie beispielsweise „Schub-Brabbeln“ und Schaltüberhöhungen.

Abbildung 26: Abgasanlagen 911 und 718 (von oben: Basis, S-Modell, Sport)

Mit all diesen Maßnahmen entsteht ein emotionales Fahrerlebnis, maßgeschneidert auf die unterschiedlichen Modelle im 718 Boxster und 911 Carrera – so wie man es von einem Porsche erwartet.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Gemäß der Strategie „Porsche Intelligent Performance“ wurde die Fahrleistung durch höhere Nennleistungen und höhere Drehmomentwerte enorm gesteigert. Die Motoren nutzen dabei das gesamte Drehzahlband bis 7500/min. Hierbei wird der souveräne Drehmomentverlauf eines Turbomotors mit den emotionalen Eigenschaften eines Saugmotors verbunden und gleichzeitig ein hervorragender Normverbrauch erzielt.

Es ist somit wieder gelungen, großen Fahrspaß und erstklassige Sportlichkeit mit hoher Effizienz und hervorragender Alltagstauglichkeit zu verbinden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

technologies in extreme conditions because Le Mans gathers the skills that make such a test relevant: a very long and very fast race, day and night, with variable conditions and a fair competition between a large diversity of technologies. It makes it unique in motorsport.
The current industrial revolution, which is dedicated to sustainable mobility, has driven the ACO to run a fundamental innovation in motorsport: Racing has always been about being the fastest within given regulations. Nowadays, to win a Le Mans or WEC race, cars have to be fast and energy efficient.
The challenge for motorsport is to remain attractive for OEMs by driving the sport with a creative and open-minded spirit, and to provide strong links between racing cars and cars we drive every day.
The presentation of the ACO representatives is supposed to summarize all these challenges, which make “a road relevant, multiple technologies competition in a very high performance race” possible, and to explain why the automotive industry has “real” reasons to commit to racing.

Kurzfassung

Das abnehmbare Rad, Nebelscheinwerfer, Scheibenbremsen, Direkteinspritzung, Diesel, Hybridtechnologie, usw. : seit 1923 haben Fahrzeughersteller das 24-Stundenrennen von Le Mans dazu benützt, neue Technologien unter extremen Bedingungen zu testen, denn Le Mans vereinigt Fachkönnen, die für solch einen Test notwendig sind : ein sehr langes, sehr schnelles Rennen, bei Tag und bei Nacht, mit veränderlichen Bedingungen und einem fairen Wettkampf zwischen einer breiten Vielfalt von Technologien. Das macht es für den Motorsport einzigartig.
Die derzeitige industrielle Revolution, die sich für dauerhafte Mobilität engagiert, hat die ACO dazu geführt, daran zu arbeiten, eine grundlegende Neuerung in den Motorsport einzuführen. Bei Motorrennen geht es immer darum, der schnellste zu sein bei Beachtung vorgegebener Regeln. Um heutzutage in Le Mans oder einem WEC Rennen zu gewinnen, müssen Autos schnell und energieeffizient sein.
Die Aufgabe für den Motorsport ist es für Erstaustatter (OEM) attraktiv zu bleiben, indem der Sport auf eine kreative und aufgeschlossene Weise betrieben wird und einen engen Zusammenhang zwischen Rennwagen und Alle-Tag-Autos zu ermöglichen.
Die Darbietung der Vertreter der ACO soll all diese Herausforderungen zusammenfassen, die “einen Fahrbahn angepassten Wettkampf mit Vielfache-Technologie in einem Hochleistungsrennen” möglich machen, und zu erklären warum die Automobilindustrie “wahre” Gründe hat sich in Rennen zu engagieren.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- 1906 : Demountable rim – Michelin / Renault (ACF Grand Prix – Le Mans)
- 1906 : Asphalt coating – Circuit (ACF Grand Prix – Le Mans)
- 1926 : Fog lights – Lorraine Dietrich
- 1927 : Front wheel drive – Tracta (first appearance in racing)
- 1928 : 2 stroke engine – Tracta (first appearance in racing)
- 1949 : Diesel engine : Delettrez
- 1951 : Radial Tyre – Michelin / Lancia
- 1952 : Direct injection – Mercedes
- 1952 : Radio link between car and pits – Cunningham
- 1953 : Disc Brakes – Jaguar
- 1963 : Turbine Engine – BRM
- 1970 : Rotary engine – Mazda (Win in 1991)
- 1974 : Turbo engine – Porsche (1974 – 1st win in 1976)
- 2006 : First win of a high performance diesel engine – Audi
- 2012 : Hybrid technology

Removable Rim

Turbine engine

Turbo Engine

Diesel Engine

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

modifications.
- All results are shared and analysed together.
- Racing allows to take some risks in development, which can bring better and faster results. Industry cannot take risks in development, but can benefit from the results of racing.

4 - Why Le Mans is considered as a laboratory of technology

- 85% of the distance of a F1 season in one race (F1 season : 6,400km – Le Mans 5,400km)
- Average speed over 24H (225km/h higher than a standard F1 Grand Prix like Barcelona)
- Variable conditions (day & night, hot & cold, dry & wet, traffic…)
- Number of gear changes: 25,000
- Number of brakings: 5,600
- 3 drivers with different morphology, requirements, driving style
    - Driving position
    - Vision (lights, mirrors setup)
    - Car setup suitable for different drivers
    - Serviceability. Ability to repair the car in short time
    - Car conception
    - Tools
    - Garage fitting
    - Procedures

5 - Today our focus is on energy efficiency, but this issue has been a central concern at Le Mans from the beginning in 1923

For the first 24 Hours of Le Mans, the ACO established some distance targets for every class of engine capacity and decided one year later to introduce some restrictions with regards to fuel consumption : refuelling of fuel, oil, water was only allowed after 20 laps (1924).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

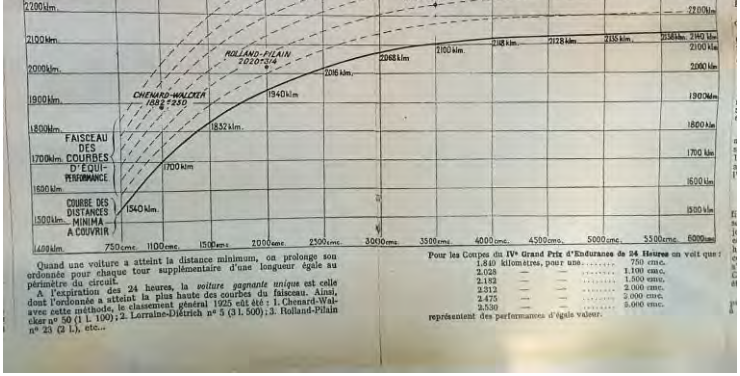


Table of performance index – 1926

While in 1923, the winning Chenard & Walker, 3 litre engine capacity, raced 24 hours at an average speed of 92kph, the small engine SALMSON cars, 1.1 litre capacity, achieved an average speed of 83kph in 1927, and 92kph in 1928.
1929: Bentley won the index with a 6.5 liter engine, with a distance of 2,843 km, far higher than expected. The ACO then modified the index and two years later, Alfa Romeo reached 3,017 km with a 3.0L-supercharged engine (compressor).
Gradually the average speed increased and the engine capacity reduced. From 1937, the index of performance became a French specialty.
Bugatti, Simca before 1940, then Panhard after 1949 took control of the index. Panhard reached the symbolic threshold of 3,000km in 1953 with his amazing 611cc.

5.2 - 1959: creation of the energy index

A new formula is created by the ACO to increase the incentive for efficiency.
This new index takes into account the car's weight and the average speed in the race in order todetermine a theoretical consumption. This value is then divided by the actual consumption during the race, thereby determining the index for energy efficiency.

This new index is particularly relevant. It highlights the progress of manufacturers with a capacity of less than 2 liters (Alpine won 3 times running 4,100 km and 170kph average with its small 1,296 cc engine). On the other hand, on different occasions, some major car manufacturers like Ford or Porsche demonstrated the high quality of their cars and their ability to combine performance and efficiency. They managed to win the index with big powerful engines but which were reasonably efficient allowing them to reach historical average speeds (181kph for the Porsche 904 in 1965 and 218kph for the Ford MKIV in 1967).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.3 - From 1982 to 2013, several rules were tested in order to enforce overall winners to integrate the management of energy into their performance

- Overall fuel limitation (2,200 liters for 24 hours in 1985)
- Power restriction by air (restrictor and boost)
- Limitation of fuel tank capacity in order to encourage manufacturers to increase autonomy to spend less time in the pits

Audi R8 FSI Direct Injection 2001

5.4 - One of the most emblematic examples on this period is the introduction of the FSI Direct Injection technology by Audi in 2001

The main challenge was to realize the project in 12 months – from Le Mans 2000 to Le Mans 2001. This is the kind of technical challenge and timing that a team may take up in motorsport only, for the benefit of industry in a further step.
The engine department of Audi Sport had to face many issues, without tools to simulate the fuel/air mixture and the behaviour of injected fuel droplets. The philosophy of intake port design was very different from standard. They had to put high pressure on suppliers with a dramatic series of small and bigger mistakes, which nearly stopped the whole project in May 2001.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

whereas the race engine was fully homogeneous.
The system was adopted to 100% from 2004 on in the whole VW Group and since 2007 available in all gasoline models. It has been used until now.
This was definitely one of the biggest impact motorsport has had in that industrial application so far.

5.5 - At the same period, the ACO introduced the diesel technology into the regulations, as challenged by Audi from 2006, then Peugeot in 2007

The testimony of Ulrich Bartezky highlights the benefit of challenging technologies in endurance racing when diesel came to Le Mans:

"*The three biggest challenge were :*

1.) There was no experience in the VW group and in the supply chain about such a high performance Diesel engine;
2.) Nearly everybody was convinced that this would never succeed and therefore I had to do a lot to work against this, not even knowing myself, whether we would be successful or not;
3.) We, as engine department for motorsport, had no idea at all about Diesel. At the beginning we had to learn everything from our colleagues in production.

After a few months we have caught up our speed and courage and took our own way into the "unknown" areas of Diesel technology.

Actually, we have a specific item which will find (or has already found) its way into production :

- *Steel pistons in this small dimension.*
- *Linked with this material is a very profound knowledge of its cooling.*
- *Another one is the use of aluminium alloys for the crankcase at Le Mans, where our production engines still have cast iron (Weight!)*

We have developed and will continue to develop many other items especially with the introduction of the new regulations in 2014. The experience made is available to our colleagues and can be introduced to road car engines because the Diesel used at Le Mans is more or less the same used in gas stations all over the world."

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Toyota TS010 Hybrid 2012

5.6 - In 2008, Toyota knocked at the door of the ACO with its hybrid technology

The first discussion was discouraging, as it seemed like running a powerful ERS system (5 times more power than the F1 systems in its first appearance) in Le Mans was too demanding with regards to the regulations at that time:

- Complex electrical safety management
- Impact on performance, not on fuel consumption
- Necessity to control potential driving aid with electrical engines connected to the wheels
- Braking management needed to make it possible
- Low level of experience of potential competitors at that time

The strategy adopted by the ACO allowed Hybrid to come into Endurance racing in a short amount of time:

- Establishing intermediate values of size and power (1 system, 500KJ maximum energy release between each braking) for the first 2 years (2012-2013) in order to give the same chance to everyone
- Creating revolutionary regulations with the FIA for 2014 with a high level of hybridization.

In parallel the fuel development has always made part of the technological testing at Le Mans. As an example, in 2006, the 24 Hours of Le Mans hosted Gasoline (most of the competitors), Diesel (Audi), and bio-ethanol fuel (Nasamax).
For nearly 90 years the ACO has always kept the incitement to technological development for energy efficiency as a priority.
The 2000s represent a historic milestone for the automotive industry, for which the issue of ecology and sustainable development becomes the top priority.
In this context, motorsport has to follow the movement and all the organizers and legislators now place great emphasis on this fundamental issue.
The ACO, historically very much in advance on the subject, had to keep its leading position in the field, and began to build in 2010, in partnership with the FIA, revolutionary regulations that would be applicable in 2014.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- The eligible technologies should be road relevant. Any exotic innovation with no future in the automotive industry is banned.
- The 24 Hours of Le Mans and the WEC should remain an exciting race for the fans, with powerful and spectacular cars, the technological development for efficiency should not affect this essential parameter.
- In parallel, with the freedom given to engineers, the regulations had to set limits to contain costs and thus allow any OEM to engage in the competition.
- At each regulatory development, the ACO and the FIA ensure consistently that the latest safety standards are introduced.

The main principle is to adopt a power restriction by limiting the amount of fuel instead of limiting the amount of air. Basically, the manufacturers are allowed to create any kind of engine and ERS (some restrictions are obviously enforced for safety and cost reasons), the final target is to take the best of the allocated fuel. In other words, the more fuel-efficient a car is, the more competitive it will be. However, manufacturers are nearly not restricted regarding engines or ERS architectures, size, or type of fuel used.

In order to achieve these targets the ACO and the FIA, in collaboration with the manufacturers, have defined a table (Appendix B of the Technical regulations) governed by the principle of Equivalence Of Technology (EOT). The intention is:

- To establish equivalence between the different fuels available. The EOT is defined as an equivalence of BSFC: no ICE technology (diesel or gasoline) should get an advantage from the regulations. : Fuel Factor
- To compensate the structural handicap of each ICE technology (for example heavier power train for diesel): K Factor
- To give the possibility to any size of an Energy Recovery system to be competitive but to provide an incentive to bigger systems: ERS Incentive

EOT is an equivalence based on « best in class » ICE (comparison of BSFC).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Car Mass	kg	855	875	875	875	875
Petrol Energy	MJ/Lap	157.2	136.3	131.7	127.2	124.9
Max Petrol Flow	kg/h	101.4	87.9	85.0	82.0	80.6
Petrol capacity carried on-board	l	67.4	62.5	62.5	62.5	62.5
Fuel Technology Factor AV	-	1.069	1.069	1.069	1.069	1.069
Fuel Technology Factor Pmax	-	1.066	1.066	1.066	1.066	1.066
K Technology Factor	-	1	0.981	0.980	0.979	1
Diesel Energy	MJ/Lap	147.1	130.0	125.8	121.6	116.9
Max Diesel Flow	kg/h	86.4	76.3	73.8	71.4	68.6
Diesel capacity carried on-board	l	53.7	49.9	49.9	49.9	49.9

A manufacturer can choose:

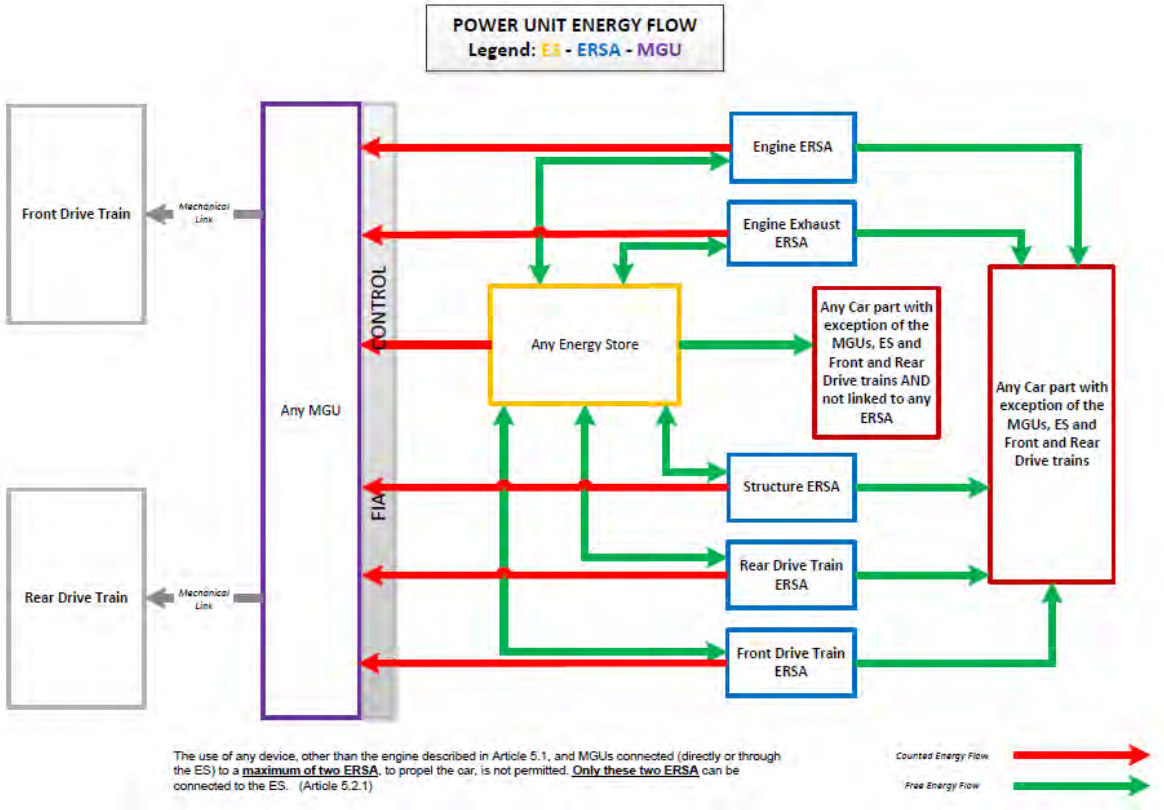
- ERS class, from zero (only for privateer competitors) to 8 MJ energy released by the system per Le Mans lap (equivalent is established for each circuit)
- The fuel: gasoline or diesel (other fuels under investigation)

The following parameters are then adjusted in relation with the choice above:

- Car mass (lighter car if no ERS system)
- Fuel energy: the allocation of fuel per lap (controlled by an homologated Fuel Flow Meter)
    - In order to correlate the size of the hybrid system and the fuel consumption, the fuel allocation is lower for bigger hybrid systems = higher performance + lower fuel consumption
    - Fuel Technology Factor: factor which compensates the efficiency difference between fuels
    - K Technology factor: compensation diesel engines weight (ICE + gearbox + transmission) = lower weight available for ERS system
- Fuel tank capacity: by keeping the same fuel tank capacity for all classes, cars with bigger ERS systems are allowed to have a bigger autonomy.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

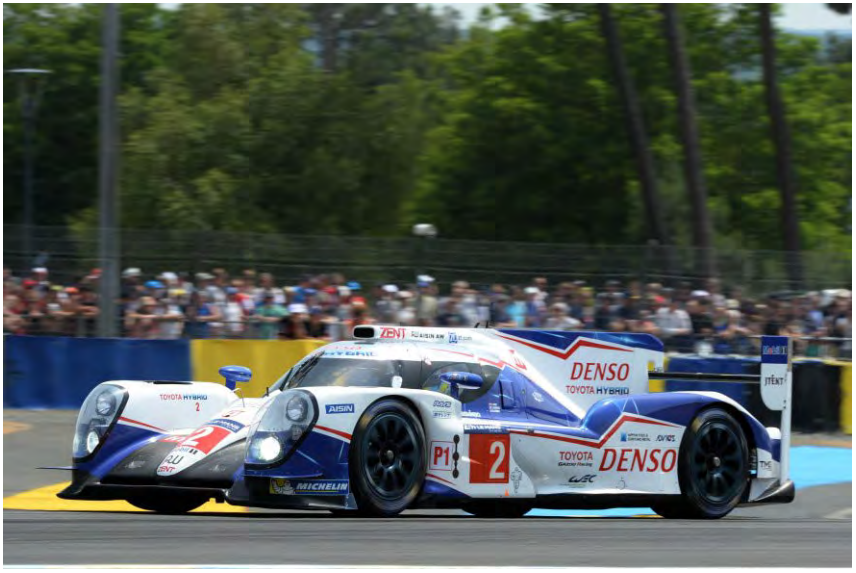
storage. It can be electrical, inertial, fluid…



https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Audi R18 Turbo Diesel Hybrid

Toyota :
Engine: 3.7L N/A Gasoline V8 engine
ERS: 2 KERS system connected to front and rear axle (Energy release rear axle)
Energy storage: Capacitor
Energy class: 6MJ



Toyota TS040 Hybrid

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Porsche 919 Hybrid

The fuels used have been defined and produced by Shell, energy partner of the 24 Hours of Le Mans and the WEC, in technical collaboration with the ACO, the FIA and the car manufacturers. Basically the target was to go for higher level of bio fuel (E20), and produce a range of fuel to be tested by each manufacturer prior to final selection, in order to achieve the higher results in terms of efficiency.

The results obtained with these technical regulations are the biggest step in the history of Le Mans with regards to energy efficiency:

Comparison of distance covered vs. fuels consumption in the last decade:

	2006	2012	2015
	1st Diesel	1st Hybrid	Current rules
Distance	**100%**	**99%***	**104%**
Fuel Consumption**	**100%**	**80%**	**61%**

*more safety cars in 2012 than in 2006

**Value for Diesel engine as it was the dominant class in 2006 and 2012

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Convergence towards turbo and battery is the main finding learnt from these 2 seasons.
The technical diversity has helped to identify more efficient solutions.
The next step for the ACO and the FIA is to open new fields of technical exploration for manufacturers.

The future will offer so many new opportunities:

The world is looking for a way to recycle over and over again

- Today billions of tons of waste are unexploited
- The Le Mans garage 56 concept will host a full bio-methane powered car

Le Mans rules follow the needs of “real life”, to race at Le Mans you need to

- be competitive
- have a large operating range
- load energy in a minimum amount of time

The road map for the Top Class of Endurance is under construction :

- Bigger ERS systems (10MJ), reduction of weight for hybrid systems: the next step for the short term
- More freedom and innovation in ICE
- More efficient and sustainable fuels
- Hydrogen / Fuel cell: could be the answer to autonomy with electric motors
- CO2 emissions control will be part of the game soon
- Autonomous driving: There is no choice but to have drivers compete, but some applications, for example regarding safety should be explored
- A fully electric car with battery storage cannot achieve in a foreseeable short term what Le Mans requires at this stage: operating range, energy charging time. The ACO and the FIA are going to work with manufacturers on the future of a fully electric car in Le Mans and the WEC, because there is a future for it
- Cost is placed as a top priority in any aspect. Cost has to be challenged in any development, and the Le Mans / WEC must remain affordable for any manufacturer.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

compete with them for the benefit of race fans and the car industry.

Special thanks for their contribution :
Ulrich Baretzky – Audi Sport Head of Engine Development
Wolfgang Warnecke – Shell Chief Scientist Mobility
Fabrice Bourrigaud – ACO Heritage Dept.
Bernard Niclot – FIA Technical Director
Fabrice Lom – FIA Head of Engine Dept.
Norbert Singer – ACO Consultant

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ABSTRACT

For more than a century, Shell has been involved in supporting Motorsport through the development and delivery of innovative and dedicated racing fuels, engine and transmission oils.

In collaboration with Shell's Motorsport partners and factory teams, numerous new ideas have been brought to life in Motorsport and several "firsts" have been achieved over the decades. Such innovations have provided important learnings in the competitive field of racing, which has stimulated Shell's road fuel and lubricant development in parallel.

Over the years, Shell's focus has been brought to the creation of fuels for high compression ratio competition engines, for sprint or endurance races, optimised on RON/MON octane levels, fast burning and other performance components, but formulated using non-harmful components.

Today's challenges range much further than simply enabling the most powerful drivetrains, and now include the development of the most efficient drivetrain, ie. that delivers best fuel consumption. Consequently new and additional requirements for base fuels and additive technologies have to be considered and are being exploited to drive race engine performance benefits through fuel technology innovation. Since most race fuels are regulated through tight fuel specification, which by design is close to road fuel regulations, the technology transfer from the track to the road is enabled. New fuel formulations, whether gasoline or diesel, can be a key factor in winning races and therefore create an innovative breeding ground for future road applications that will benefit motorists.

New generations of detergent additives, friction modifiers, ignition improvers, lubricity additives, or even new base fuel components ranging from new biofuels to components providing improved octane/cetane levels and/or flame speeds are just some of the examples that have been formulated and tried in racing fuels in the past. Several of these innovations have been incorporated into products on the consumer market.

This paper will give an overview of Shell's fuels development activities in racing over the last 80 years, and some of the innovations transferred to the road. The paper will close with today's latest challenges and solutions in World Endurance Racing, Formula One and Moto GP and how they might again be a foundation for future road fuels.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Shell as a brand.

In 1907 Shell merged with the Royal Dutch Petroleum company and the decision was taken to focus still greater attention to Motorsport. It was around this time that Shell's first branded gasoline was developed – "Shell Spirit". This was used as one of the race fuels by Prince Borghese of Italy to win the Peking to Paris motor rally, beginning Shell's association with product quality demonstrations.

Also, Shell established a refuelling site at the newly-completed Brooklands circuit in the UK: the world's first permanent racetrack. From that point until the outbreak of war in 1914, Shell powered numerous racing and record breaking achievements involving internal combustion.

During wartime, technology advanced at a rate unimaginable during peacetime. The aggressive development of aviation, and the demand of reliably operating spark ignition engine at height, caused major issues with pre-ignition, or knocking. The understanding of fuels effects to prevent knock was contributed by the work undertaken by the scientist Harry Ricardo, who was commissioned by Shell to investigate the pre-ignition event in engines. This led to the development of the octane rating system, and considerable investment into octane-improving additives and refining systems.

FUELS INNOVATION FROM ROAD TO TRACK: GENESIS

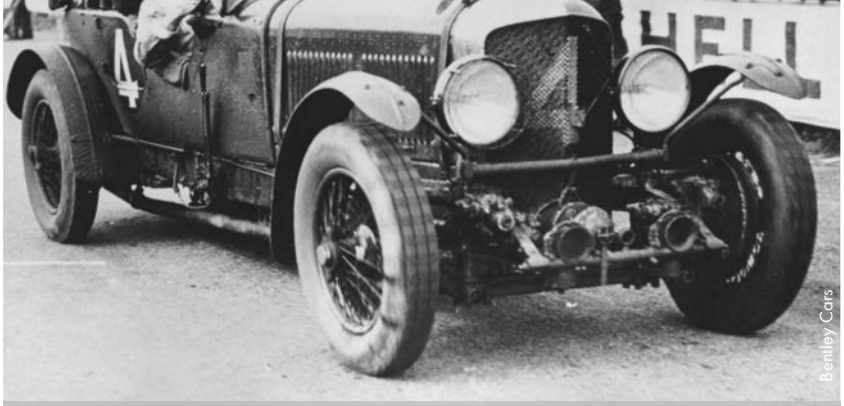
1891

Shell Motor Spirit becomes a brand

▲ Shell opens refueling site at Brooklands, the worlds first racetrack

John Parry Thomas refueling his 27-litre land speed record holder 'Babs' at Brooklands. ►

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Bentley takes its fifth victory at Le Mans – all with Shell Racing gasoline

▲ Alfa Romeo P2, successful in GP racing

Indianapolis 500 Winner, Jim Murphy with his Duesenberg ▼

One early example of victory achieved using Shell's higher performance fuel is that of the 1922 Indianapolis 500. The famous Duesenberg car driven by Jimmy Murphy, who had won the 1921 Grand Prix, was fitted with a new Harry Miller engine and used Shell fuel to take pole position and a dominant victory.

Alfa Romeo was the rising star of Motorsport and when Vittorio Jano produced his first Grand Prix masterpiece, the P2, the car ran on Shell fuel, winning the 1925 world championship for manufacturers.

The 24 Hours of Le Mans offered the opportunity for motor manufacturers to develop and prove the technologies that would soon be a feature of their road cars. Shell's first successes came here with Bentley, who won five times between 1924 and 1930 using Racing Shell fuel with a higher octane rating that was marketed as Racing Shell or Shell Dynamin.

In the wake of the Great Depression, the Association Internationale des Automobile Clubs Reconnus (AIACR), the governing body for Motorsport, elected to make a simple and cost-effective formula for Grand Prix cars. This golden era of Grand Prix racing was, for the 1932 season, underpinned by a new regulation from the AIACR, the predecessor of the FIA. The minimum weight of GP cars was 750kg, without tyres, lubricants and fuel. This limit was chosen because it was inconceivable that very fast cars could be made with such low weight.

In Germany, however, both Mercedes-Benz and the design studio of Ferdinand Porsche, contracted to Auto Union, were developing GP cars that weighed less than 750kg. In the later 1930's both Mercedes-Benz and Auto Union moved on with the development of the record breaking streamline so called Silver Arrows.

Mercedes built a supercharged straight-eight engine firstly of 3.4 litres and then rising to 5.6 litres by 1937, and Auto Union fielded the famous supercharged V16 engine for 1934 that reached 550 PS. Compared to the smaller straight-eight engine employed by Mercedes-Benz in the same period. The slower-revving V16 developed less peak power, but significantly increased torque.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Shell was the chosen partner for both teams – as was the case of Mercedes-Benz the fuel for the Auto Union grand prix cars was prepared and supplied by Shell. Auto Union's Professor Eberan "believed that the formula was identical to that of the fuel supplied to Mercedes-Benz."

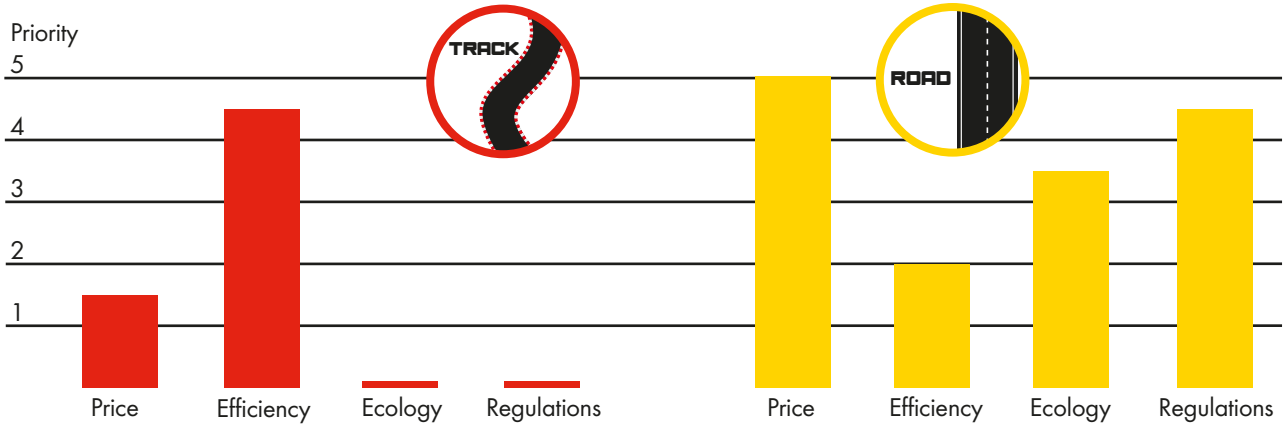
Different but similar race fuels were required and developed for both engine types. The fuel blend bore little resemblance to the Racing Shell/Dynamin blends being used by other teams such as Scuderia Ferrari in the same period. The Mercedes-Benz/Auto Union race fuels contained a high amount of methanol (over 50%) and benzene (see table of 1930's race fuel formulations on the next page for detail).

This formula was continued throughout the era of the German teams, even after the switch to a 3.0-litre limit for supercharged engines came into effect from the beginning of 1938, which led for example to the Auto Union V-12 charged with a single compressor first (385 PS), and later raised to a twin compressor with more than 480 PS. In 1939, Mercedes-Benz built a pair of 1.5-litre voiturette cars, and the fuel formulation remained constant – and was highly aggressive based on the nature of the fuel components used [1].

Already in the 1930's, such impressive performance data from supercharged engines demanded race fuel formulations with high anti-knock performance, ie. high RON/MON octane levels, and a blend of other performance-contributing fuel components.

With such a focus on maximising engine performance, other fuel parameters were of less importance, although there was significant freedom during this era of race fuel development as there were very few restrictions through regulation, compared to today.

1934 FUEL REQUIREMENTS – TRACK AND ROAD DIFFERENCES



Requirements for the track

- Supercharged engines demand high latent heat for fuel vaporisation
- Power output of engine is first priority
- No regulations

Requirements for the road

- Affordable
- *Made in Germany*
- Standardised quality

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ISO Pentene							21%	
Xylene							6%	
Nitrobenzene/ Toluene						3%	11%	
Aviation Gasoline		11%						
Tetraethyllead (TEL)			10%					
Castor Oil	1% *	1% *		0,1%				
Dye (pints/ 100 gal)			1	1	1	1		
Octane rating	RON 95-100	RON 120-125				RON 108-110	RON 120 MON 95	RON 78-80

* later substituted by Shell Superheavy containing 90% castor and 10% mineral oil

**Density ca. 0,8 kg/l, Heating value 6,5 kWh/l

*** Density ca. 0,8 kg/l, Heating value 9,3 kWh/l

To achieve the highest engine output, specialists in Shell's technology centres in UK and in Germany developed Shell Dynamin in several different formulations, making this the first performance race fuel available to most of the major race teams in the 1930's. There were several Dynamin mixtures, such as Dynamin, Dynamin A and Dynamin L, and others [2].

The Dynamin fuel formulations could be classified both in the pure race fuel formulations and the fuels for mixed road application. This may have been one of the first examples in fuels development, where innovations from Motor Racing have made their way to every day motoring application (*Track to Road*).

The road fuels benefitted from the development of high octane race fuels, but benzol was mainly used here as an octane booster, with the benefit of better engine and fuels system material compatibility over other octane boosters used in race fuels.

Race engines already had a very high octane appetite at that time, which is why first of all a high alcohol content was used in the race fuels (for high RON MON rating), but also for superior charge cooling.

Later, especially for the highly-boosted supercharged engines used not only in GP but also for the speed record runs of the German manufacturer, an even higher anti-knock performance of the fuel was required. This is why these fuels were blended using an alcohol benzol-mixture, with very high RON/MON performance, but being very aggressive for all fuel contaminated engine and fuel system parts.

For the very extreme fuels specially formulated by Shell as partner to the Auto Union race team in the 1930's at first high contents of methanol were used, sometimes even diluted with some water to reduce the harmful effects of methanol to materials in the fuel system and the engine.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Density ca. 0.8kg/l
- Heat value ca. 6.5 kWh/l

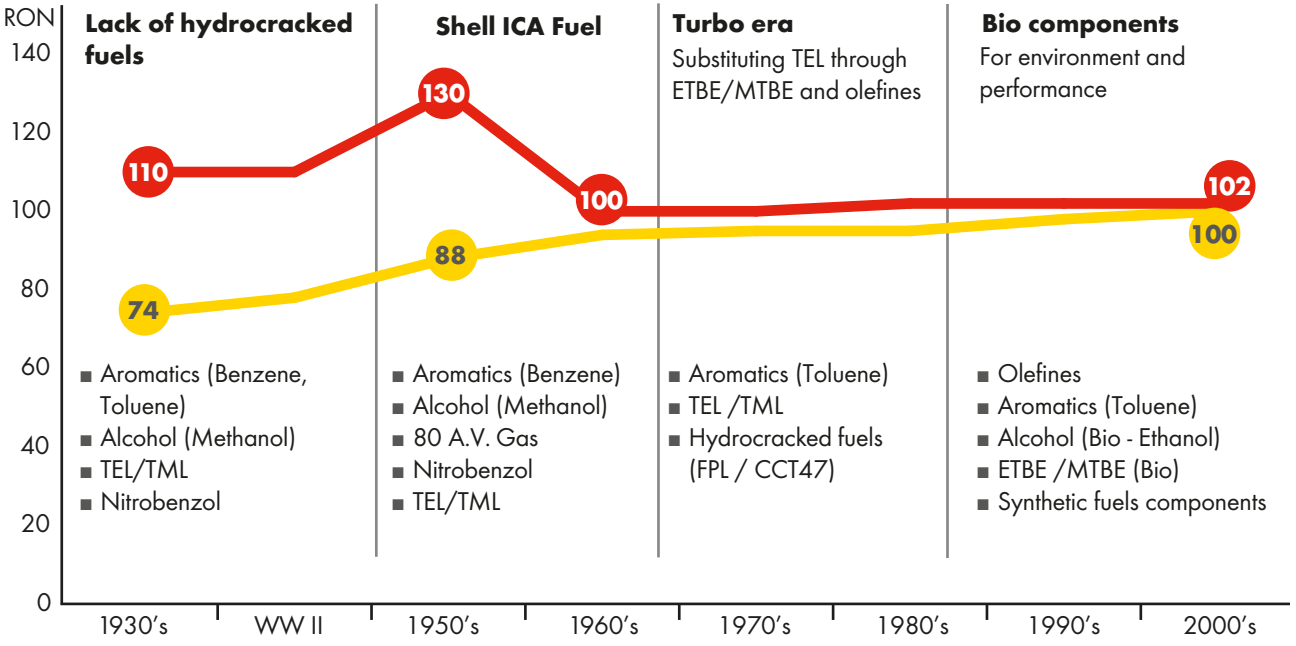
- Density ca. 0.8kg/l
- Heat value 9.3 kWh/l

Even more extreme were the develpments conducted by Shell in Germany (Rhenania Ossag) for the 1938 tests for the record runs in Monza, Italy. This formulation resulted in excessive fuel consumption, much higher than the measured fuel consumption of 430 – 490 g/kWh achieved with the previous fuel formulations. But this extreme formulation delivered a gain of engine output of impressive +272 kW, when the engine was mapped accordingly. The performance component used in the fuel, responsible for the extreme performance but also the excessive fuel consumption, was nitrobenzene, still used today in Drag Racing. Later in 1938 the Auto Union/Shell partnership tested numerous further fuel formulations to reduce the fuel consumption while maintaining the engine output, through varying heating values (but with no success as long as nitrobenzene was being used).

The Second World War drove innovative technology development, including high boosted compressor charged engines. This inspired the 1950's Motor Racing scene, with a lot of success among the British and Italian teams especially. This stimulated further the demand on high RON & MON gasoline development.

During the war several steps were made to develop fuels further. High octane synthetic base fuel components produced as Coal to Liquids, using the Fischer Tropsch process, were made possible at large scale, to

GASOLINE OCTANE LEVELS –MAJOR BOOST COMPONENTS 1930's – TODAY



https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

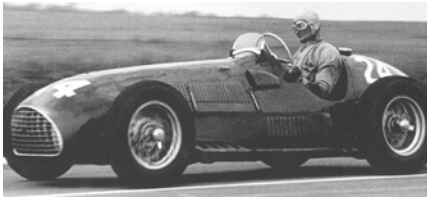
Also, by the 1950's, Shell fuel included a proven mileage ingredient, and in July 1951, Shell Economy powered a Ferrari 275 to a Formula One victory. It was the first of many podium positions to come for Shell in Formula One.

Although methanol had been used as one of the main components for high performance engines since the late 1930's, the role of methanol became even more prevalent in the 1950's GP race fuel formulations. More than 80% methanol concentration in a blend of a race fuel became usual. Blended in with benzol and in some cases also with acetone or benzene and, in the case of Shell's Ferrari fuels with a sizeable mix, with high lead aviation gasoline. To ensure lubrification of any moving parts in the fuels system, and for some protection to cope with the corrosion caused by the methanol mix, up to 1% of castor oil or other lubricants were blended into the finished race fuel.

1951 GP SEASON DIFFERENT FUEL EXAMPLES

HWM 51 Stirling Moss

COMPONENT	COMPOSITION (Vol-%)	ENGINE SPECIFICATION
Methanol	87	Formula 2
Acetone	7	Alta 2.0 l in-line 4
80 A.V.Gas	6	97 kW / 132 hp
Pure Castor	+0.5	Naturally aspirated



Ferrari 125 Peter Whitehead

Methanol	85	Formula 1
80 A.V.Gas	15	1.5 l V12 by Colombo
Shell Superheavy	+1	209 kW / 280 hp
		Dual-stage supercharger

Maserati 4 CLT Battista Farina

Methanol	85	Formula 1
Acetone	10	1.5 l straight 4
Benzene	5	209 kW / 280 hp
Additive "X"	+0.5	Dual-stage supercharger

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

OCTANE LEVEL

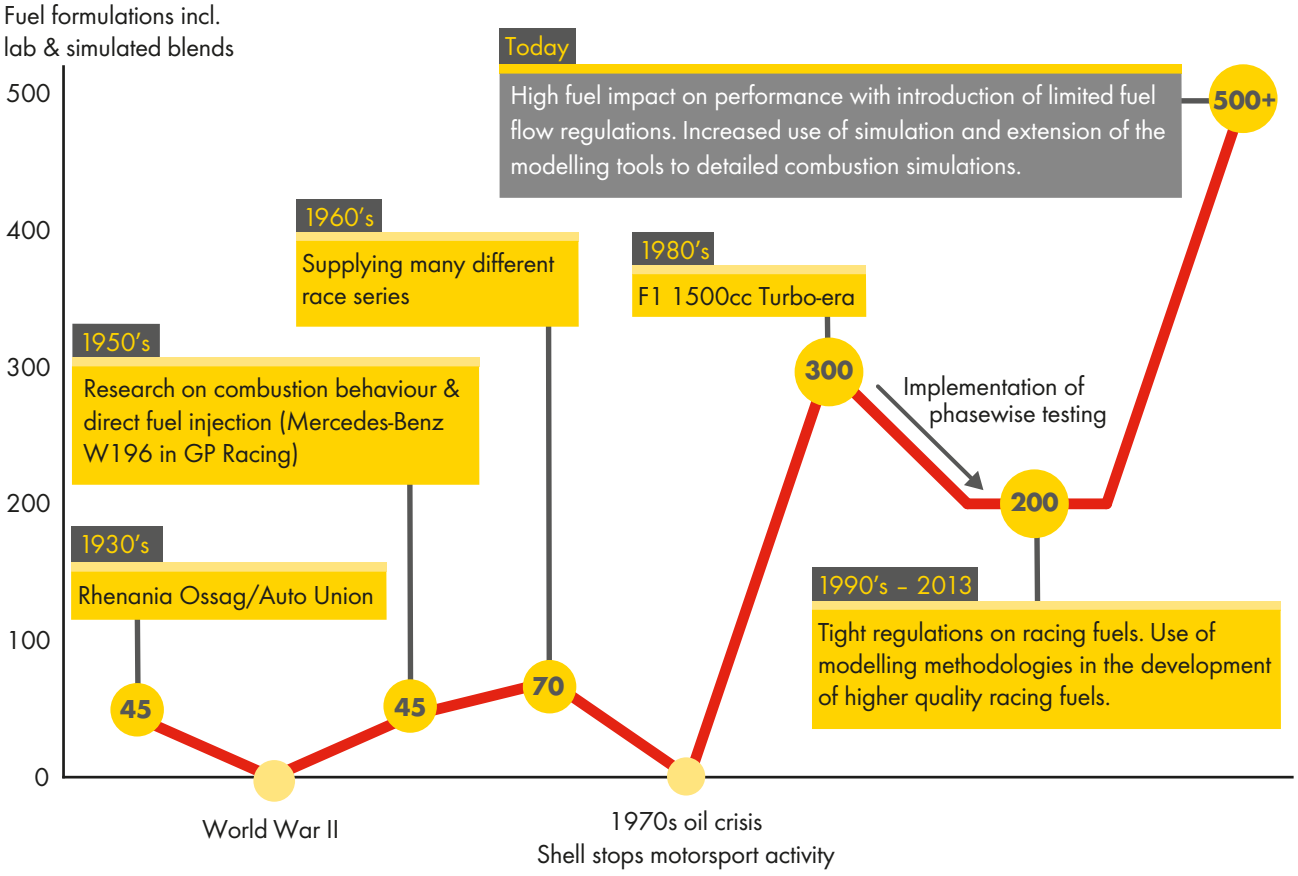
High octane and cetane levels allow higher compression ratios for better performance.

FLAME SPEED

Time is short to burn the fuel in high revving engines like F1. High flame speeds allow fast and efficient burning and maximum performance.

If we now compare the race fuels developments over eight decades, we realise not only the growing importance of specific targets and emerging technologies as the key driver, but also how regulations can foster innovation. To enable the industry to apply new ideas in Motorsport and to take learnings from Track to Road, regulations have to support this important window of innovation. Alternatively we could see single source solutions and supply, with no resulting push for new technologies, and a potential loss of interest among both the industry and consumers.

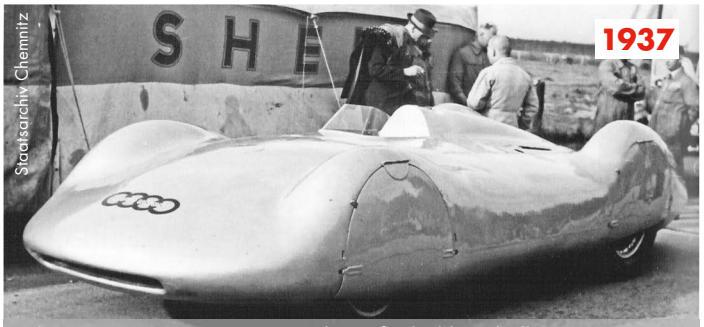
RACE FUEL FORMULATIONS 1930's – 2015: SEARCH FOR SUPERIOR PERFORMANCE



https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

unit was the Shell Fast Refuelling Device, developed in 1934 by Oberingenieur Rössig from Shell's Technology Centre in Hamburg, Germany. This fast refueling system was developed to support the Auto Union Speed record runs with Hans Stuck, driven by the enormous fuel consumption and the specific record run conditions (and later used during the GPs). This Shell fast refueling device could refill up to 200 litre of race gasoline within just 37 seconds – a break through across the industry, and nowadays a standard in modern Motorsport.

Quick refueling rig for the 1934 Avus record attempts



The 1937 Auto Union Streamliner, fueled by Shell

Refueling was key in Grand Prix Racing as well. Achille Varzi at the Swiss GP 1936

All these developments would have been impossible without the very close, integral partnerships and teamwork – often personal relationships and friendships across the technologists and teams – based on a shared enthusiasm and passion to deliver outstanding results.

One of the secrets of a winning team is the aligned drive and hunger for new technologies and new solutions, that stimulates innovation. These partnerships can create challenges and fierce debates in technical discussions, but ultimately moves all parties forward (see the historic example below, where Auto Union and Shell Technologists argued on technical issues). However Shell's long partnerships with Auto Union, Audi and Porsche, Ducati, Le Mans/ACO and others, and the one of the longest running partnerships in Motorsport with Scuderia Ferrari, are examples for this joint success.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auto Union and Shell engineers discussing technical issues

Herr Roessig veranlasste (...) eine Nachprüfung durch einen Chemikerstab, welcher in unabhängiger Arbeit voneinander die chemische Zusammensetzung der Brennstoffkomponenten untersuchen soll."

TECHNOLOGICAL PARTNERSHIP WITH FERRARI

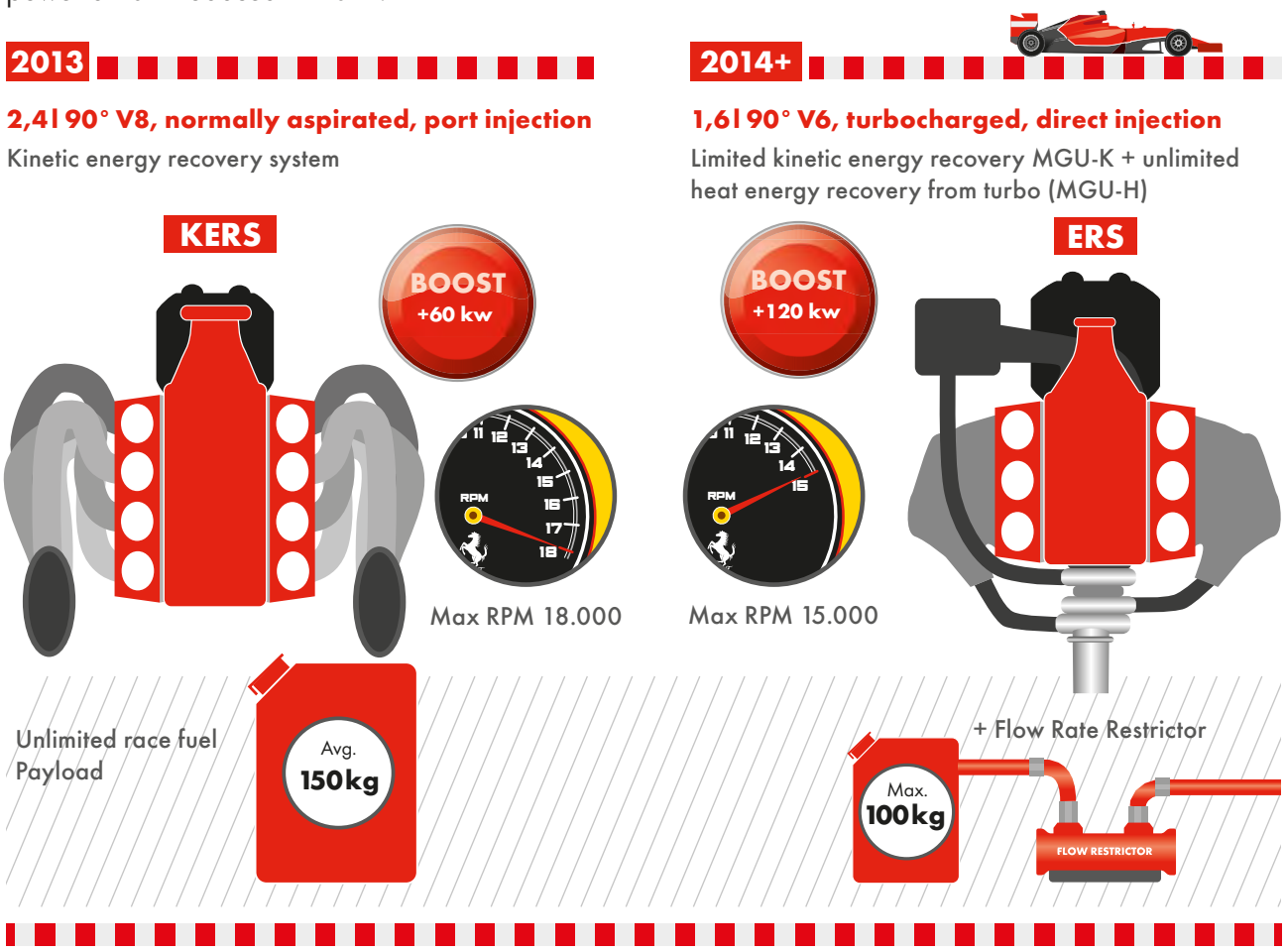
Top left
Shell's technical partnership with Scuderia Ferrari dates back to the time when Enzo Ferrari started racing for Alfa Romeo. Enzo Ferrari is seen here with Nicola Romeo and Giuseppe Morosi and some other Alfa Romeo team members in the pits at Monza in 1923.

Top right
With a newly developed normally aspirated 4.5 litre engine, the Ferrari 375 used significantly less fuel than its supercharged rivals, the engine working efficiently with fuel specially mixed by Shell. Seen here Froilan Gonzalez being kissed – though not by an engineer, but by his wife – after winning the British GP at Silverstone in his Ferrari 375.

Lower right
John Surtees, the 1964 World Champion, in his 3l Ferrari 312 at Silverstone, 1966.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

is a limit on the rate at which fuel is able to flow into the engine and that thus drives the search for more performance, a search for a better efficiency; a common challenge and target for the road car engine development. The following table summarises the main differences between the engines of 2013 and the new power units introduced in 2014:

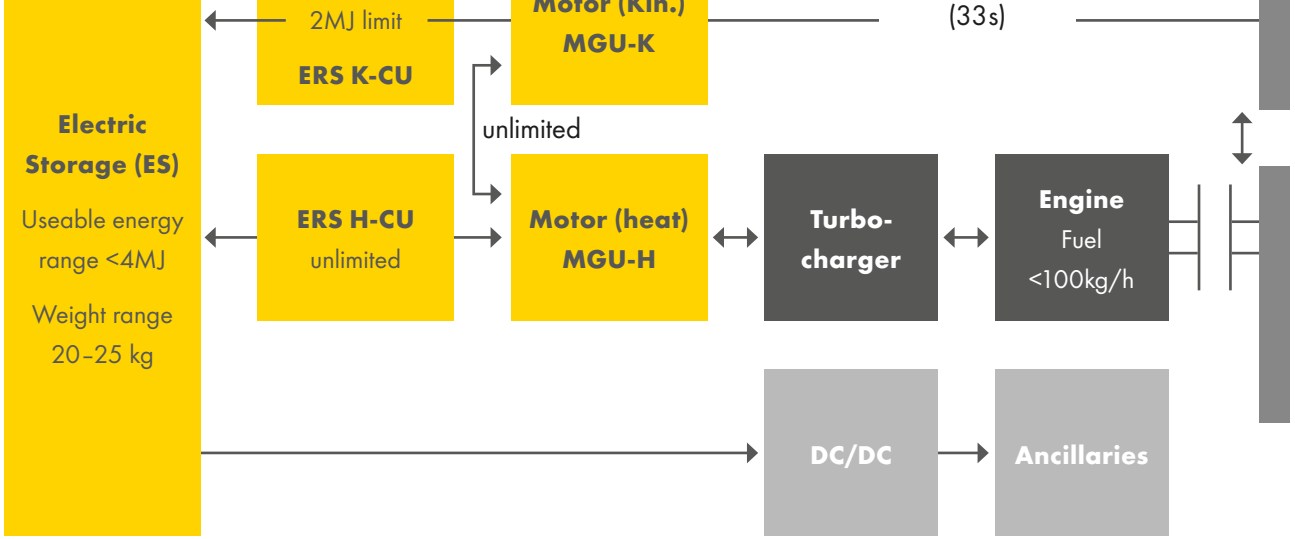


Energy Management across the Power Unit

The new 2014 regulations introduced three main elements with the power unit system of the Formula 1 car:

- The MGU-K, an electrical motor (generator) connected to the crankshaft
- The MGU-H, an electrical motor (generator) connected to the turbocompressor
- And the IC engine.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Regulation consequences on engine design and performance parameters

With the arrival of the new regulations, the fuel flow limitations have created a very different pathway to achieve optimum performance by considering the maximum fuel efficiency by mass. The implications of the new boundary conditions in terms of system development and design are significant and will be discussed in this chapter, focusing on the consequential influence of fuel formulation.

In terms of engine development, of key importance is the fact that the power unit must be seen as a whole and improving overhaul efficiency implies more than increasing the efficiency of the IC engine alone. For example, the MGU-H recovers a portion of the lost heat in the exhaust gas and so the best overhaul power unit efficiency is not mandatorily reached with the combustion parameters which give the best IC engine efficiency. A combined optimum must be considered across the whole Power Unit system, including the fuel.

Formula 1 fuel regulations

Fuel in Formula 1 is one of the most tightly controlled within the world of Motorsport. The regulations ensure that Formula 1 fuel development leads the way in road fuel innovation and that components found in conventional road fuels are used in Formula 1 race fuels. The full F1 fuel regulations can be found in the Article 19 of the *FIA Formula One Technical Regulations* and is divided in two parts:

- Physical properties: the limitations on the standard fuel properties are inspired by the European Standard for Gasoline: EN228.
- Chemical composition: F1 fuel contains 99% of the same types of compounds as fuels for the road.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

spread availability within the European road fuel market.

Following this common objective that Formula 1 fuel development should embrace new technologies and their transfer to road fuels, the regulations were further amended in 2010 to permit the use of other bio-components alongside bio-alcohol.

Working alongside the FIA, Shell pioneered the way by successfully introducing Virent® bio-gasoline in F1 fuel for Scuderia Ferrari in 2010.

Distillation Residue	% v/v	< 2.0

F1 FUEL RON & MON REGULATED VALUES 2000 – 2016

	2000 – 2009		2010+	
	Min	Max	Min	Max
RON	95.0	102		
MON	85			
(RON+MON)/2			87.0	

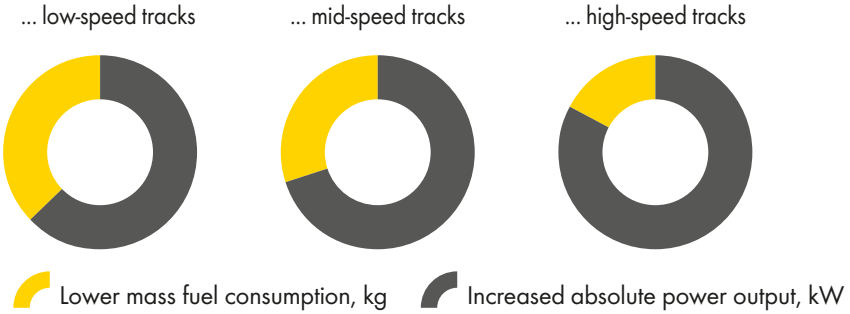
The new engine regulation: The switch from absolute power to efficiency

The new engine regulation had a considerable impact on fuel formulation: Under the previous regulations and as explained by S. G. Bryce et al. [3], fuel predominantly influenced performance of an F1 car in two aspects:

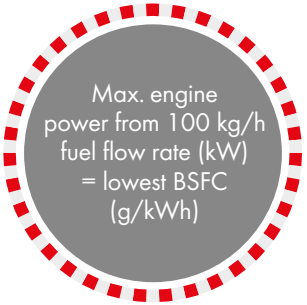
- Absolute engine power output, with an obvious positive impact on lap time;
- Fuel mass consumption, with an obvious negative impact on lap time due to the decreased car dynamic when carrying more fuel weight.

Weighted in relative numbers, the sum of the two factors was clearly in the advantage of the absolute power number, meaning that the engine power was more important than fuel consumption for competitiveness. The ratio was dependent on the racetrack and some "low speed" tracks could have been in favour of a slightly lower consumption fuel when other "high speed" tracks needed the fuel formulation with the maximum absolute power. A weighted ratio between the two factors is given in the following figure:

1989 – 2013 KEY PARAMETERS TO ASSESS FUEL PERFORMANCE ON ...



KEY PARAMETER TO ASSESS FUEL PERFORMANCE SINCE 2014



https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

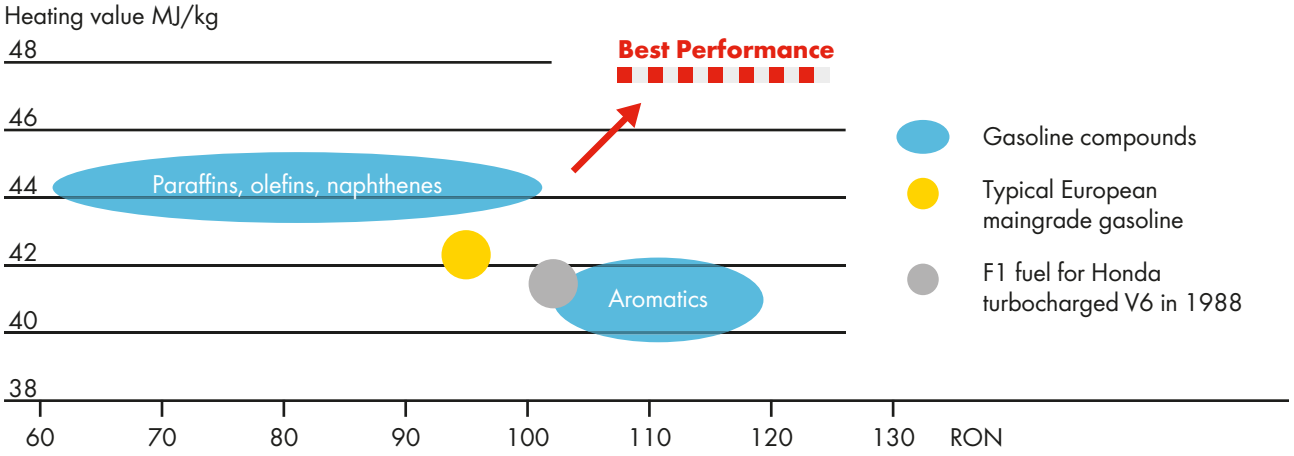
better combustion phasing and hence engine efficiency.

2. Fuel energy content by mass. As the mass flow is fixed to 100 kg/h, it is possible to select compounds with higher energy per mass, i.e. providing more energy with the same given flow.
3. Combustion speed. The speed and completeness of combustion through higher flame speed formulations is a constant target as these items are having a direct impact on the thermodynamic efficiency of the IC engine.

In order to iterate towards the best potential compounds for F1 fuel, the relationship between the the first two properties listed above must be considered.

Based on the plot below of heating value against RON for a range of gasoline molecules, it can be seen that the fuel formulator faces a challenge as these two properties are antagonist for RON values above 100; the use of high RON aromatics will mandatorily lead to a decreased energy content of the final formulation.

ENERGY CONTENT VS RON



The fuel formulator must find the optimum balance between the three parameters for a given engine specification. In the same graph, two typical fuel formulations have also been positioned:

- A typical European maingrade gasoline: located centrally, showing that the formulation is a balance of all components: paraffins, olefins, naphthenes and aromatics.
- And a F1 fuel for the turbocharged F1 engine of the 1980's.

In a paper on the 1.5l V6 Honda F1 engine, Y. Otobe presents the racing fuel formulation used in 1988 [4]. The formulation is a mixture of 84 vol% of Toluene and 16 vol% of n-heptane. This fuel is obviously

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

An optimised engine-fuel package has always been a key performance lever in Formula 1, though the appetite of the current V6 turbocharged power units presents even greater opportunity than in the past for performance differentiation.

The traditional approach of testing a set of fuel formulations against a fixed engine specification and developing hardware from a single reference fuel will under deliver. Most significantly, the fuel presents significant impact on key engine design parameters, such as compression ratio and heat recovery from the MGU-H.

These parameters cannot be set independently from the fuel formulation as, for example, the choice of a very high compression ratio could be seen as good for engine thermodynamic efficiency, but as a result would oblige the fuel formulator to use more high RON compounds with lower energy density. This could result in a non-fully optimised fuel & engine package for targeting the lowest BSFC.

Shell's Technical Partnership with Ferrari dates back to 1929 and is considered one of the most technically advanced and successful in the history of Motorsport. Through the decades of collaboration, a completely integrated approach to engine and fuel co-optimisation has been galvanised.

Fuel and oil impact on engine performance: 2015, a year of fantastic achievement

Shell V-Power race fuel and Shell Helix Ultra with PurePlus Technology lubricant delivered an unparalleled 25% of total performance gain to the SF15-T Formula 1 power unit in 2015, giving almost half a second per lap, equating to an average of 30 seconds over a race distance.

Kimi Raikkönen in his 2015 Ferrari SF15 T

The Shell Track Lab Team at work

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The heart of Endurance Racing is the 24 Hours of Le Mans. Organised by the Automobile Club de l'Ouest (ACO), it is well known as the toughest endurance race globally and established in 1929, Le Mans has borne numerous relevant technical innovations across the automotive industry; from a gas turbine entrant in 1963 to the rotary engine (Wankel) winning concept in 1991. Since 2012, Le Mans has represented the flagship event of the recently established FIA WEC (World Endurance Championship), consisting of eight races in three continents.

2014 revised technical regulations – shift to limited amount of energy per lLap

Endurance racing has a long standing and innovative approach to technology diversity. Fuel is a key example of this and the challenge to accommodate diversity and enable parity of competition.

In line with Formula 1, a new set of technical regulations were launched within Endurance Racing in 2014 to enable continued relevance to road car development through efficiency and strengthen the conduit of track to road technology transfer. Key components of the revised regulations was the governing of fuel energy per lap (MJ/lap), maximum fuel mass flow (kg/h) and the energy per lap (MJ/lap) released by the Energy Recovery System (ERS). Where previously competitiveness was predominantly driven by pure performance, the fixed energy per lap approach has resulted in powertrain efficiency becoming of prime focus.

LMP1 consists of two categories: *Le Mans Prototype 1* without Energy Recovery Systems (privateers) and *Le Mans Prototype Hybrid (LMP1-H)* with Energy Recovery Systems.

The LM P1-H category includes subcategories based on the scale of energy dissipation from the ERS over a Le Mans lap (<2, <4, <6 and <8 MJ). Each subcategory and fuel type (gasoline/diesel) has a corresponding limitation in fuel energy per lap and maximum fuel flow rate.

As would be expected, the power unit specification regulations for LMP 1 facilitate a broad space for technical innovations. No limit exists for number of cylinders or maximum engine speeds. The engine cubic capacity is limited to a maximum of 5500cc for LMP1 but is open for LMP1-H. In contrast to F1, the result is a broader variety of technological interpretations.

For LMP 1, the engine is free except following restrictions:

- Only Petrol or Diesel 4 stroke engines with reciprocating pistons are permitted
- Engine cubic capacity is free for LMP1-H cars and must not exceed 5500cc for LMP1 cars
- Fuel mass flow must not exceed the limit described in the table in Appendix B
- Ratio of supercharging pressure must not exceed 4.0
- Engine must not have more than two inlet and two exhaust valves per cylinder.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Toyota Motorsport

Engine	Gasoline V8 NA, ERS Class 6 MJ
Displacement	3700cc
Power	> 735 kW (engine & hybrid)
Front Hybrid Motor	AISIN AW
Rear Hybrid Motor	DENSO
Fuel	Shell V-Power LM 24

AUDI R18 e-TRON

Audi AG

Engine	Diesel V6 Turbo, ERS Class 4 MJ
Displacement	4000cc
Power	> 395 kW
Hybrid system	Electric flywheel accumulator
Motor Generator Unit	On front axle, 170 kW
Fuel	Shell V-Power Diesel LM 24

To balance these different concepts and to ensure that no single technology dominates, five factors must be matched:

1. The energy density of gasoline and diesel
2. The maximum amount of gasoline / diesel energy per lap
3. The maximum gasoline / diesel flow rate
4. The fuel tank size
5. The amount of energy per lap delivered from the Hybrid System.

Necessary adjustment is achieved via a Technology Factor defined by the ACO. This is the product of a fuel technology factor, calculated from the energy density of gasoline, and diesel and a K technology factor that considers the weight of the different engine concepts and hybrid systems:

$$\textit{Technology Factor} = \textit{Fuel Technology Factor} * \textit{K Technology Factor}$$

$$FTF_{average} = \frac{BSFC_{Gasoline\ Average}}{BSFC_{Diesel\ Average}} * \frac{ED_{Gasoline}}{ED_{Diesel}} \qquad FTF_{max} = \frac{BSFC_{Gasoline\ @\ Pmax}}{BSFC_{Diesel\ @\ Pmax}} * \frac{ED_{Gasoline}}{ED_{Diesel}}$$

BSFC = Brake Specific Fuel Consumption at Le Mans race, ED = LHV

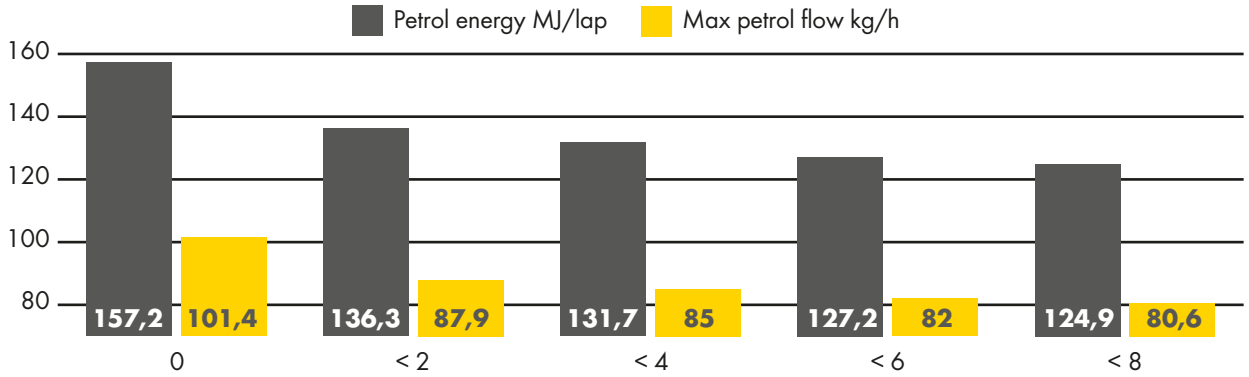
https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2016 technical regulations for LMP1 prototypes [5].

VALUES OF ENERGIES AND POWER FOR LE MANS CIRCUIT

		No ERS	ERS options			
Released energy	MJ/lap	0	<2	<4	<6	<8
Released power	kW	0	<300	<300	<300	<300
Car weight	kg	855	875	875	875	875
Petrol energy	MJ/lap	157.2	136.3	131.7	127.2	124.9
Max petrol flow	kg/h	101.4	87.9	85	82	80.6
Petrol capacity carried on board	litre	67.4	62.5	62.5	62.5	62.5
Fuel technology factor AV		1.069	1.069	1.069	1.069	1.069
Fuel technology factor P max		1.066	1.066	1.066	1.066	1.066
K technology factor		1	0.981	0.98	0.979	1
Diesel energy	MJ/kg	147.1	130	125.8	121.6	116.9
Max. diesel flow	kg/h	86.4	76.3	73.8	71.4	68.6
Diesel capacity carried on board	litre	53.7	49.9	49.9	49.9	49.9

PETROL ENERGY AND FLOW VS RELEASED ENERGY BY ERS



Released energy per MJ/lap by ERS Le Mans circuit

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

maximum octane and cetane numbers in order to allow fuel formulations to realise the ambitious objectives towards overall efficiency increase and fuel consumption reduction from the power unit systems.

MAIN CHANGES IN WEC FUEL SPECIFICATIONS

GASOLINE	pre 2014	2014	DIESEL	pre 2014	2014
Ethanol, vol%	max 10	20	Bio Diesel (oxygen free), vol%	min. 5	10
RON	max 102	max 105	CN	max 60	to be reported
MON	max 90	to be reported	Density, kg/m^3	min. 820	min. 800

A secondary challenge faced in formulating the gasoline fuel was the need to enable a positive impact on both naturally aspirated and turbocharged engines; both requiring a subtly different mix of gasoline properties for optimum performance and efficiency.

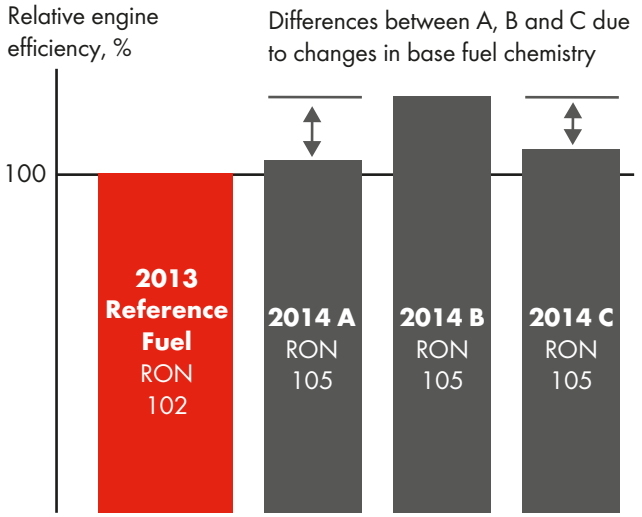
In addition to increased knock resistance of the gasoline fuel and the self-ignition quality of the diesel fuel, the following parameters were also mapped to understand engine appetites:

- lower calorific value by mass
- burning duration
- heat of vaporisation
- the proper selection of additive packages.

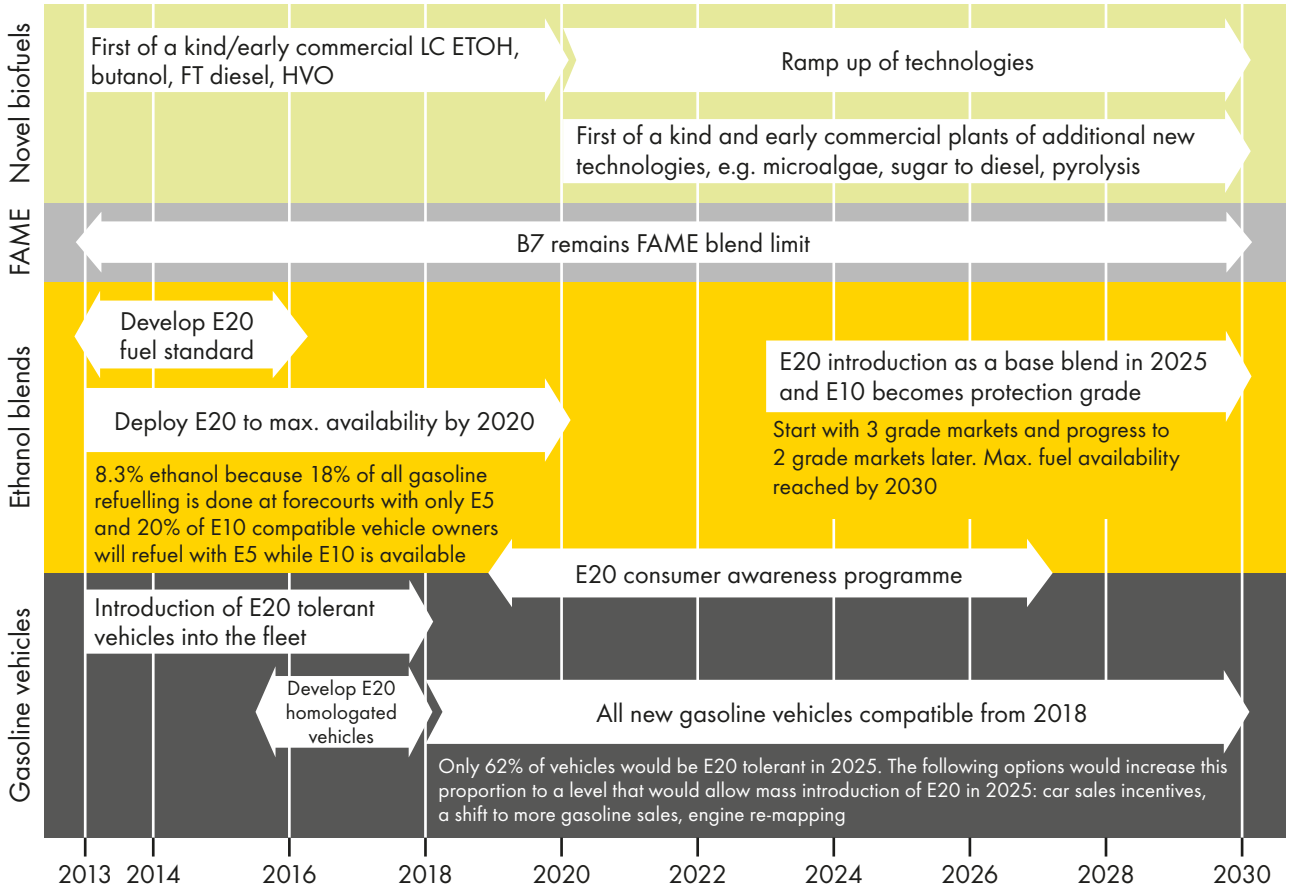
Over a two year period of co-development between Shell and leading manufacturers, a set of racing fuels were realised and approved, corresponding to the high demands set for LMP 1.

The graph on the right shows the engine efficiency of different Shell V-Power LM24 Race Fuel prototypes in a turbocharged test engine. All fuels have the same RON and ethanol content but a different chemistry of the remaining 80 vol%, which results in changing flame speeds, burning durations and sensitivities (RON-MON) with a consequential impact on engine efficiency.

FUEL IMPACT ON ENGINE EFFICIENCY IN WEC



https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



The harmonised Auto-Fuel Roadmap is a study of a consortium of automotive and fuel manufactures looking at how biofuels, gas, electricity and hydrogen can help to reduce greenhouse gases until 2030. This study states that the amount of advanced bio hydrocarbons in road fuels could grow up to 20% in 2030 to deliver its contribution in greenhouse gas emission compensation. Compatibility of higher concentrations of biofuels remains a concern across the European car fleet, though is it an area in which Endurance Racing manufacturers across all categories are already gaining direct experience.

GTL/XTL and naphthenic base oil

From its introduction in 2006, Shell V-Power Diesel LM24 included a naphthenic base oil to enable the use of high amounts of GTL and/or BTL whilst maintaining density and viscosity of the final formulation. This base oil selected and verified in cooperation with Shell Lubricants, came into operation for Italian Shell V-Power Diesel to assist fulfilling the Italian Shell V-Power Diesel claims during a specific period of time.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Additives

Only the right base fuel and the right collections of additives at certain concentrations end up in a tailor-made race fuel for a specific race series.

Additives have an important impact on engine reliability and power performance by:

- reducing or even removing deposits in the fuel injection systems and on the pistons crowns
- lubricating high pressure petrol pumps
- avoiding valve seat recession (VSR)
- lowering the fiction between piston rings and cylinder wall to release more power.

In WEC the race distance is up to 5400 km (Le Mans) compared to 350 km in Formula 1. Therefore the influence of the additive is higher compared to other race series.

Due to this the WEC race series is used as a test bed by Shell for new Shell V-Power Additive Technologies for both racing and the end customer.

2.3 Motorcycle Grand Prix Racing

Established as a world championship by the Fédération Internationale de Motocyclisme (FIM) in 1949, MotoGP is now into its 67th year. Formerly called 500cc, the championship underwent a series of recent changes. First in 2002 with new technical regulations permitting the introduction of four-stroke machinery and an increase in engine capacity to 990cc, thus becoming *MotoGP*. In 2007 the rules were revised, limiting engine capacity to 800cc and again in 2012 when the 1000cc era began.

In 1998 the technical partnership between Ducati Corse and Shell commenced, first in World Superbikes and then progressing to MotoGP in 2003.

Fueling in MotoGP

MotoGP is no different to other racing series discussed previously whereby fuel is a vital factor for competitiveness. Once again the trend towards efficiency and economy has been woven into the fabric of the sport of MotoGP through regulated fuel consumption.

Whereas in Formula 1 and Endurance racing, the governance is through limitations on gravimetric fuel flow and overall fuel mass, available racing fuel quantity is limited on a volume basis in MotoGP. In 2003 a racing bike was able to use up to 26 litres of fuel per race, but this was drastically reduced to 21 litres for the 2015 season; yielding almost 20% reduced fuel consumption.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

F1 the objective is to generate a fuel with the highest possible energy content per kilogram, whilst in MotoGP the drive is towards maximum energy content per litre of fuel.

In addition, the fuel specification in MotoGP prescribes a range of permissible octane numbers, whereas F1 regulations only include a minimum (see the corresponding table in 2.1). Due to the different chemical and physical properties of the separate fuel components and their inherent characteristics, an optimised blend for economy and performance for MotoGP will differ from F1 and WEC fuels. However, there is still a comparable challenge to balance formulations as described above.

Aromatic components, which in general possess very high octane numbers but low energy content by mass, are therefore not optimal for current F1 fuels. However, given the high density of aromatics and the consequential high volumetric energy content, these components are more suitable for MotoGP fuels within the context of the octane limits of the FIM regulations (see table on the right).

Fuel formulation approach 2000 onwards

Over the last decade and a half, the combination of regulation revisions and constantly evolving technology has resulted in a changing fuel appetite from Ducati's MotoGP engine, indicated by the table and plot on the next page.

Max speed	65 km/h	340 km/h
Fuel	Petroleum Ether	Shell V-Power Race Fuel tailor made to deliver best performance & fuel efficiency
Density	655 – 700 kg/m³	720 – 775 m³
RON	75 – 85	Max 102
Distillation range	25 – 100°C	30 – 210°C

CHANGES IN MOTOGP REGULATION

	Engine capacity	Weight (4-cyl.)	Max fuel per race
2002	990cc	145 kg	26 l
2005	990cc	145 kg	24 l
2006	990cc	145 kg	22 l
2007	800cc	148 kg	21 l
2010	800cc	150 kg	21 l
2012	1000cc	150 kg	21 l
2013	1000cc	160 kg	21 l
2015	1000cc	158 kg	21 l

2015 MOTOGP FUEL SPECS

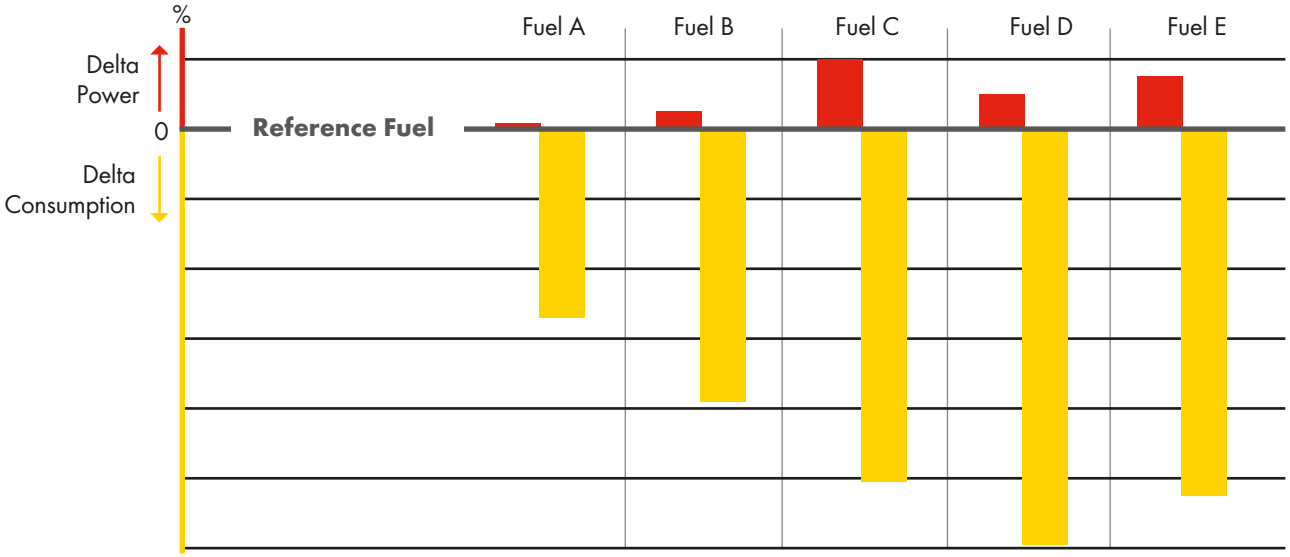
Property	Units	Limit
RON		95 – 102
MON		85 – 90
Oxygen	wt %	2.7
Nitrogen	mg/kg	< 2000
Benzene	wt %	< 1.0
RVP	kPa	< 90
Sulphur	mg/kg	< 10
Distillation @ 70 °C Distillation @ 100 °C Distillation @ 150 °C	% (v/v)	22–50 46–71 < 75
Final Boiling Point	° C	< 210
Distillation Residue	% v/v	< 2.0

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Engine	800cc Compression ratio changed
Fuel characteristics	Low flame speeds High MON High Density FM technology (Fuel F)

Requirements	Max. power, low fuel consumption
Engine	1000cc
Fuel characteristics	High flame speeds High MON High Density FM technology

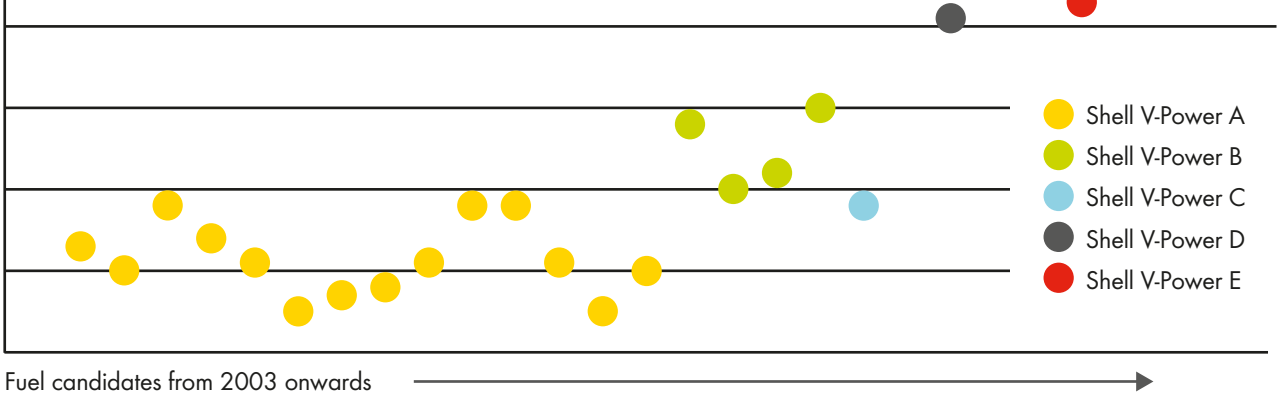
RACE FUEL DEVELOPMENT FOR DUCATI: ENGINE DELTA % POWER & SPECIFIC CONSUMPTION



In order to understand and optimise the fuel-engine system through such regulation changes and incorporate latest innovations, the concept of co-development is once again paramount. The chart above of previous race fuel candidates gives an indication of the ability to tune fuel parameters to balance performance requirements of the MotoGP engine within the limiting factor of race fuel volume.

With the introduction of limited race fuel volume in 2007, a greater focus was required to balance fuel formulation towards efficiency in addition to pure performance – targeting sustained high engine performance for full race duration. In general this was achieved through reducing the oxygenate content and increasing levels of high volumetric energy components, such as aromatics and iso-paraffins and delicately balancing the formulation to optimise against other performance parameters.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



The Technical Partnership that Shell has with Ducati is an instrumental component in our development of high performance products for the road. Our work with Ducati in MotoGP and World Superbikes provides the ultimate motorcycle-based test bed for Shell V-Power fuels and Shell Advance lubricants, enabling a direct transfer of innovation and technology from the track to our products for the road.

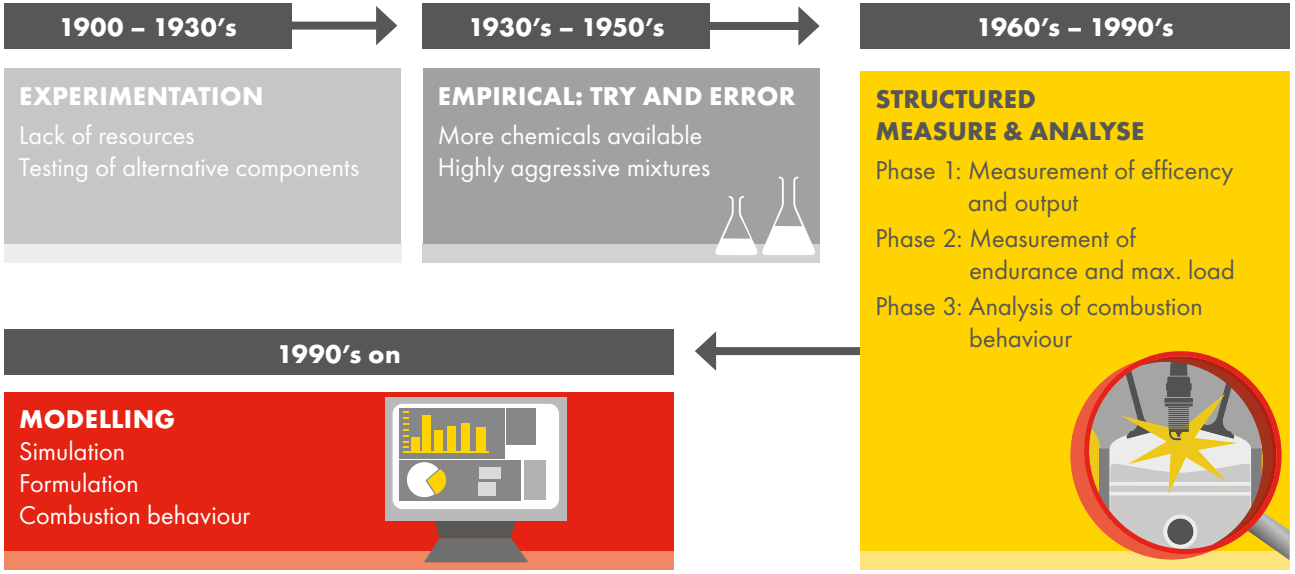
https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Category	WEC Diesel	WEC Gasoline	Moto GP	Formula 1
Engine	Free	Free	Max. 4 cylinders	V6
Capacity	Hybrids: Unlimited No hybrids: max. 5500cc	Hybrids: Unlimited No hybrids: max. 5500cc	1000cc	1600cc
Air intake	NA or Turbocharged	NA or Turbocharged	NA	Turbocharged
Air flow restriction	No, Turbos boost pressure limited to 4.0 bars	No, Turbo boost pressure limited to 4.0 bars	No	No Unlimited boost pressure
Fuel flow restriction	Yes, max fuel flow between 68,6 and 86,4 kg/h depending on hybrid class	Yes, max fuel flow between 80,6 and 101,4 kg/h depending on hybrid class	No	Yes, max fuel flow: ■ between 0 and 10500rpm : Q (kg/h) = 0.009 N(rpm) + 5.5 ■ between 10500 and 15000 rpm : Q (kg/h) = 100
Refuelling	Yes	Yes	No	No
Fuel tank restrictions	Max between 49,9 and 53,7l depending on hybrid class	Max between 62,5 and 67,4l depending on hybrid class	Max 21 l (2015)	Max 100 kg
Race distance	> 5000 km for Le Mans	> 5000 km for Le Mans	95 – 130 km	ca. 305 km except Monaco GP (260 km)
RON/ MON/CN values	CN TBR	RON <105	RON 95 – 102 MON 85 – 90	(RON+MON)/2 > 87
Target for engine performance	Max. engine efficiency (%)	Max. engine efficiency (%)	Max. Power (kW) Lowest vol. BSFC (l/kWh)	Lowest BSFC (g/kWh)
Fuel formulation targets	■ Combustion efficiency ■ Auto-ignition properties	■ Combustion efficiency ■ Knock resistance	■ Combustion efficiency ■ Energy content per volume ■ Knock resistance	■ Knock resistance ■ Energy content per mass ■ Combustion efficiency

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

targeted and designated testing and to modelling and simulation. In particular the modelling and simulation requires deep and trusted partnerships with the industry and, when established, those partnerships can make a difference for both sides and for product innovation.

DEVELOPMENT OF FUEL RESEARCH METHODS



Shell Technology Centre Hamburg

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Requirements for the track

- Use of effective and efficient biofuels
- High combustion efficiency
- Regulations do not allow exotic components in racing fuel

Requirements for the road

- Blend of Biofuels demanded
- High combustion efficiency
- Affordability

For a great part of the past 100 years, the name of the game in Motorsport was primarily engine performance in terms of power. However, Motorsport is at the forefront of technology evolution and nowadays it is most critical to balance power with efficiency and energy consumption. Often Motorsport technologies are developed and implemented initially in a niche application, but those innovative technologies are setting new standards and the pace in our rapidly transforming world of mobility and our industry.

Shell is convinced that the Motorsport industry and its regulators will continue to drive for a sport that is not only fascinating to the public but also paves the way towards meeting future requirements for sustainability in mobility, and consequently will support and create options and space for new innovative technologies.

CO_2

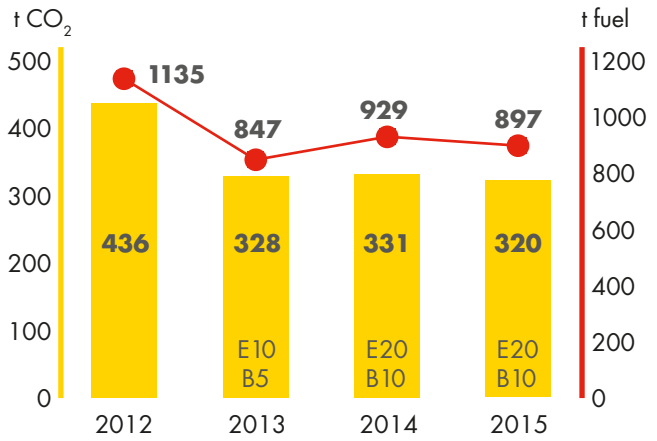
One of the parameter to evaluate sustainability is the energy consumption in view to related Greenhouse Gas (GHG) emissions. Hence for sustainable Motorsport the race cars, and their use of energy, have to be validated.

Not only the volume of fuel used through a race, but also fuel composition and the GHG efficiency of the components used are main contributors to overall GHG rating. For example, the WEC drive for more efficient race cars in combination with more biofuel components used shrank the overall CO_2 emission through fuels from more than 400 t per 24h endurance race event down to 320 t over in recent years.

Although a major contribution on CO_2 is based on production and combustion of the fuels used for the race event, other energy intense sources should be also considered.

Tyre manufacturing is an energy intense process also, and with the number of tyres required for any race, and especially for long duration endurance races, a focus should be given also on potential CO_2 reductions in this area. Jointly with the ACO and Shell's Greenhouse Gas

CO_2 FOOTPRINT REDUCTION OF RACING FUEL DUE TO BIO COMPONENTS (WEC)



https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

With efficiency and environmental aspects being critical, parameters for Motorsport and road fuels – manifested in regulations – an essential commonality exists. The overall desire by society for a lower carbon world should be seen as a motivation. Here again Motorsport is at the forefront building on its ability to connect the truly 'high-tech' innovation and development setting with public-facing events, which mobilise the masses, so that innovation can be showcased in a competitive and exciting environment.

It is no accident that Motorsport constantly reinvents itself by integrating new, prototype technologies for the automotive industry, for example Formula E, where electricity as the energy source for power and performance allows participating companies to test their technology concepts in a competitive environment. Or the Pit 56 project from ACO as part of the annual Le Mans 24h Race, to support new innovations in endurance racing.

Trends in Motorsport engineering inform future generations of roadgoing technology and the competitive nature of the sport is what drives Shell's technology teams to explore and innovate. Unlike the current trend of electrification, all other energy sources for mobility offer significant potential to evolve.

The potential of the internal combustion engine to deliver genuine solutions for our lower carbon future is real, in combination with elements such as the best transmission systems and energy sources. Motorsport fuels development has already demonstrated the ability to integrate new an innovative 1st and 2nd generation biofuels, such as the inclusion of cellulosic ethanol, produced by Iogen, in 2006.

Shell's ambition to use its Motorsport fuels development as a proving ground for new fuel components, such as 2nd generation biofuels, remains paramount. Shell foresees more innovative fuel components entering Motorsport fuel formulations in an effort to support the drive of a lower carbon future for Motorsport and ultimately for mobility in the markets. Leveraging fuel components only available at smaller scale due to the early exploratory phase of process development in such harsh and uncompromising environment is essential to push technologies forward but also allows early exposure.

But, in addition to GHG related emissions, air polluting emissions are gaining more importance, especially due to increasing concerns around unacceptable inner city air quality. The automotive and energy industries have developed very effective local emissions reduction systems for spark ignition engines in recent decades, as three-way catalysts system in combination with unleaded, sulphur free gasoline. This technology is state of the art and has reduced air pollutants by well above 95% in the past 30 years. Nonetheless further developments and reductions are required for such emissions, otherwise electric drivetrains (zero local emissions) may become mandatory for certain urban areas. The entire Motorsport industry has an opportunity to use racing as a test field for clean emissions solutions with internal combustion engines, improved fuels and advanced emission cleaning systems. It should not miss this. It is also interesting to note that apart from a very limited number of race series, emission cleaning systems are not used in Motorsport.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

eines rätselhaften Rennwagens, Bielefeld 2014.

[2] Appunti di storia, Shell Italia, 1957, in: Angela Cherrett, Alfa Romeo Modello 8C 2300, Veloce Publishing, 1992.

[3] S. G. Bryce et al., Fuels Development for Formula 1, SAE Technical Paper #942540.

[4] Y. Otobe et al., The Honda Formula One Turbo-Charged V-6 1.5L Engine, SAE Technical Paper #890877, 1989.

[5] FIA/Federation Internationale de l`Automobile: FIA World Endurance Championship, 2016 Technical Regulations for LMP1 Prototype, Appendix B, p.55, Paris 2015.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Martin Vulcan. The motorsport version of the V12 has powered Aston Martin to World Sports Car and Le Mans victories. Aston Martin will continue to use a V12 engine as its top of the range power plant in the launch of new cars starting with the DB11 in 2016.

The power output of the new Aston Martin Twin Turbo 5.2 litre V12 engine gives class leading specific power outputs whilst still achieving pollutant emissions compliance in all markets. The Aston Martin V12 still prides itself on being the best sounding engine in the market

Kurzfassung

Der in 1999 erstmalig eingesetzte Aston Martin V12 Motor im DB7 wurde von 420 bhp auf 590 bhp im Aston Martin GT12 weiterentwickelt. Limitierte Editionen dieses Motors wurden mit 750 bhp im Aston Martin One-77 verwendet und mit ueber 800 bhp im vor kurzen vorgestellten Aston Martin Vulcan. Die Motorsport Variante des V12 hat Aston Martin Siege in der FIA Langstrecken Weltmeisterschaft (WEC) und Le Mans eingefahren. Auch in Zukunft mit dem Produktionsstart des DB11 in 2016 wird Aston Martin einen V12 als Herzstueck der Spitzenmotorsierung anbieten.

Der neue Aston Martin 5.2 Liter Twin Turbo V12 Motor bietet Klassenfuehrende Leistung bei Einhaltung der globalen Schadstoffvorschriften. Der Aston Martin V12 bleibt weiterhin der best klingenste Motor im Markt.

Introduction

As Aston Martin conceived the new DB11 the strategic step of maintaining a V12 as a flagship exclusive engine was without doubt a bold decision to take. However, further evolution of the current V12 as a naturally aspirated engine was not an option due to the environmental and legislative landscape that existed and was continuing to evolve. Clearly a new Aston Martin V12 era was required.

This demanded more power, more torque and a stepped improvement in fuel economy. The answer adopted was to downsize the engine capacity, deploy forced induction and to add selective technologies to improve fuel economy. The final engine specification and data is shown in Table 1. The first step on this new engine was to conceive and build a demonstrator unit that would be able to prove that the concept was achievable. This first demonstrator was fired up on 19th November 2012, Figure 1. The demonstrator engine met

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Peak Cylinder Pressure	125 bar
Camshaft System	Inlet and Exhaust VCT
Emissions	Secondary Air Injection
Fuel System	Port Fuel Injection
Cylinder Deactivation	6 cylinder bank to bank

Table 1: Engine Data Summary

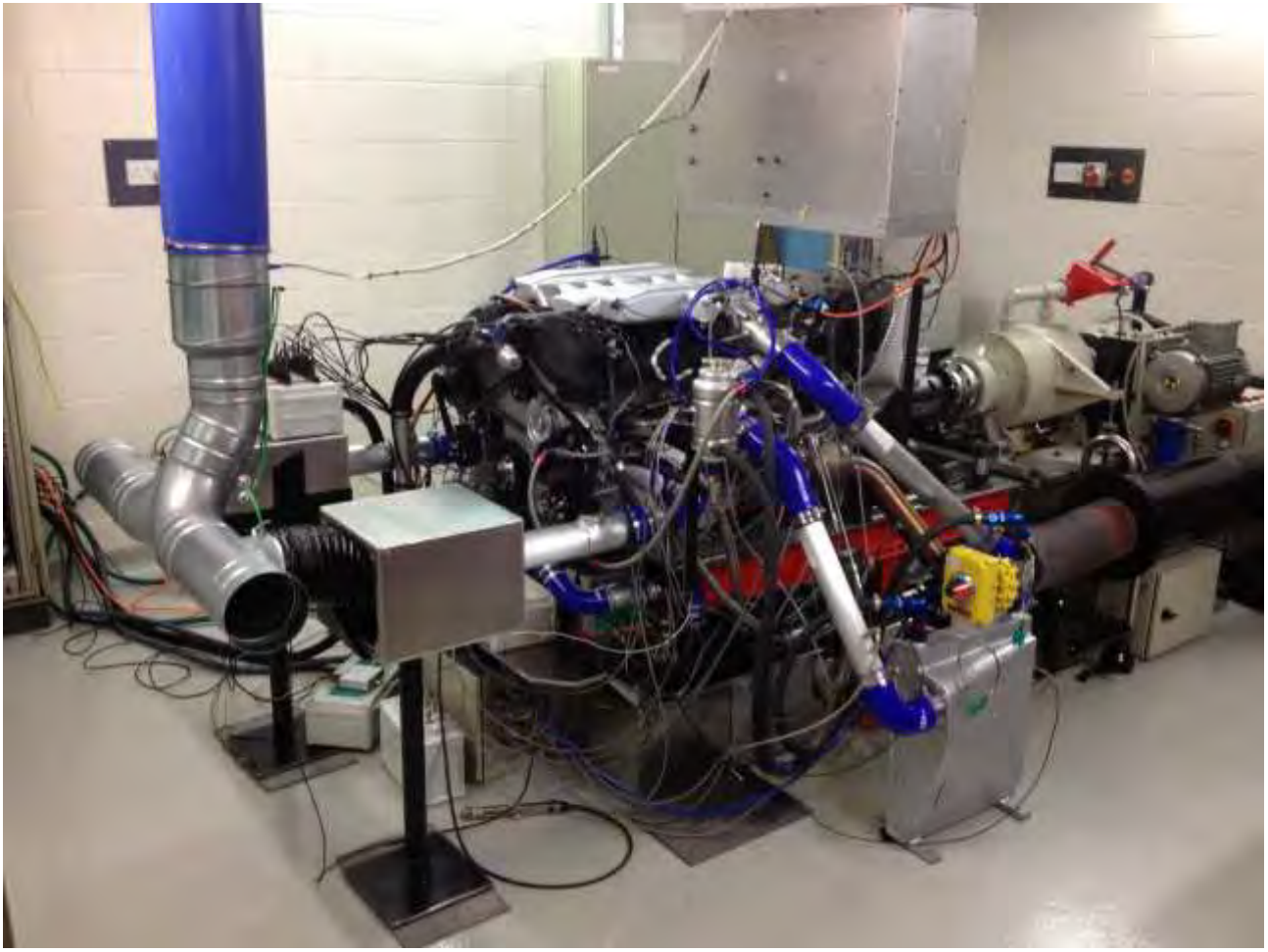


Figure 1: Concept Engine on Test Facility *(November 2012)*

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 2: Production V12 Engine Package

The engine was designed to be manufactured at the existing plant where both the current Aston Martin 6 litre V12 and 4.7 litre V8 engines are machined, assembled and tested. The new engine capacity was achieved by retaining a common bore size, 89.0mm, and reducing the engine stroke from 79.5mm to 69.7mm giving a reduced swept volume of 5.2 litres. This also gave a satisfactory bore to stroke ratio of 1.27:1 (89.0/69.7) being more over-square for maintaining a high peak power speed characteristic and a con rod length of 141.8mm maintaining a common deck height with the NA engine to enable common timing drive.

The choice of pressure charging was to use two twin scroll turbochargers with electrically actuated wastegates positioned outboard of each 6 cylinder bank. The use of supercharging, compound turbocharging and gasoline direct injection technologies were discounted as there was still sufficient capability in the 5.2 litre engine to supply good throttle response. Additionally, the use of port fuel injection as opposed to gasoline direct injection greatly de-risked the pollutant emissions after-treatment system with respect to particulates control. However, that left a challenge for the gaseous pollutant emissions and in particular the light-off performance of the catalysts as they necessarily have to be further away from the combustion chamber when using turbochargers. The counter-measure deployed was secondary air injection, used specifically to improve catalyst light-off performance.

It is well known that a reduction of engine capacity assists improved fuel consumption and the application of pressure charging will enable significant down-speeding and so also add to the improvement. However, fuel economy will be adversely affected by the necessary

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Powertrain were used to lay out the detailed engine architecture. A new engine block casting was designed that was capable of operating with peak cylinder pressures of 125 bar. An example of the thermomechanical analysis of the engine cylinder heads and block is shown in Figure 3. One of the key features of the G&W cast aluminium engine block are the well proven pressed in cast iron cylinder liners, cast iron main bearing inserts with proven interference fit and fixing arrangement from the current V12 and it was also designed to be compatible with future intelligent coolant control. Consideration was given to coated parent bore cylinders which would have yielded engine mass saving of 4.5kg and improved thermal performance but these technologies were discounted based on the results of extensive analyses.

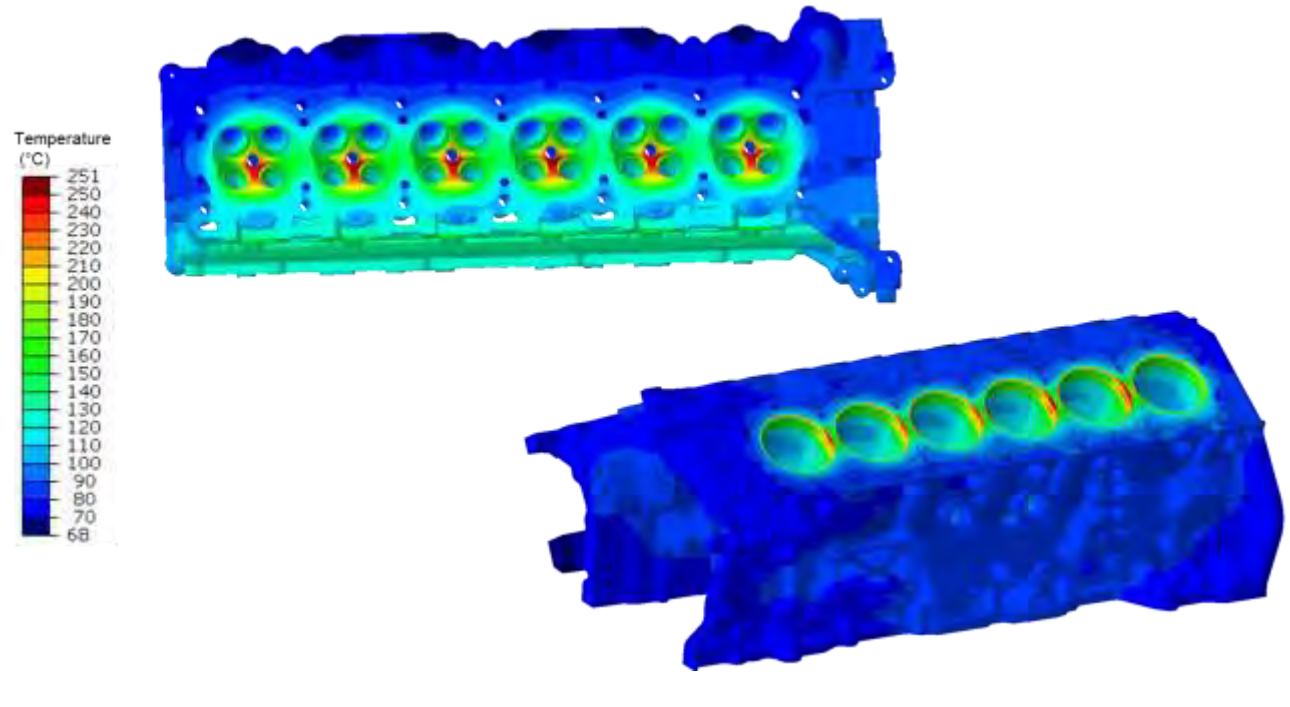


Figure 3: Thermomechanical Analysis of Engine Cylinder Block and head

The G&W cast cylinder heads were designed to incorporate integrated secondary air injection and are shown in Figure 4. Great attention was paid to achieving the correct air flow through the inlet ports for good combustion activity with port fuel injection and the correct mixing and distribution of the secondary air injection in the exhaust ports for fast

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

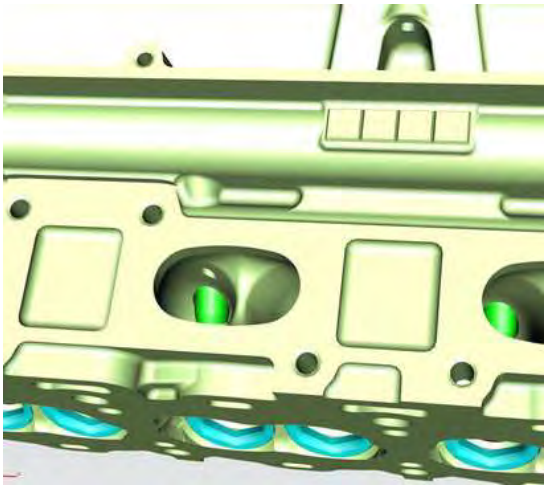


Figure 4: Cylinder Head with Integrated Secondary Air Injection

It is important to note that the engine block and cylinder heads were designed to be able to use existing machining and assembly fixturing at AMEP.

The cast aluminium engine front cover was designed to be a common casting with the current V12 engine, derivatised only through the machining operations. However, the cast aluminium oil pan was a complete new design to accommodate the variable oil pump technology and achieve very demanding sports car oil handling performance.

Lubrication System

It is more usual for a sports car manufacturer to use a dry sump system for oil management and Aston Martin has experience of both systems with the current V8 engine employing dry sump technology and the current V12 employing “conventional” wet sump technology. The new Aston Martin DB11 was designed to be able to perform on race circuits including the Nordschleife, in the control of accomplished skilled drivers and as such the acceleration targets for the car were quite demanding, peaking at 1.5g. The new V12 engine had to be able to manage such accelerations and deliver oil at the correct flow, pressure and aeration levels to the lubricated and powered systems in the engine under such extremes of agile

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

such as cornering, acceleration and braking, and allowing oil to flow back as easily as possible from the rest of the engine. The design scheme consists of a relatively conventional wet sump with a complex shape to avoid the vehicle cross member and steering rack. The novel part is an intermediate baffle plate that forms a seal between the main sump volume and crankcase to ensure the oil covers the pick-up pipe in all static and dynamic vehicle conditions. The bulk of the oil then returns to the sump via a central opening in the baffle plate carefully positioned using CAD models to define the oil level in extreme conditions. There were also two separate cylinder head drains that can return oil to below the baffle directly to the sump. The oil can then be effectively trapped in the lower volume to meet dynamic handling targets, Figure 5.

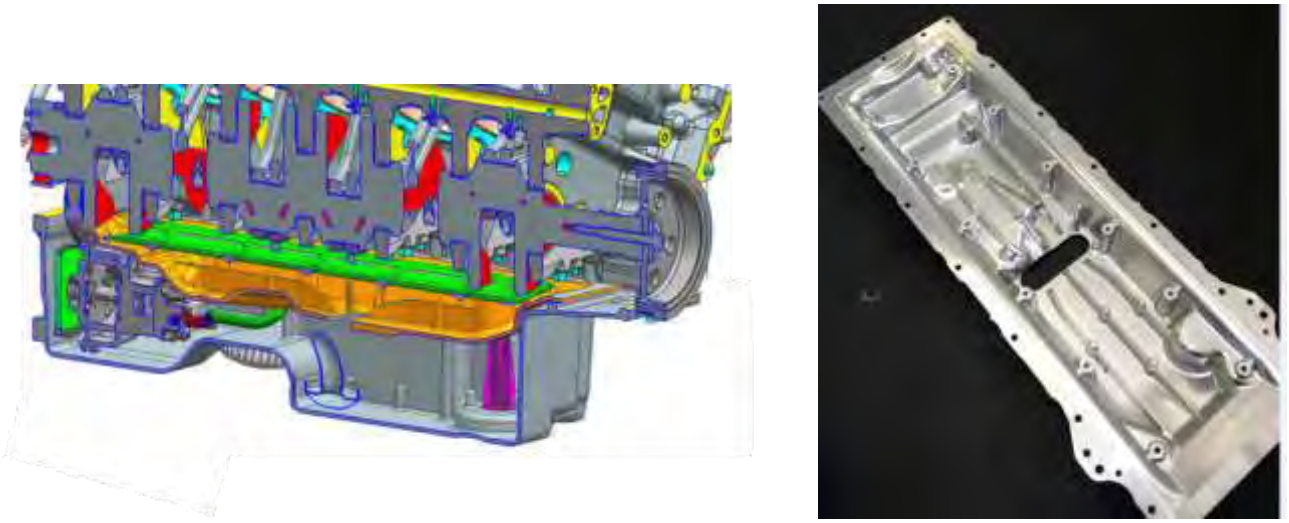


Figure 5: Wet sump design with intermediate baffle plate and concept baffle plate

Several techniques were then used to optimise the initial design, the main one being an engine tilt rig, Figure 6. The rig allows the engine to be run while being tilted at angles which simulate the oil positions during high speed cornering, braking and acceleration. It can also be used at compound angles to simulate vehicle acceleration through a corner, or braking into one for example. Oil aeration and pressure in key areas of the engine were measured as the engine was tilted in steps in all directions and oil levels, to define the acceptable operating region. Windows were also inserted into the sump to allow high speed filming of the oil flow into the pickup and to view any sudden changes in oil level.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 6: Engine tilt rig

For the majority of this work, there was a requirement to meet a constant 1g (45deg) tilt in all directions, but as mentioned above, 1.6g was required for certain tracks and situations. This meant working to a dynamic target as well as a static one.
To test the dynamic targets, the tilt rig is not fast enough to react as the car would on a track, so a portable system was developed using a rig, Figure 7a-b mounted in a mule test vehicle. The rig provided access to enable the oil flow within the sump to be filmed and allow alternative design solutions to be easily fitted without having to dissemble the bottom end of the engine. The viscosity of the oil at temperature is very similar to water/glycol mix at room temperature so this was used as the test fluid. A clear sump and baffle system was made so that filming could take place whilst testing and a pump and nozzle arrangement was installed with the correct flow rate and distribution to return the fluid to the sump. The vehicle was then used to track test the rig, whilst simultaneously filming and recording key pressure measurements.

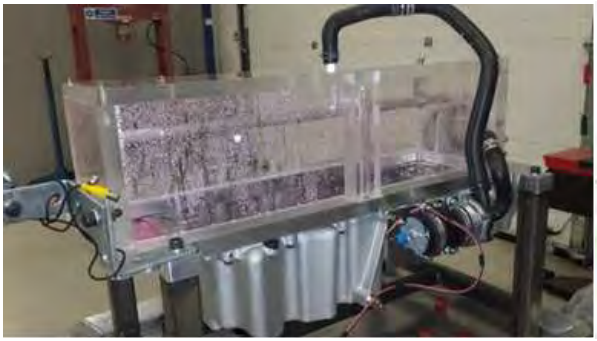


Figure 7a: Portable oil sump rig

Figure 7b: Oil sump rig in mule test vehicle

This arrangement was used alongside the tilt rig results to give the best solution prior to installation into the test car for track testing to enable final validation of the developed designs.

Throughout the engine project the DB11 vehicle was being simultaneously engineered, so in the early phases, availability of test cars was limited. In respect of the lubrication system this meant making sure that the maximum amount of data was collected in a short time and

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

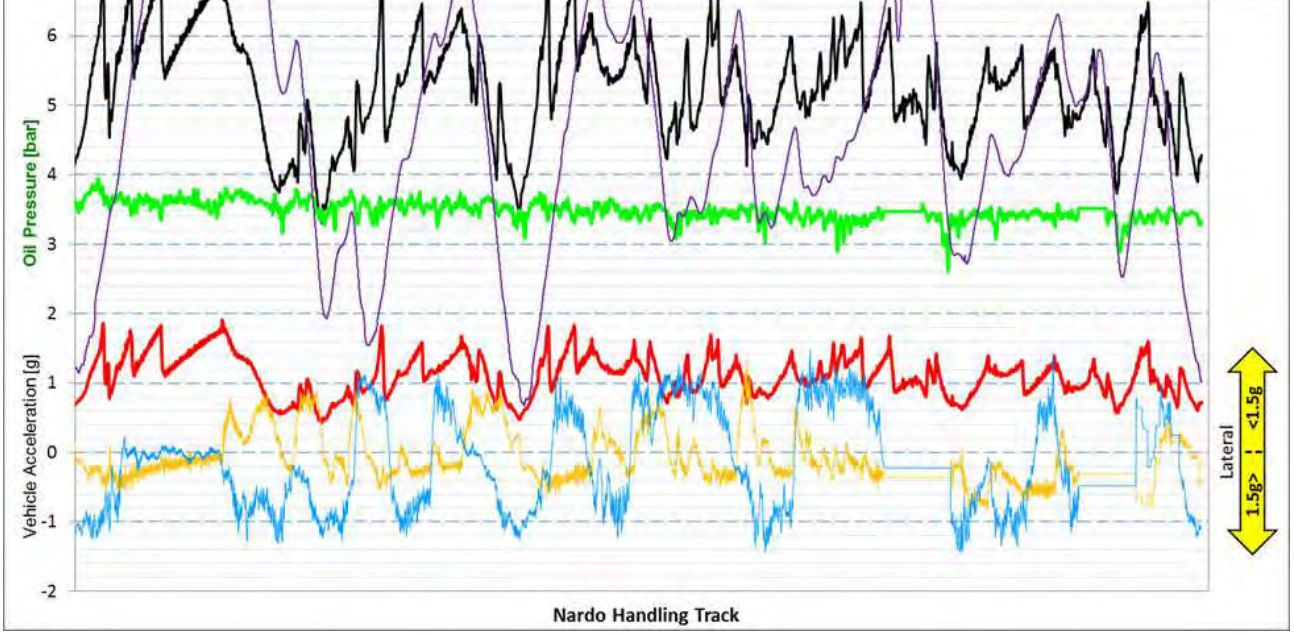


Figure 8: Data Plot from Vehicle Tests - oil pan performance, minimum & actual oil pressures

An additional lubrication challenge was balancing the oil budget around the engine, to accommodate not only the challenging vehicle acceleration targets, but also the addition of two turbochargers and more demanding bearing loads, whilst deploying a low viscosity oil for fuel economy and a new oil pump technology.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 9: Turbocharger and Air Path System

The efficient twin scroll turbochargers increased low speed torque, whilst enhancing torque response. They also gave a reduced residual content, improving full load combustion phasing, thus providing robust full load performance.

The electrically operated wastegate permitted fully flexible and free actuation of the waste gate flap independent of the engine operating conditions (boost pressure). This enabled faster low speed boost pressure build-up, thus improved transient response and improved run up line performance, hence target torque was achieved earlier.

Consideration was given at an early stage to the compressor geometry to minimise pressure losses, improve air presentation to the compressor entry to improve surge margin and to minimise boost system performance differences between banks on the engine. The resulting compressor maps are shown in Figure 10.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 10: Compressor Matching Plots

The efficient water to air charge air cooler system was an optimised multi-pass flow which minimised the air path pressure losses and provided good air temperature control, Figure 11.

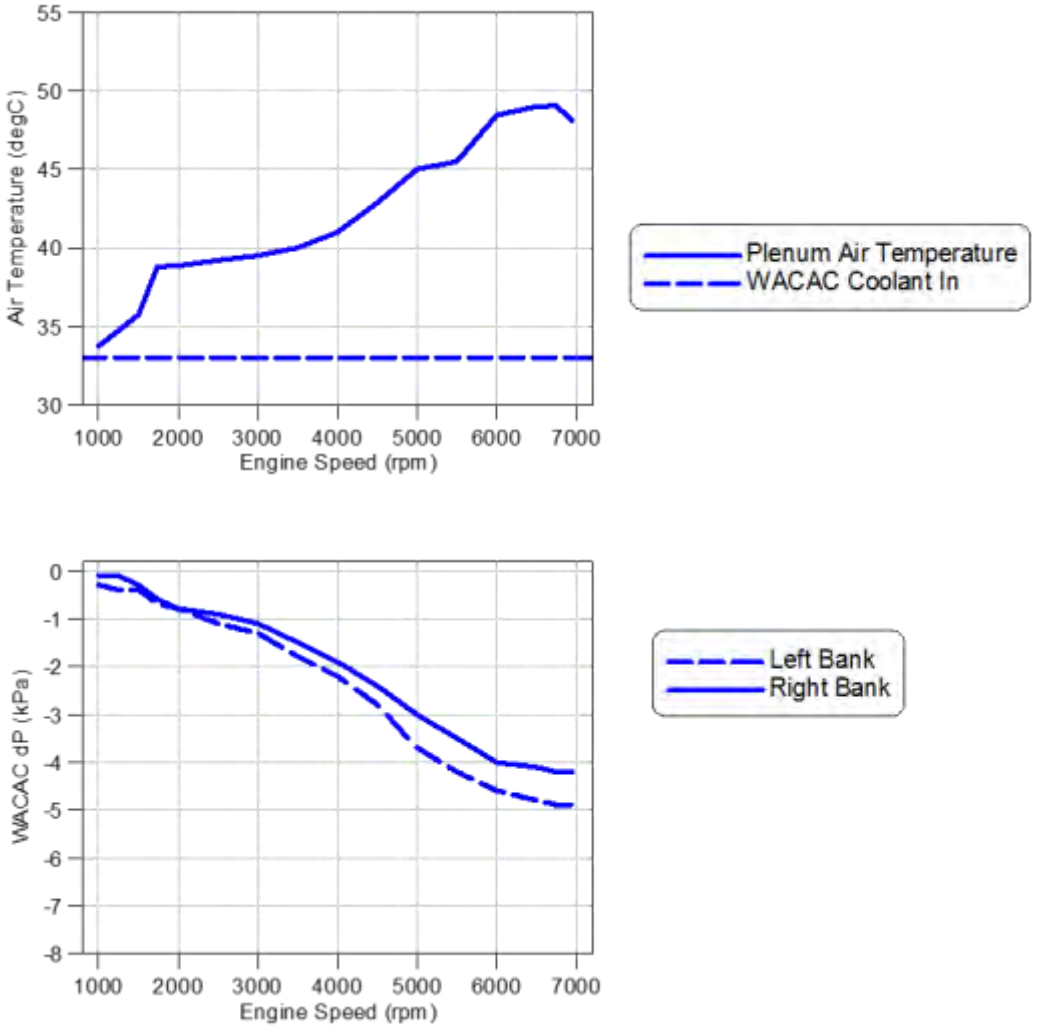


Figure 11: Water to Air Charge Air Cooling Performance

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

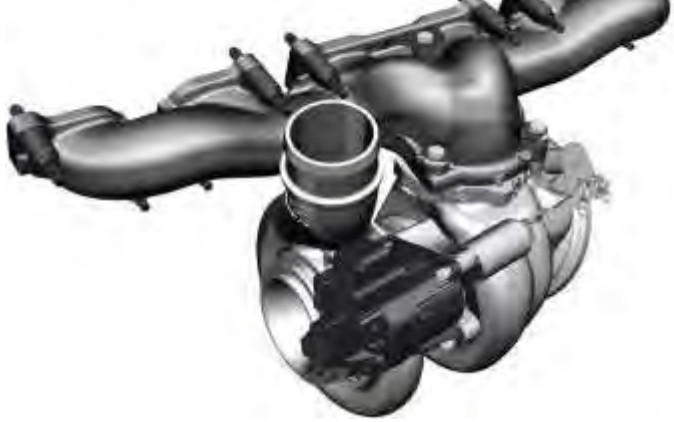


Figure 12: Turbocharger and Exhaust Manifold

Pollutant Emissions

The key to good emissions performance was to get fast catalyst light off, have sufficient capacity in the after-treatment system and to ensure good complete combustion. Legislation for pollutant emissions did not allow for any deviations according to capacity or power output and this was a major challenge for a V12 high performance engine. Additionally, as a small independent sports car manufacturer this engine must meet worldwide pollutant emissions legislations without reliance on a parent OEM for fleet average allowances. In deploying turbocharger technology the shortest distance from the cylinder head face to the front face of the catalyst brick was increased by a factor of 3 compared to the current naturally aspirated V12.

The experimental facilities used for emissions development were at Cambustion Ltd. To assess the emissions capability of the hardware a complete powertrain – engine, driveline and transmission – was palletised in an engine test cell and coupled to a dynamometer to enable testing of whole world emission drive cycles. This method also provided benefits in not requiring an expensive and complex prototype vehicle to analyse the engine hardware, thus accelerating development. Using the Cambustion facilities allowed rapid cooldown of the engine in the cell following a drive cycle enabling up to six cold starts/drive cycles per day accelerating development from conventional emissions lab testing with a vehicle on a chassis dynamometer where only one test per day can be run.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

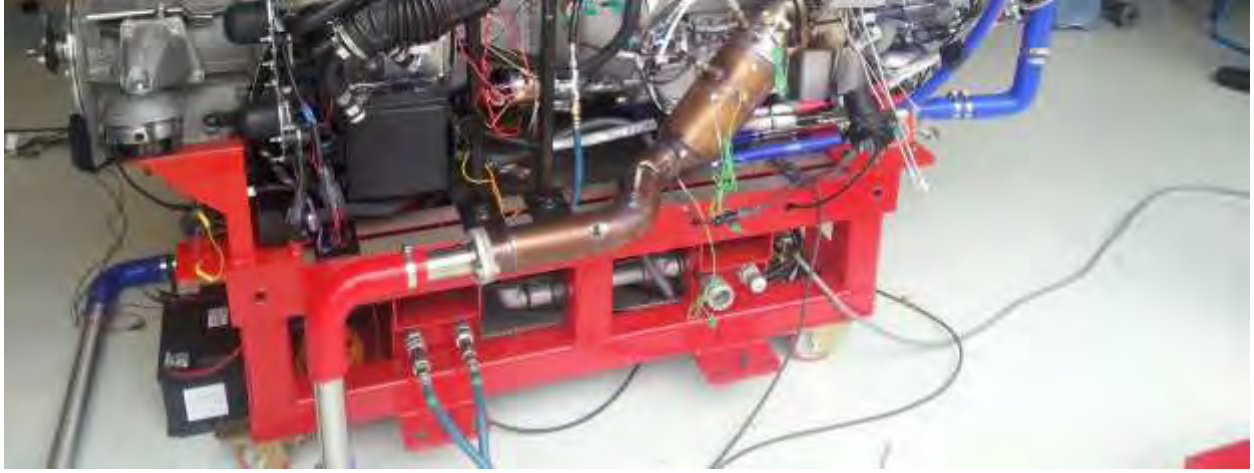


Figure 13: Palletised Complete Powertrain for Rapid Advanced Emissions Development

Due to the increase in wetted area between the exhaust ports and the catalyst, secondary air injection (SAI) was used to achieve a fast light-off. Optimisation of SAI was achieved by assessing SAI position, start of injection, duration of injection, SAI fuelling and ignition.

SAI entry points were fixed through benchmarking exercises and more critically, cylinder head development. Initially, two entry points per combustion chamber was assessed, however, due to complexity this was reduced to only one. Both systems were fabricated and flowed to confirm flow distribution and volume were consistent before the hardware design was fixed. Even flow distribution was observed across the bank with both showing running 6 points was not detrimental, Figure 14. A critical consideration was to minimise the cross-talking between exhaust tracts which dilute the pulses to drive each turbo scroll on high load, and hence slow up response. The single vs twin SAI port issue was a balance between even dilution, pressure drop across SAI gallery and exhaust, and manufacturing capability of drilling access.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 14: Secondary Air Injection Geometry Comparison

Figure 15: Experimental Secondary Air Injection Hardware – Single & Twin Entry

Secondary air injection calibration was developed as follows:

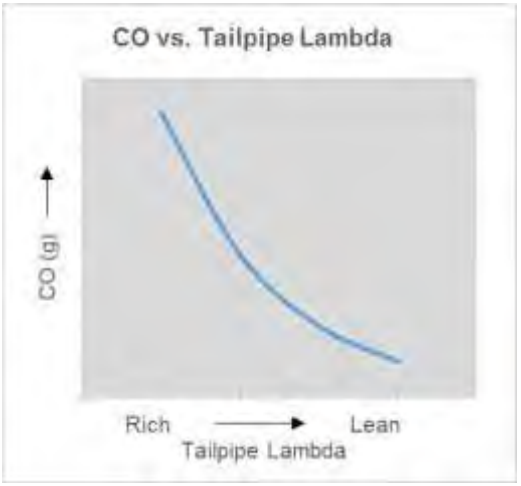
- Specifying the fuelling enrichment with SAI
- Assessing the combustion stability of the fuelling enrichment
- Sweeping ignition angle to determine the optimum conditions in the exhaust for maximum temperature and thermal oxidation

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

catalyst whilst maintaining combustion stability, seen via analysis of HC formations and standard deviation of engine speed. With leaner mixtures high temperatures in the exhaust manifold can be generated but due to the thermal soak of the turbocharger and exhaust system this is not seen on the catalyst and post combustion thermal oxidation is the dominating method of pollutant reduction.

This rich in-cylinder lambda allowed significantly retarded ignition angles to be achieved and with it higher exhaust gas temperatures. A small degree of ignition retard from MBT, as observed in lean start strategies, did not increase the temperature in the exhaust system and it remained fairly low until a minimum of 15 degrees ATDC of ignition retard was tested. The improvement in combustion stability with the rich fuelling and the ability to run high levels of retard result in increased thermal oxidation in the exhaust manifold, due to the higher engine out gas temperature, with a significant temperature profile increase observed leading to rapid catalyst light-off.

Tailpipe lambda was assessed, via sweeps of SAI flow rate, to provide the optimum environment to minimise pollutants via post-combustion oxidation and creating the exotherm for rapid light-off in the optimum location. Due to running such a rich lambda request NOx emissions were not a cause for concern in the start phase. THC was independent of AFR (as long as we stayed within the combustion stability limit), with the majority of pollutant formation from the initial crank/start phase prior to SAI activation.. CO pollutants were the main limiting factor with increasingly rich tailpipe AFR. A SAI flow rate to provide a tailpipe lambda of 1.2 gave the best environment through residence time and exhaust species composition achieving the balance between increased fuelling in SAI to achieve rapid light off and minimising THC and CO below legislative limits.



https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

the engine to crank and run in a stable manner before SAI comes on.

Optimal
results at 2s

A significant reducition in CO2 was achieved by invoking a individual cylinder fuel trim. The engine runs a percentage of the fuel injectors rich and remaining injectors lean. This means the fuelling would still be stoichiometric. There would be an increase in available CO which would create a chemical reaction on the catalyst and hence increase the catalyst temperature.

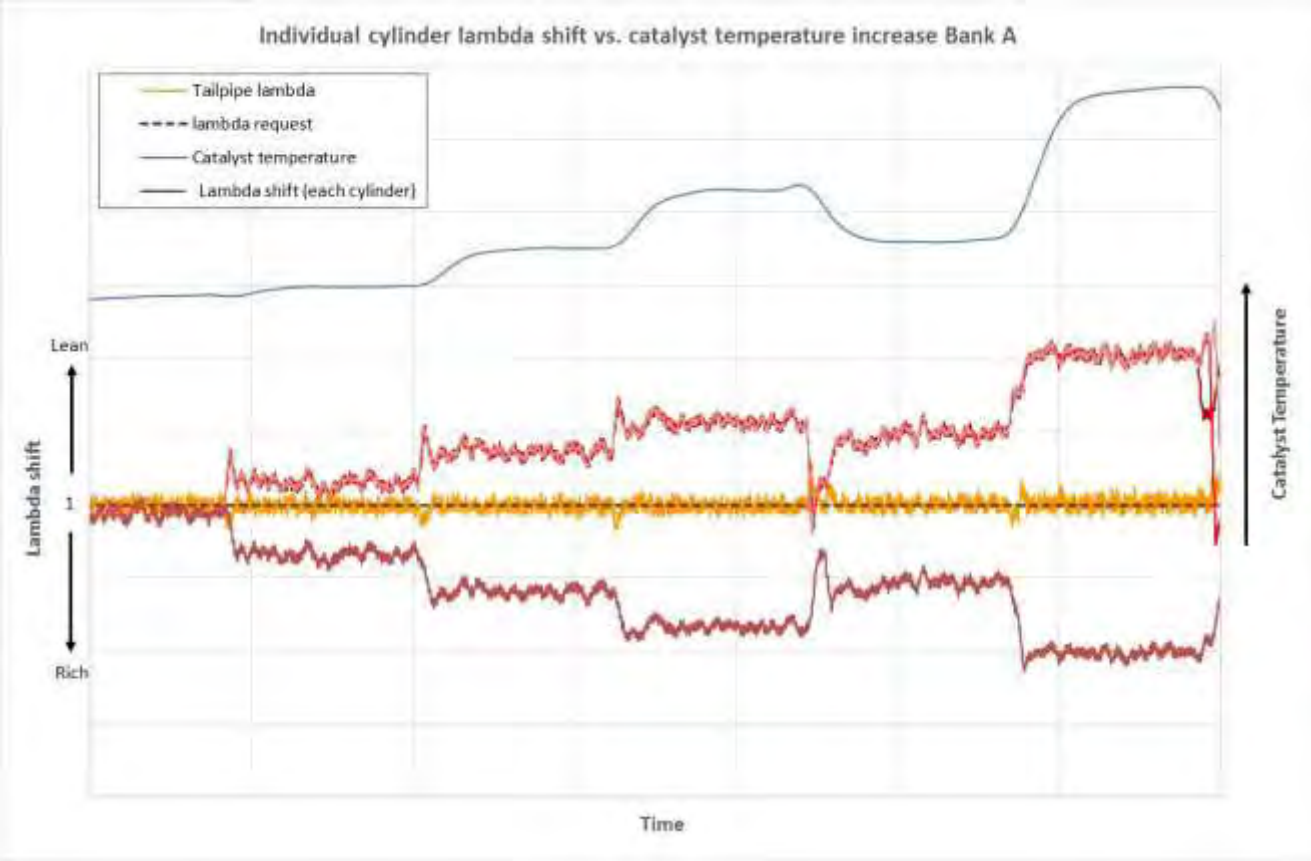


Figure 16: Individual Cylinder Fuel Trimming

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

facilities that were used for base emissions development.

The operating strategy was to start the engine on twelve cylinders, achieve good catalyst temperatures and then shut down one bank. This bank would be motored until the catalyst temperature on that bank reached a lower threshold. When this threshold was reached combustion was initiated on this bank and the previously fired bank was shut down and motored. The Aston Martin V12 was particularly suited to this mode of operation as each bank of six cylinders was controlled by a separate Bosch engine control unit and with a capacity of 2.6 litres there was sufficient torque reserve to both drive the vehicle and motor the unfired bank.

The experimental development of the system optimised the throttle and camshaft positions on the motored bank, the switching time and the motoring time whilst ensuring there were no adverse mechanical effects or emissions degradation. The result was a strategy that yielded a significant improvement in fuel economy in real world conditions and a switching system that was imperceptible to the driver.

Initially the throttle on the non-running bank was set to WOT with the theory of reducing the pumping losses and increasing efficiency. However, this caused rapid cooling of the close-coupled catalysts so that very frequent switching from bank to bank was required to prevent emissions pollutant breakthrough. Additionally, to achieve a smooth switch required the use of an inefficient strategy of increased fuel and spark retard. Therefore, if the WOT strategy was to be employed then there was a risk of CDA becoming a fuel penalty rather than improvement. Thus, to improve the CO2 would require improved switching efficiency and longer bank deactivation times between switching. To achieve this would mean running at a more closed throttle, but with the proviso that this didn’t encroach on the window of operation that could lead to high oil consumption.

A balance was found at a partially closed throttle that gave low HC emissions and good catalyst thermal retention, but far enough away from the 15kPa part load setting that could lead to increased oil consumption. This setting gave a reasonable switching frequency and a significant CO2 improvement.

Much work was carried out into the camshaft settings, but ultimately it was found that fully retarding both when unfired was the best solution with regards to THC emissions and BSFC

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

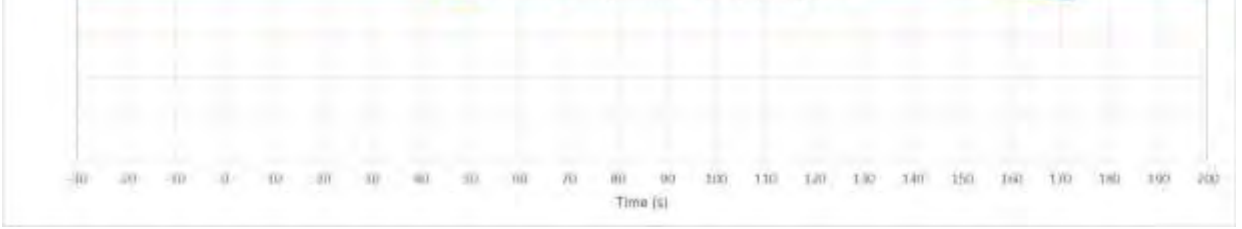


Figure 17: Effect of Motored Bank Throttle Position on Catalyst Temperature

Extensive engine durability testing was carried out with bank deactivation active and the chemical analysis carried out post-test on the catalysts found no trace of oil poisoning, giving confidence in the chosen route. This with favourable feedback from driveability assessments confirmed the strategic decision to utilise cylinder deactivation was well justified.

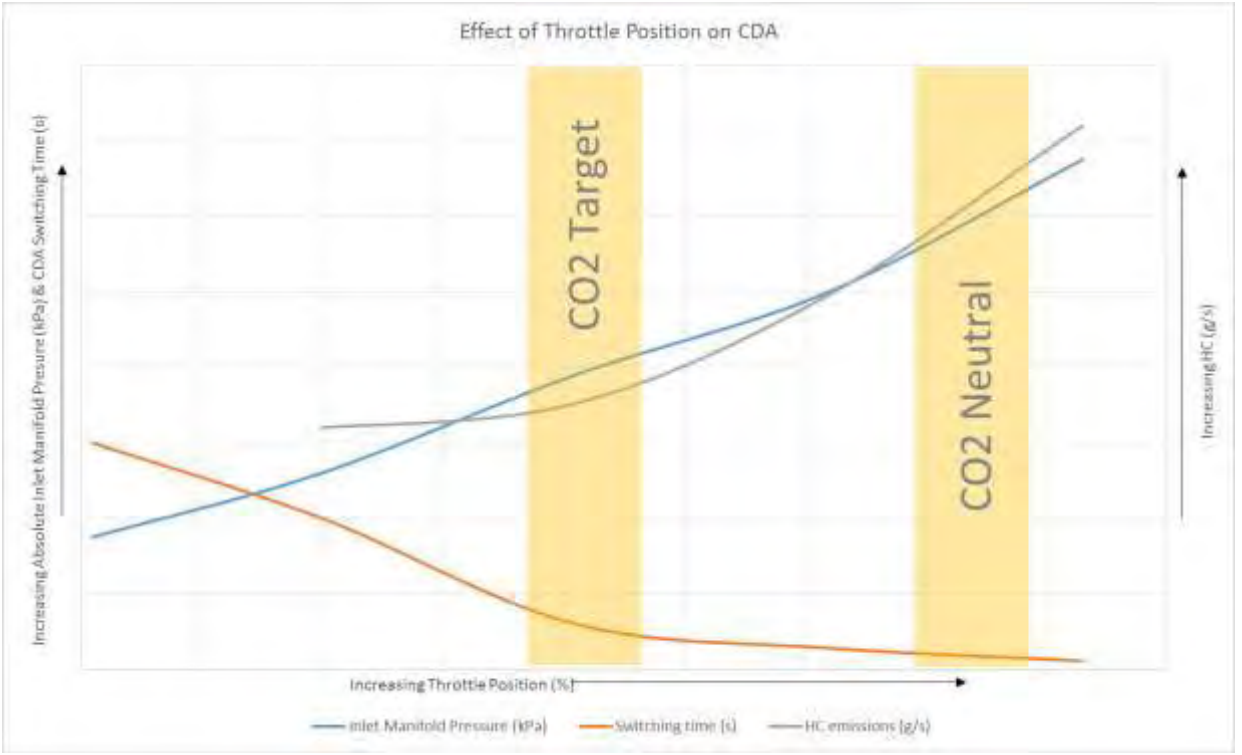


Figure 18: Effect of throttle position on HC, CO2 neutrality and target settings

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In addition to the main pendulum type pressure pump, a twin gerotor scavenge pump for turbocharger drainage is integrated into the system with twin inlets to independently scavenged turbochargers during high lateral accelerations when turbocharger oil drains would otherwise flood and cause turbo bearing cartridge seals to be breached.

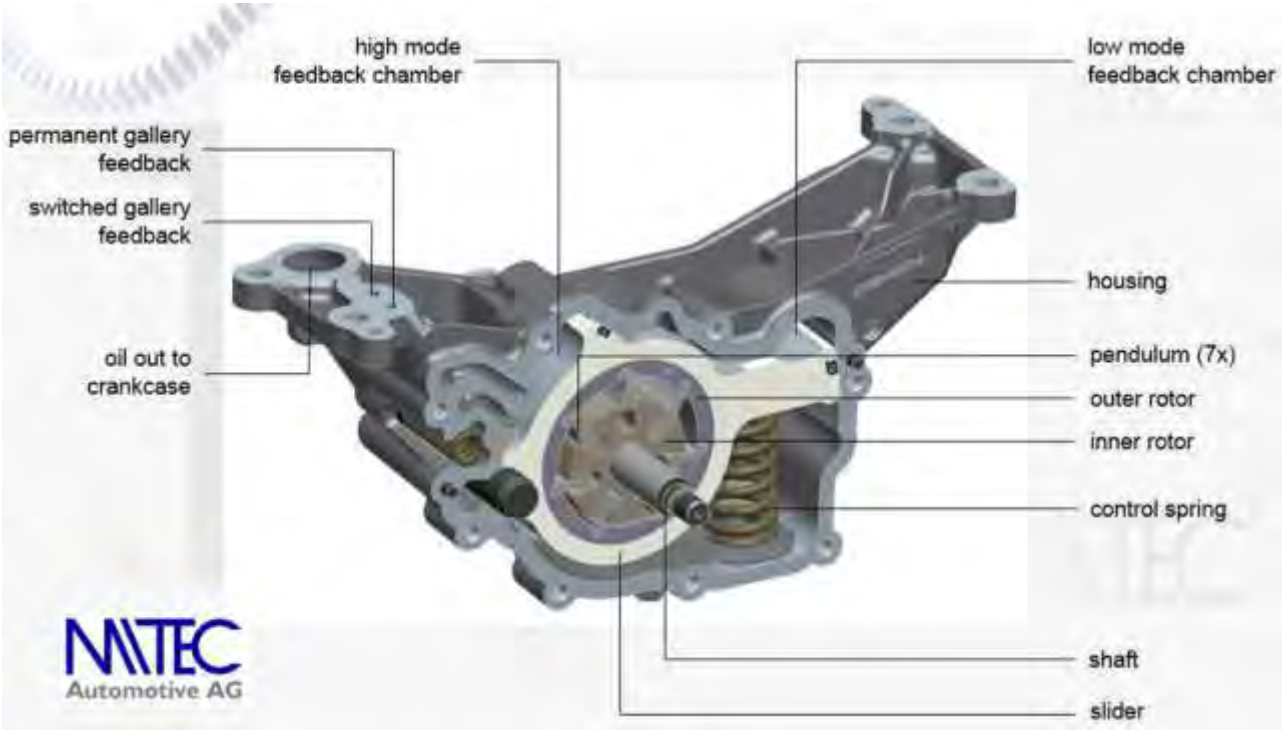


Figure 19: V12 Variable 2 Stage Oil Pressure and Twin Scavenge Pump

The V12 engine oil system incorporates the variable oil pump in conjunction with a finely balanced oil distribution system, what utilises various flow control features, Figure 20, to ensure that oil is delivered at the right flow rate and pressure to all lubrication and actuation functions within the engine, including turbo sealing integrity protection when the engine is off.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

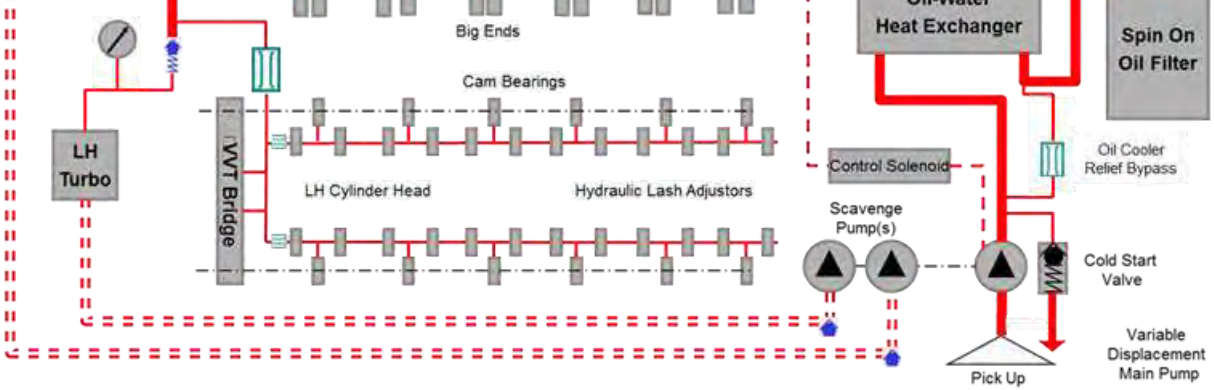
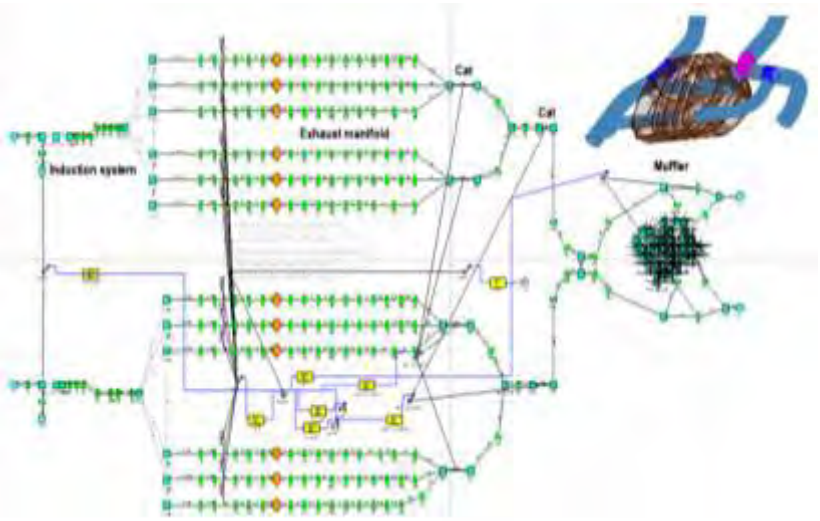


Figure 20: V12 Engine Lubrication System

Sound Quality

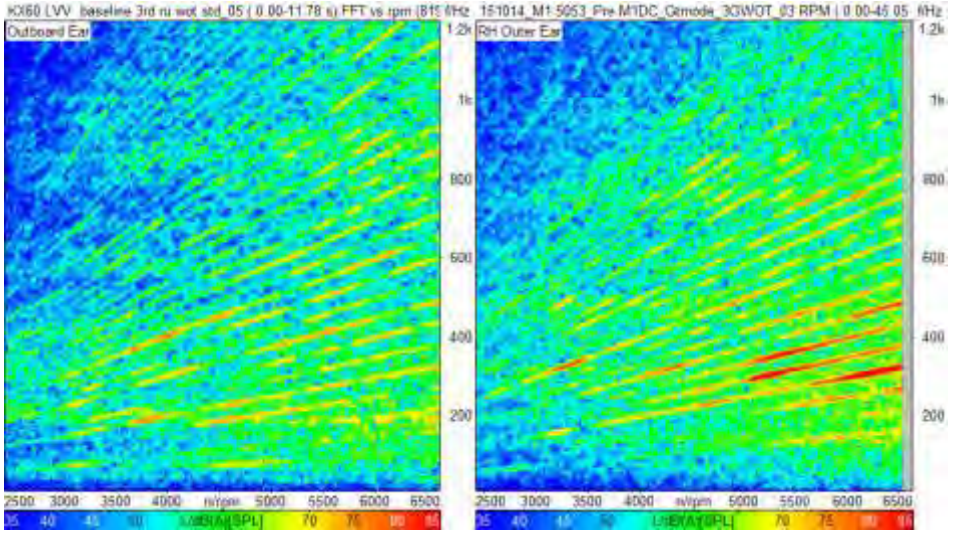
The class leading Aston Martin V12 sound quality was engineered and tuned to deliver a dominant 3rd and 6th Engine Order with additional sub-firing orders for a richer and deeper character and enhanced system resonance for a more distinct edge leading toward a crisp crescendo at high engine speeds. Extensive use was made of 1-D modelling techniques to ensure that the V12 sound source was preserved, Figure 21.



https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 22: DB11 Exhaust System

The end result can be clearly seen in the Campbell Plots in Figure 23 comparing DB9 with DB11.



DB9 **DB11**

Figure 23: Campbell diagram plots of full load acceleration interior noise for DB9 vs DB11

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

compatibility with the vehicle.

Figure 24: Underbonnet Engine Package – Engine Height Challenge

Development and Validation Testing

The new V12 attribute targets were set in conjunction with the knowledge acquired in the concept phase, and the DB11 vehicle requirements. The prototype phase was used to confirm CAE predictions and demonstrate target compatibility, including performance, emissions, fuel economy and reliability testing. Key tests included extensive Nurburgring durability, vehicle high speed testing at Nardo, full driveline dynamometer transient reliability and a wide range of engine durability and functional tests. A validation phase followed, whose build pedigree contained all production intent component designs and a very high proportion of off tooled parts. The engine test programme is designed to evaluate all of the engines sub-systems across a variety of arduous conditions, including high speeds and loads, harsh resonances, deep thermal exposure, accelerated wear and fatigue cycling, as well as characterising and fine tuning the functional attributes of the product. A wide variety of challenges were encountered and placated to ensure that the new V12 engine met its targets and proved its credibility as the flagship power unit for the new DB11.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte
Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

Auch im neuen BMW 7er wird das Topmodell von einem 12-Zylinder Ottomotor angetrieben. Die Entwicklungsschwerpunkte dieses Motors lagen bei den aktuellen Anforderungen bezüglich Kraftstoffverbrauch und Emissionsreduzierung unter gleichzeitiger Beibehaltung der einzigartigen Laufkultur des Vorgängermotors, bei deutlich gesteigerten Leistungs- und Drehmomentwerten.

Im vorliegenden Beitrag werden die Konzeption des Motors und dessen konstruktive Ausführung sowie die funktionalen Eigenschaften des neuen 12-Zylinder Ottomotors beschrieben.

Die nochmals gesteigerte Dynamik in Verbindung mit dem reduzierten Kraftstoffverbrauch und den herausragenden Komforteigenschaften sichern diesem Motor den Spitzenplatz im BMW Efficient Dynamics Programm.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

in diesem Segment ab. Die weiterentwickelte Direkteinspritzung High Precision Injection führte in Zusammenhang mit der Turboaufladung zu beispielhafter Effizienz bei überragender Dynamik.

In dieser Tradition steht auch der hier vorgestellte überarbeitete 12-Zylindermotor. Für die Überarbeitung dieses Motors im neuen BMW 7er standen die Verbesserung der funktionalen Eigenschaften des Motors und des Kraftstoffverbrauchs im Vordergrund.

Der neue BMW 7er schafft beste Voraussetzungen, die effiziente Dynamik des neuen 12-Zylindermotors neu zu erleben. Hierzu tragen der konsequent betriebene Leichtbau, die erstmalige Kombination des intelligenten Allradantriebs xDrive und das umfangreich überarbeitete 8-Gang Automatikgetriebe bei.

Bild 1: Der neue BMW 7er

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zielsetzung Motor

Key data	Unit	
Power @ engine speed	kW rpm	441 5500
Torque @ engine speed	Nm rpm	800 1600 – 5000
Maximum engine speed	rpm	6500
Specific power	kW/l	66
Specific torque	Nm/l	121
Displacement	cm^3	6592
Bore	mm	89
Stroke	mm	88,3
Stroke-Bore-Ratio	-	0,99
Connecting rod length	mm	138,5
Cylinder distance	mm	98
Compression ratio	-	10,0
Emissions level		EU6c, ULEV 125

Tabelle 1: Technische Daten.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

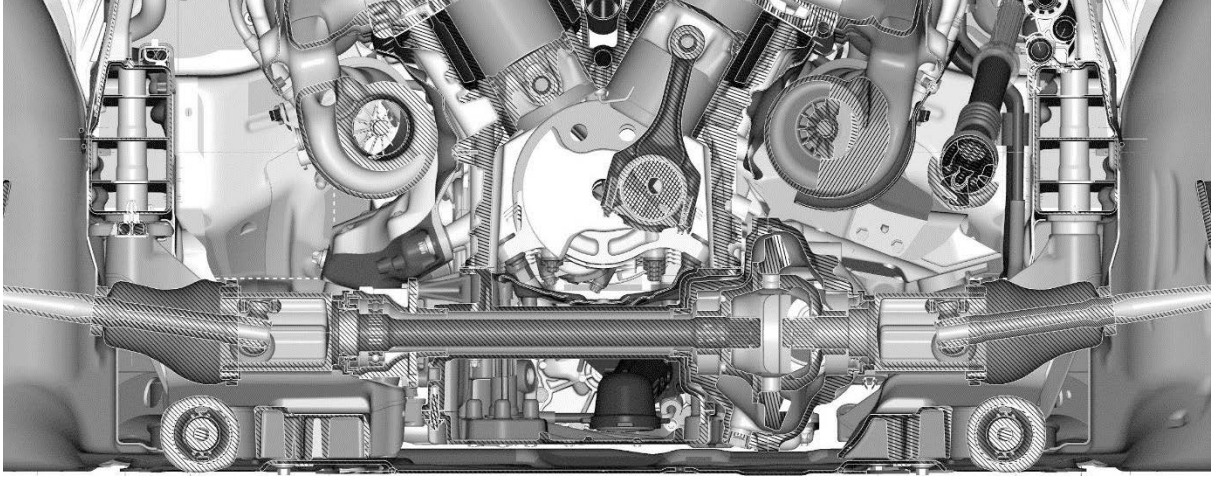


Bild 2: Schnittbild Motormechanik.

Motormechanik

Das im Vorgängermotor eingeführte und bewährte Closed-Deck Zylinderkurbelgehäuse wurde in den Grunddimensionen beibehalten und an speziellen Bereichen, insbesondere im Hinblick auf die packageseitigen Randbedingungen, überarbeitet.
Der Hubraum wurde gegenüber dem Vorgängermotor moderat auf 6592 cm^3 erhöht. Mit einer jetzt nahezu quadratischen Auslegung können auch zukünftige Anforderungen abgedeckt werden. Dabei wurde bei einer unveränderten Bohrung von 89 mm der Hub auf 88,3 mm erhöht. Zum Einsatz kommen neben der angepassten Kurbelwelle auch neue, gerade geteilte, gekrackte Pleuel.
Die neuen eisenbeschichteten Aluminiumgusskolben wurden sowohl bezüglich der Anforderungen im Hochlastbereich als auch für die in dieser Fahrzeugklasse typischen Betriebsbedingungen mit einem hohen Zeitanteil im Schwachlastbereich ausgelegt. Zur Reduzierung des Ölverbrauchs unter diesen Bedingungen wurde der Bereich der 3. Ringnut neu gestaltet und acht Ölrücklaufbohrungen eingebracht,.zusätzlich wurde eine Ölrückhaltenut unter dem Ölabstreifring eingeführt und der Durchmesser im 1. Ringsteg vergrößert.
Die Lagerung von Kurbelwelle im Haupt- und Pleuellager des neuen BMW 12-Zylindermotors wurde grundlegend überarbeitet. So verfügen die Hauptlager nun über eine hoch verschleißfeste Polymerschicht, in die Eisenoxidpartikel eingebettet sind. Die gleiche Lagertechnologie kommt an den stangenseitigen Pleuellagern zum Einsatz. Im Fokus lagen das Verschleißverhalten in hochbelasteten Prüfläufen und im Start-

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

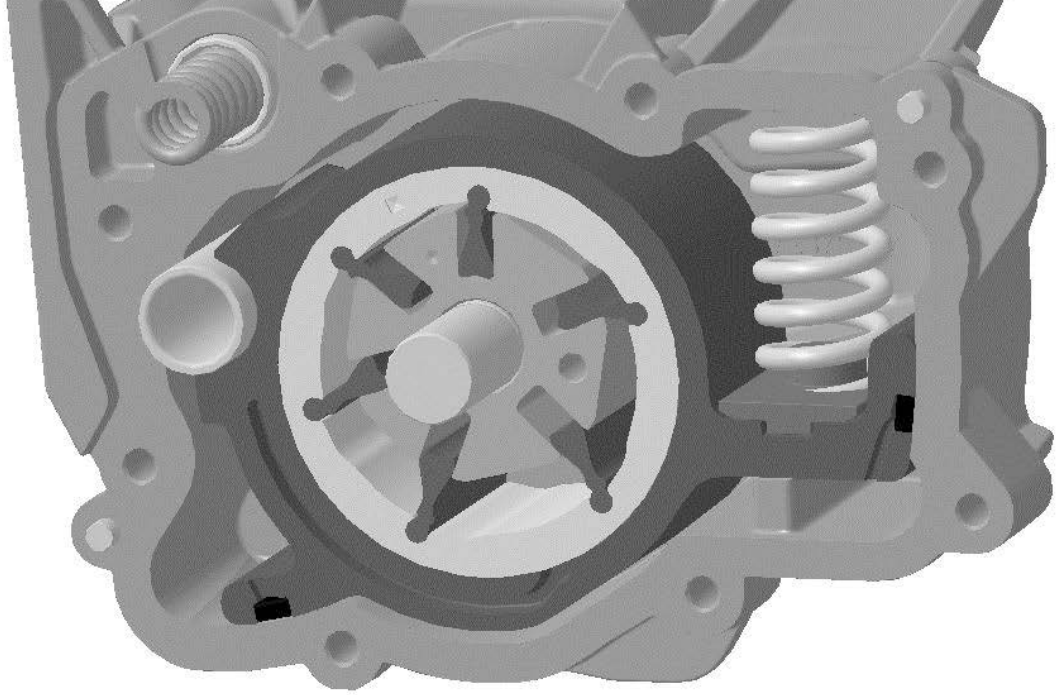


Bild 3: Die neue kennfeldgeregelte Ölpumpe mit asymmetrischem Radsatz

Herzstück des Ölkreislaufs ist die für den 12-Zylindermotor neu konstruierte Ölpumpe mit Kennfeldregelung. Hierbei wird der Öldruck last- und drehzahlabhängig geregelt, um einen reibleistungsoptimalen Betrieb darzustellen, und um die Ölspritzdüsen betriebspunktabhängig gezielt schalten zu können. Dies wirkt sich insbesondere in der Warmlaufphase aufgrund der schnelleren Erwärmung der Kolben positiv auf die Partikelemissionen aus.
Die Auslegung der Pumpe gewährleistet eine stets ausreichende Ölversorgung. Somit kann insbesondere im Heißleerlauf eine schnelle Verstellung der VANOS Nockenwellen-Phasensteller erfolgen, um bei einer dynamischen Abfahrt maximale Response sicherzustellen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch den geringen Zündabstand von 60° bietet ein V12-Motor prinzipbedingt ein hohes Potential zur Darstellung eines schnellen und komfortablen Startverhaltens im Start-Stopp Betrieb. Diese Potentiale konnten durch die Gemischaufbereitung im Motorstart vollständig erschlossen werden. Im Zusammenspiel der mechanischen Komponenten mit den Parametern der Hochdruck-Kraftstoffeinspritzung konnte so eine Start-Stopp-Funktionalität dargestellt werden, die den hohen Komforterwartungen an ein 12-Zylinderaggregat vollständig gerecht wird.

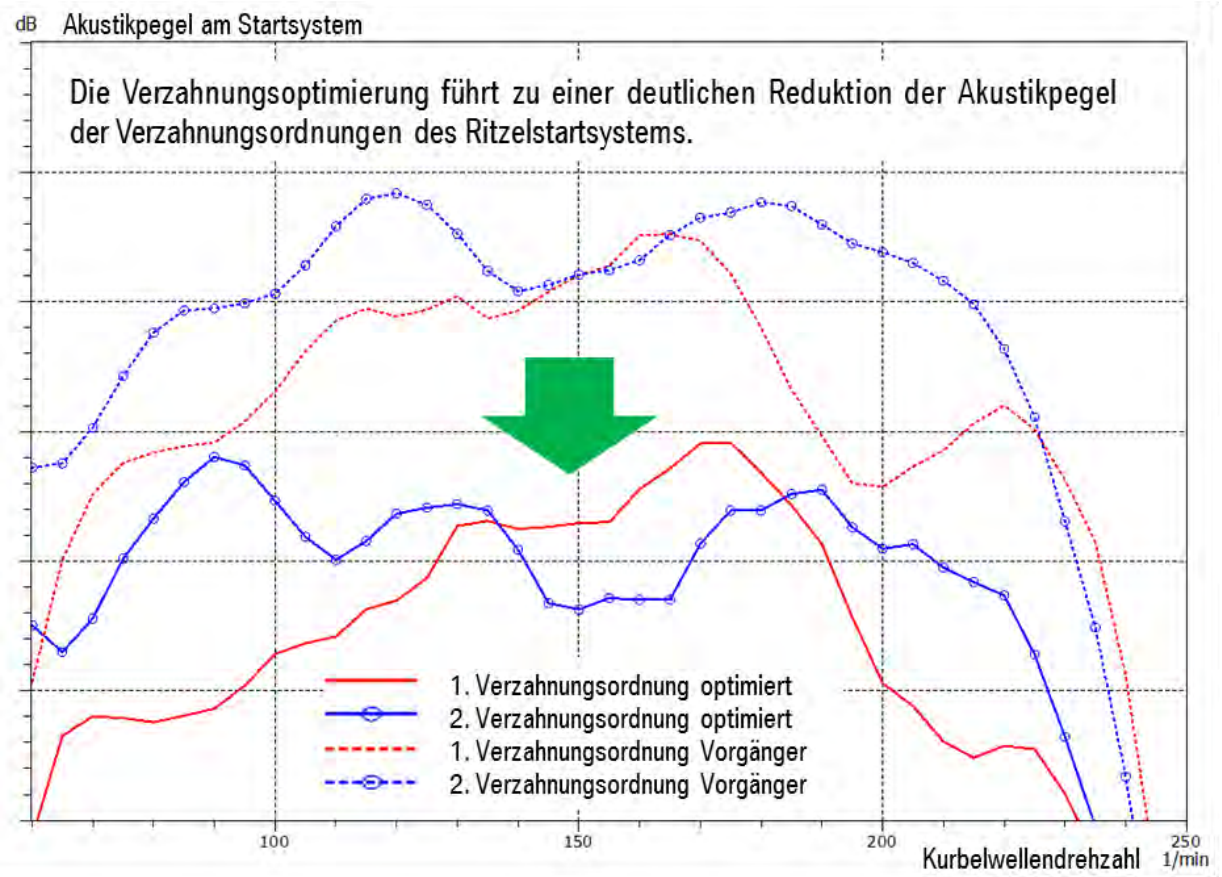


Bild 4: Startakustik – Verbesserung durch geometrische Optimierung des Startsystems.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

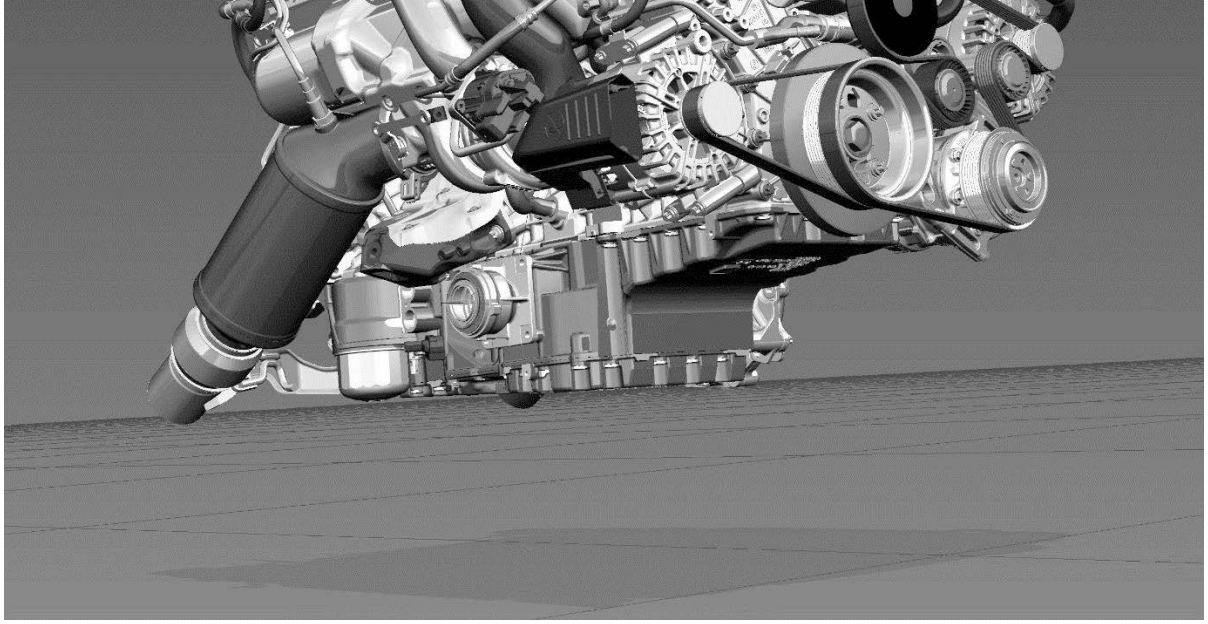


Bild 5: Packagesituation

Im neuen BMW 7er wird der 12-Zylindermotor erstmalig und ausschließlich mit dem intelligenten Allradantrieb xDrive angeboten. Dies stellt neue, gegenüber dem Vorgänger nochmals anspruchsvollere Anforderungen an das Package. Der Abgaskrümmer und die Ladergruppe sowie angrenzende Bauteile der Reinluft- und Ladeluftführung mussten vollständig neu konstruiert werden, um den Randbedingungen des Bauraums Rechnung zu tragen. Ebenfalls um eine Neukonstruktion handelt es sich bei der Ölwanne, deren Design dem Allradantriebskonzept Rechnung trägt.
Zur stetigen Sicherstellung einer positiven elektrischen Ladebilanz wurde ein zweiter Generator auf einer eigenen Riemenebene integriert. Dies wurde erst durch den Entfall der hydraulischen Lenkhilfepumpe möglich, da die Lenkunterstützung im neuen 7er ausschließlich elektrisch erfolgt.
Umfassende Maßnahmen zum Schutz wärmebelasteter Bauteile wurden integriert und sorgen für die thermische Betriebssicherheit unter allen Randbedingungen.
Zusammenfassend baut der Motor im Vergleich zum Vorgänger trotz der gestiegenen funktionalen Anforderungen kompakter und kann so nahtlos in das Produktionssystem im Fahrzeugwerk integriert werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

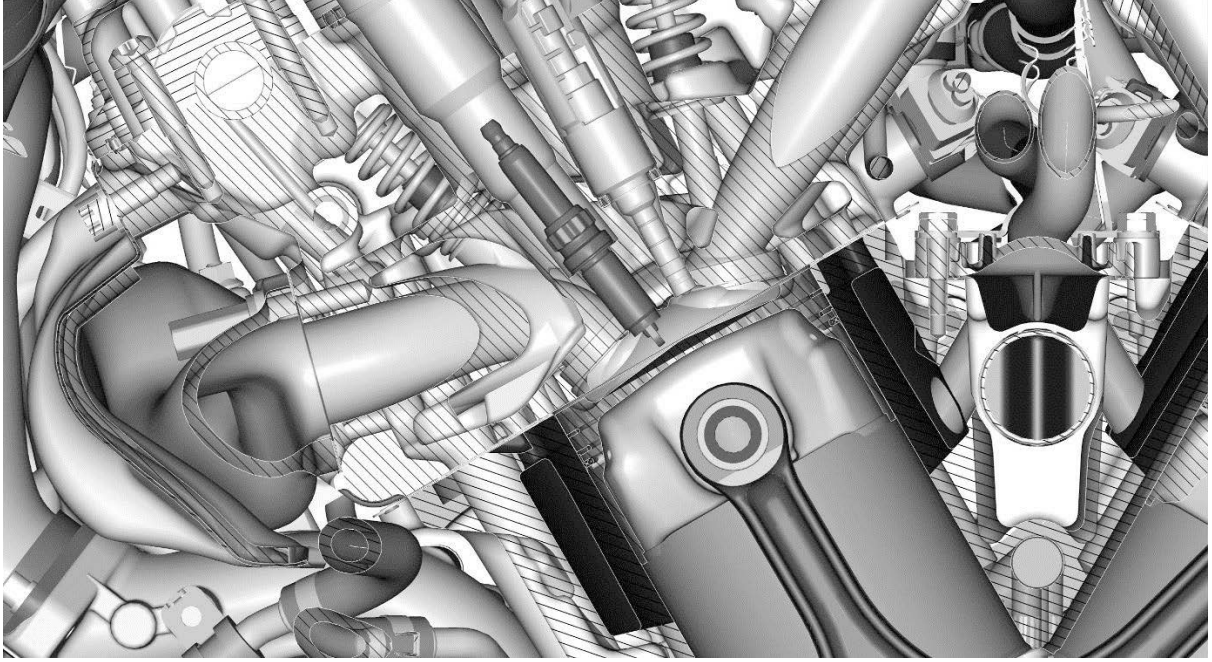


Bild 6: Zentrale Injektor- und Zündkerzenlage im Brennraumdach

Auch im neuen BMW V12 TwinPower Turbo Ottomotor kommen die bereits bewährten Elemente Turboaufladung Bi-VANOS und High Precision Direct Injection zum Einsatz. Das Brennverfahren zeichnet sich durch die zentrale Anordnung des Mehrlochinjektors unmittelbar neben der Zündkerze aus. Die für diesen Motor spezifisch entwickelte Auslegung des 6-Loch-Sprays ermöglicht eine optimal homogene Aufbereitung des Gemischs bei gleichzeitiger Minimierung der unerwünschten Benetzung der Zylinderwand mit Kraftstoff.
Bi-VANOS ermöglicht eine unter den Gesichtspunkten Emissions- und Verbrennungsstabilität optimierte Überschneidung der Ein- und Auslasssteuerzeiten, ohne hierbei Einbußen in der Fahrbarkeit und insbesondere im Dynamikverhalten bei starken Lastsprüngen in Kauf nehmen zu müssen.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Start des Motors.
Eine exakte und reproduzierbare Kraftstoff-Kleinstmenge über die gesamte Injektorlebensdauer ist die zwingende Voraussetzung um hervorragende Emissionsergebnisse über Lifetime sicherstellen zu können. Daher kommt in der Digitalen Motor Elektronik DME ein Adaptions- und Regelalgorithmus zur Anwendung, der den Nadelhub des Injektors im üblicherweise unkontrollierten ballistischen Bereich der Kennlinie kontrollieren kann. Hierbei werden aus dem Verlauf des Stroms in der Injektorspule charakteristische Merkmale sowie alterungsbedingte Veränderungen des einzelnen Injektors identifiziert und durch eine darauf angepasste Bestromung des Injektors kompensiert.

Somit übertrifft der mit bis zu 200bar Einspritzdruck betriebene Spuleninjektor funktional den im Vorgängermotor eingesetzten Piezoinjektor. Im Gegensatz zu diesem ermöglicht der Spuleninjektor sogar eine gezielte Ausrichtung des Sprays über das Design der Lochplatte.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

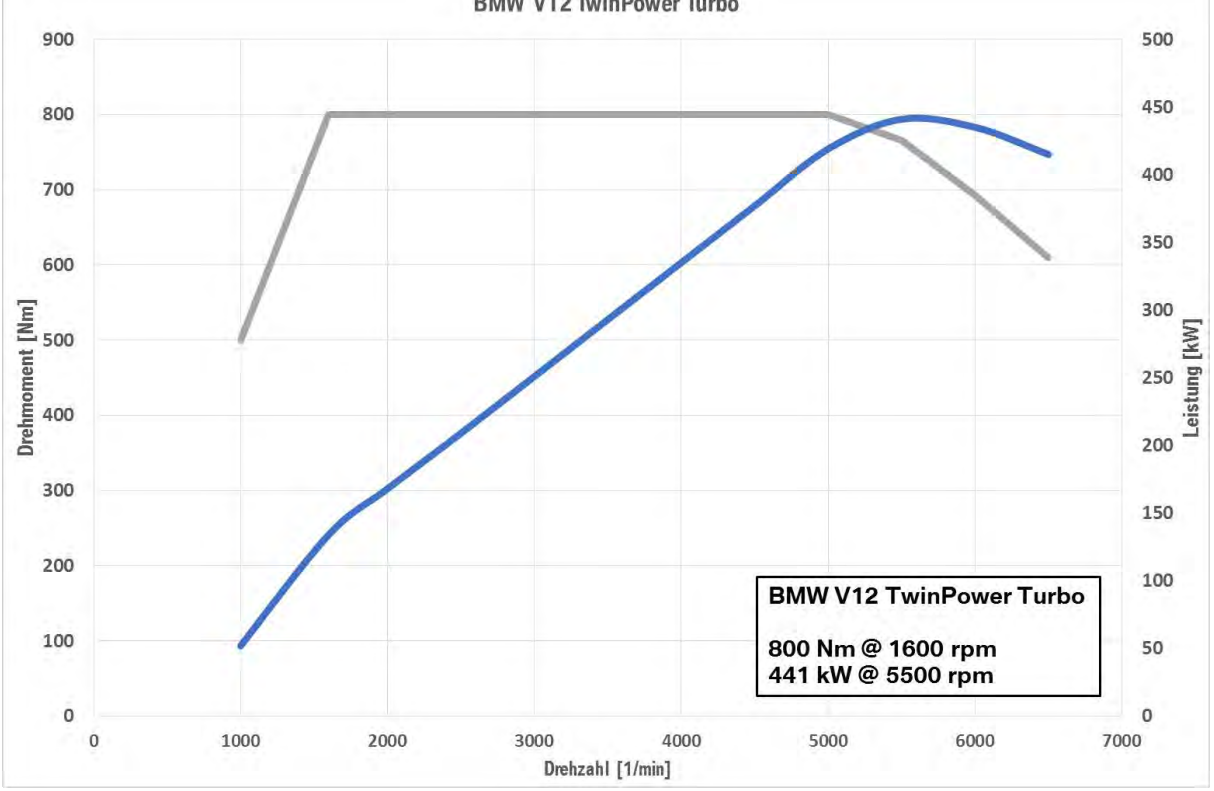


Bild 7: Vollastkurven

Emissionierung

Der neue BMW 12-Zylinder Ottomotor erfüllt die Emissionsstandards EU6c und ULEV125. Die bereits beschriebene Katheizstrategie mit weit geöffnetem Wastegate ermöglicht eine direkte Anströmung des Monolithen in der Katheizphase, wodurch der Wärmeeintrag maximiert wird. In Zusammenhang mit der im Katheizbetrieb angewendeten Zünd- und Einspritzstrategie kommt es somit zu einem sehr schnellen Light-Off des Katalysators unmittelbar nach dem Kaltstart. Somit konnte auf die aufwändige und kostenintensive Integration eines Sekundärluftsystems verzichtet werden.
Trotz der Hubraumerhöhung um 10% konnte der Kraftstoffverbrauch durch die Summe aller umgesetzten konstruktiven und applikativen Maßnahmen deutlich gegenüber dem Vorgänger gesenkt werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

des Abgasturboladers mittig auf der Auslassseite der jeweiligen Zylinderbank angeordnet. Durch die symmetrische Konzeption des Krümmers konnten je Bank identische Rohrlängen für Zylinder mit 360°KW Zündabstand realisiert werden. Dies führt aufgrund der Abgaslaufzeiten zu einer phasenweisen Auslöschung der Druckspitzen der 1,5. Motorordnung. Ergebnis ist der kraftvolle seidenweiche 12-Zylinder Sound, der die Ausnahmestellung dieses BMW Aggregates einmal mehr unterstreicht.

Antriebscharakteristik

Seit vielen Jahren ist der Fahrerlebnisschalter Bestandteil jedes BMW-Fahrzeuges. Mit ihm können die Modi ECO PRO, COMFORT, COMFORT PLUS und SPORT gewählt werden, die zu einer entsprechenden Ausprägung des Antriebscharakters führen.
Im neuen BMW 7er wurden diese Ausprägungen nun noch einmal deutlich gespreizt und in ihrem jeweiligen Charakter geschärft. Der Kunde kann nun in weiter Variation den Charakter des Aggregates erleben. Vom verbrauchsorientierten ECO PRO Modus, über eine kraftvoll-souveräne COMFORT-Betriebsart wurde der Erlebnisbereich in Richtung eines sportlich-dynamischeren Fahrverhaltens erweitert. Insbesondere im Modus SPORT wird dem Fahrer nun die Antriebsdynamik eines Sportwagens erlebbar gemacht. Beispielhaft ist hierbei die extrem schnelle Umsetzung von Lasthochschaltungen im SPORT-Modus zu nennen, die über eine gezielte funktionale Umsetzung der Einzelzylinderabschaltung im Zusammenspiel mit dem umfangreich überarbeiteten 8-Gang Automatikgetriebe realisiert wurden.
Hierzu tragen neben der Abstimmung des Antriebsstranges die gegenüber dem Vorgänger erhöhten Vollastkennwerte und die im neuen BMW 7er umgesetzten Leichtbaumaßnahmen wesentlich bei.
Für den Sprint von 0 auf 100 km/h wird somit die Marke von 4,0 Sekunden unterboten.

Somit bietet der neue BMW 12-Zylinder TwinPower Turbo Ottomotor einmal mehr einen überragenden Antriebskomfort bei souveräner Performance auf höchstem Niveau. Das Antriebsportfolio des neuen BMW 7er wird somit überzeugend abgerundet.

Literaturverzeichnis

[1] Braun, H.; Brüner, T.; Hirschfelder, K.; Hoyer, U.: Kellerer, H.; Schopp, J.; Schwarz, C.: Der neue Zwölfzylinder-Ottomotor von BMW. MTZ 11/2009.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Übersicht

Trotz stetig wachsender Anforderungen im Rahmen der Abgastypprüfung werden in zahlreichen europäischen Innenstädten die Anforderungen zur Luftreinhaltung nicht erfüllt. Die Abgasemissionen von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen in Europa werden mit Hilfe des Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) unter definierten Umgebungsbedingungen im Laborermittelt und bewertet. Dabei wird nur ein Teil der im realen Verkehr auftretenden Fahrzustände erfasst. Daher sollen in Europa Abgasemissionen im realen Straßenverkehr gemessen werden (Real Driving Emissions - RDE). Am 19.05.2015 wurde das erste RDE-Paket im Technical Committee on Motor Vehicles (TCMV) verabschiedet. Aufgrund der europäischen Anforderungen an die Luftreinhaltung stehen dabei die Stickoxidemissionen (NO_x), aber auch die Partikelemissionen, insbesondere bei Fahrzeugen mit Fremdzündungsmotor und Direkteinspritzung, im Fokus. RDE stellt Fahrzeughersteller sowohl bei der Fahrzeugentwicklung, als auch bei der Durchführung der Messungen vor große Herausforderungen. In diesem Vortrag werden der aktuelle Stand der RDE-Diskussion und praktische Erfahrungen bei der Messung mit Portable Emission Measurement Systems (PEMS) vorgestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

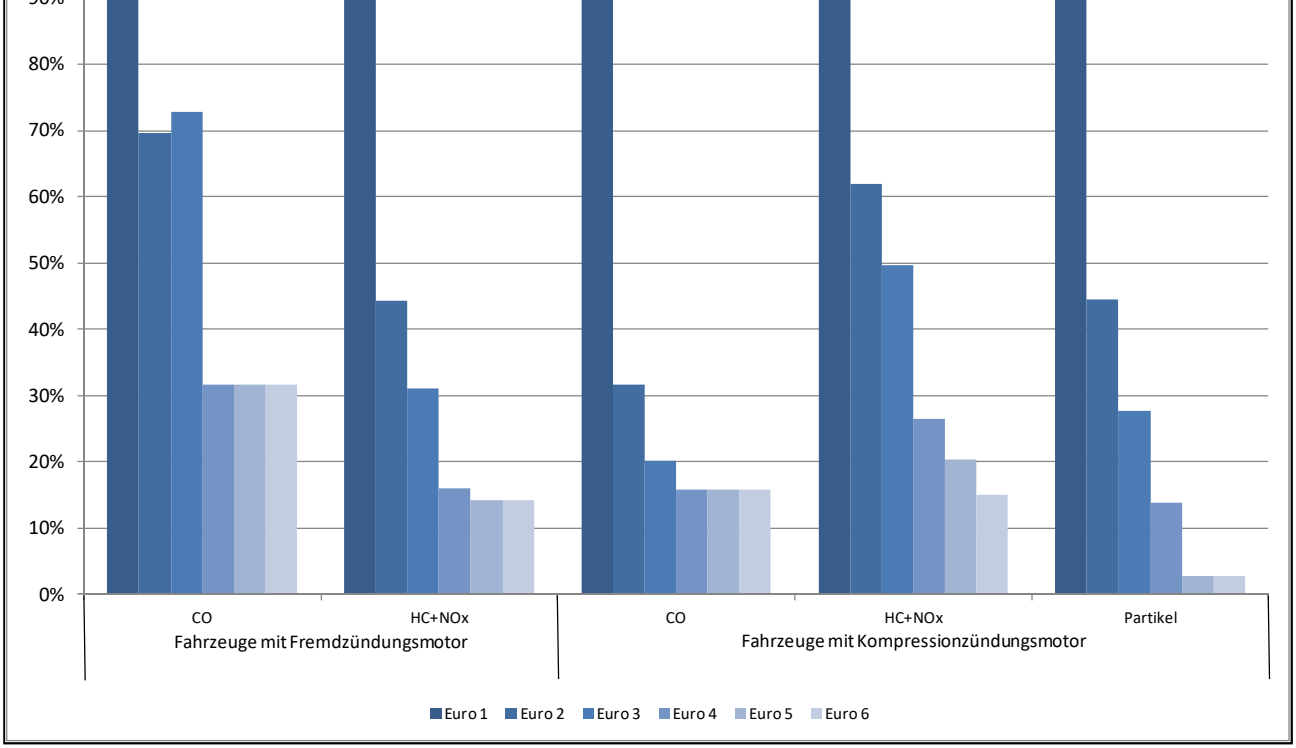


Abbildung 1: Grenzwert-Entwicklung

Diese kontinuierliche Verschärfung der Anforderungen bei der Abgastypprüfung spiegelt sich nicht 1 zu 1 in den Immissionswerten wider. Obwohl seit den 1990er Jahren eine deutliche Verbesserung der Luftqualität erreicht werden konnte, ist ein großer Anteil der europäischen Bevölkerung Schadstoffkonzentrationen in der Umgebungsluft ausgesetzt, die die Grenzwerte der Europäischen Luftreinehalterichtlinie überschreiten. Das gilt insbesondere für Partikelmasse, Stickstoffdioxid (NO_2) und Ozon (O_3). In Deutschland 2014 wurden an 149 von 513 Messstationen Überschreitungen des NO_2 Jahresgrenzwertes verzeichnet. Das Umweltbundesamt geht davon aus, dass 64% der NO_2 Emissionsanteile in deutschen Innenstädten durch den Straßenverkehr verursacht werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

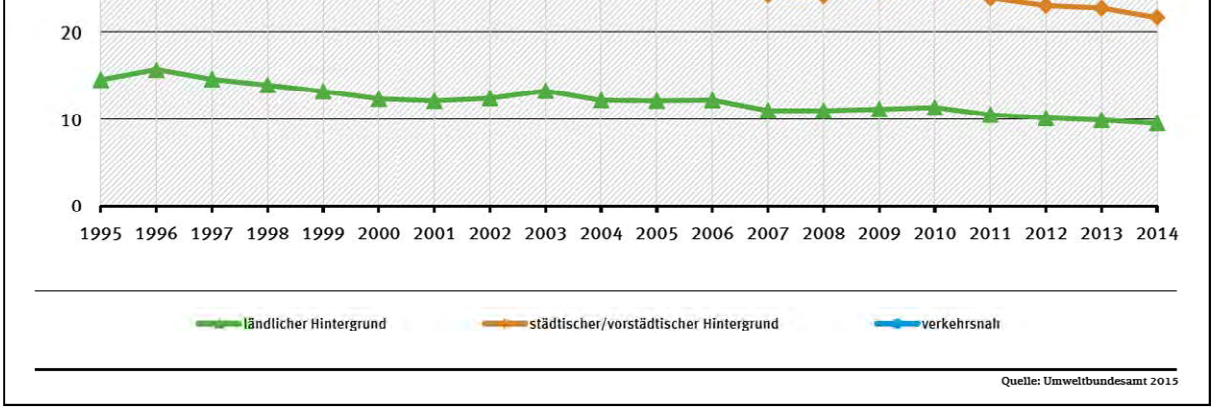


Abbildung 2: NO_2 Immissionen, Jahresmittelwerte (Quelle UBA)

Grundlage, für die Abgastypprüfung von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen in Europa, ist der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ). Bei der Typprüfung werden die Abgasemissionen im NEFZ unter definierten Umgebungsbedingungen auf einem Fahrleistungsprüfstand gemessen. Dabei wird nur ein Teil der im realen Verkehr auftretenden Fahrzustände erfasst.

Zur Zeit werden zwei neue Prüfmethoden entwickelt, die Worldwide Harmonized Light-duty Test Procedure (WLTP), die einen neuen Prüfzyklus, den Worlwide Harmonized Light-duty Test Cycle (WLTC), beinhaltet und die Messung von Real Driving Emissions (RDE). Während bei WLTP die Abgasemissionen weiterhin unter genau definierten Bedingungen im Labor ermittelt werden, sollen bei RDE Abgasemissionen im realen Straßenverkehr gemessen werden. Aufgrund der europäischen Anforderungen an die Luftreinhaltung stehen dabei die Stickoxidemissionen, aber auch die Partikelemissionen, insbesondere bei Fahrzeugen mit Fremdzündungsmotor und Direkteinspritzung, im Fokus.

Am 19.05.2015 hat das Technical Committee on Motor Vehicles (TCMV) das 1. Paket der Real Driving Emissions verabschiedet. Bei einem Treffen des TCMV Ende Oktober 2015 haben sich die Mitgliedsstaaten mit einer großen Mehrheit für das 2. Paket der RDE und damit für die Messung von Real Driving Emissions ausgesprochen. Nach aktuellem Stand der Diskussion soll eine Monitoring Phase bereits in 2016 gestartet werden. Die Europäische Kommission hat vorgeschlagen, die RDE-Messung einschließlich Not To Exceed Limits zum 1. 09.2017 für neue Fahrzeugtypen verbindlich einzuführen. /1/, /2/, /3/

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und 30 °C konditioniert. Der eigentliche Fahrzyklus beginnt mit einem Kaltstart. Bei der Prüfung gemäß Richtlinie 98/69/EG wird die Probennahme direkt mit dem Motorstart begonnen. Hieran schließen sich zunächst der Innerortszyklus (Dauer: 780 Sekunden, Fahrstrecke: ca. 4 km) mit einer Höchstgeschwindigkeit von 50 km/h, niedrigen Motorlasten und einem hohen Leerlaufanteil an, welcher bereits 1970 eingeführt wurde. Er wird ergänzt durch den Außerortszyklus (Dauer: 400 Sekunden, Fahrstrecke: ca. 7km) mit einer Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h, welcher 1990 eingeführt wurde. Die Emissionswerte beider Teile werden zu einem Endergebnis zusammengefasst. Die gesamte Fahrstrecke beträgt etwa 11 km, die Durchschnittsgeschwindigkeit 33,6 km/h und die Maximalgeschwindigkeit 120 km/h. In Abbildung 3 ist das Geschwindigkeitsprofil des NEFZ dargestellt. /4/, /5/, /6/, /7/

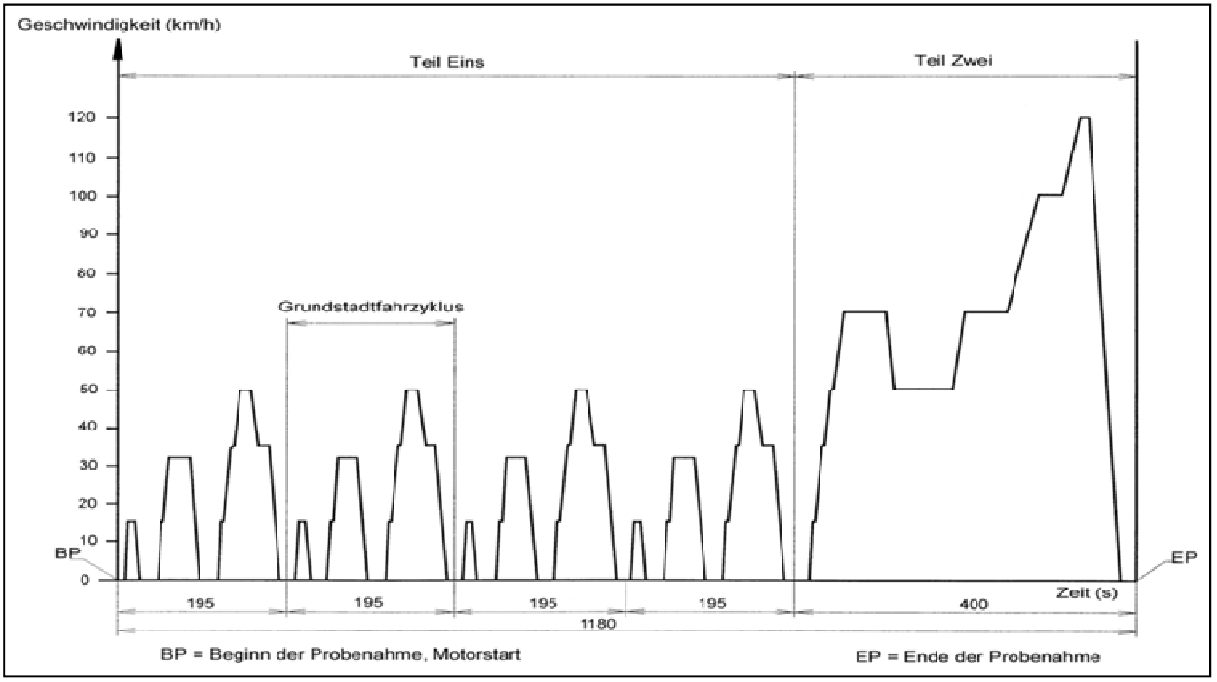


Abbildung 3: Der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ)

Real Driving Emissions (RDE)

In der Verordnung (EG) 715/2007 wird die EU Kommission dazu aufgefordert zu prüfen, „ob der Neue Europäische Fahrzyklus, welcher den Emissionsmessungen zugrunde liegt, angepasst werden muss. Die Anpassung oder Ersetzung des Prüfzyklus kann erforderlich

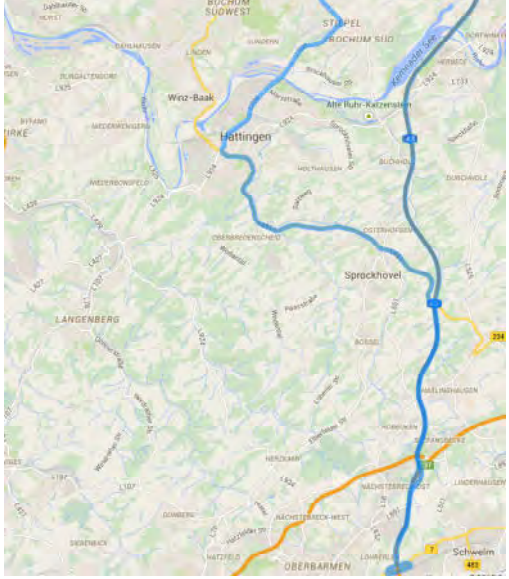
https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

bereits im Rahmen der ECE R49 für die Messung von Abgasemissionen von schweren Nutzfahrzeugeneingesetzt. Die vorhandenen Messgeräte wurden für die Verwendung bei Pkw und leichten Nutzfahrzeugen angepasst. Zu diesem Zweck wurde das Gewicht der PEMS optimiert und der Einfluss auf die Aerodynamik der Testfahrzeuge reduziert. Darüber hinaus wurde aus Sicherheitsgründen festgelegt, dass auf die Verwendung eines Flammen Ionisations Detektor (FID) zur Messung von Kohlenwasserstoffen verzichtet werden soll, um die Mitführung eines Brenngases im Testfahrzeug vermeiden zu können. Demnach werden bei Pkw und leichten Nutzfahrzeugen Stickoxide (NOx) und Karbonmonoxid (CO) gemessen und bewertet. Zusätzlich wird Kohlendioxid (CO_2) gemessen, welches als Referenzgröße zur Bewertung der limitierten Komponenten verwendet wird. In einem weiteren Schritt soll die Messung der Partikelanzahl hinzugefügt werden. In Abbildung 4 ist ein PEMS für den Einsatz bei Pkw und leichten Nutzfahrzeugen beispielhaft dargestellt.

Abbildung 4: PEMS für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge (Beispiel, Quelle: SENSORS)

In dem aktuellen Entwurf werden verschiedene Parameter für die Testfahrten definiert. Die RDE Fahrt besteht aus einem städtischen Anteil (34% der Gesamtstrecke) gefolgt von einem Überland-Anteil (33%) und einem Autobahn-Anteil (33%). Die einzelnen Abschnitte werden durch die jeweilige Fahrgeschwindigkeit definiert. Die gesamte Fahrtdauer wurde

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



- Urban Driving: ca. 34%
- Extra Urban Driving: ca. 33%
- Motorway Driving: ca. 33% (related to driven distance)
- Kumulierte pos. Höhendifferenz: 846 m/100km

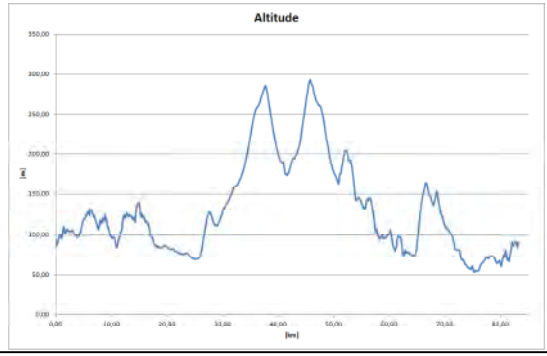


Abbildung 5: TÜV NORD RDE Route

In Abbildung 6 ist ein Beispiel für den Geschwindigkeitsverlauf über der Fahrzeit für eine RDE Testfahrt dargestellt.

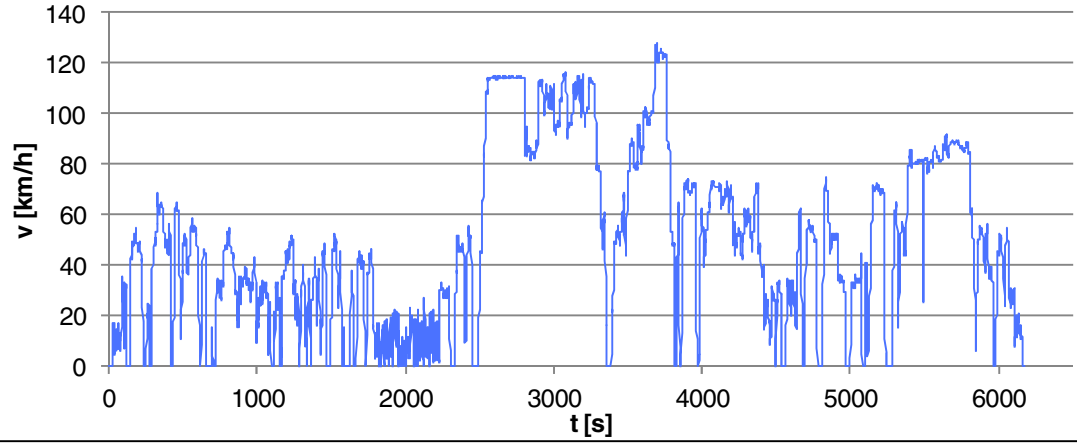


Abbildung 6: RDE Beispiel (städtischer Anteil, Autobahn-Anteil, Überland-Anteil)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

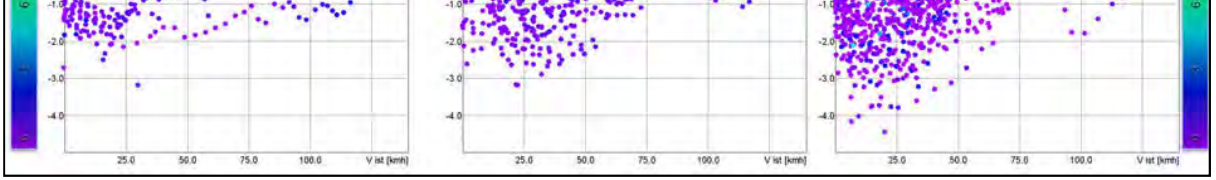


Abbildung 7: Vergleich der Testmethoden

Abgesehen von der Motorlast, wird das Ergebnis von RDE Messungen durch zahlreiche weitere Randbedingungen beeinflusst. Einige dieser Parameter sind in Abbildung 8 dargestellt.

Abbildung 8: Einflussparameter bei RDE Messungen

Für die Auswertung und Bewertung von RDE Messdaten stehen zur Zeit zwei verschiedene Tools zur Verfügung: Bei der Moving Average Windows Methode (MAW oder EMROAD des Joint Research Center, JRC) werden CO_2 Emissionen im WLTC als Vergleichsgröße verwendet. Die während einer RDE Testfahrt auftretenden Emissionen

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

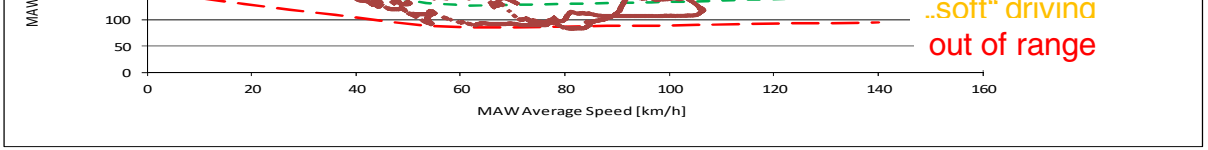


Abbildung 9: Moving Average Window method(MAW), schematische Darstellung

Im aktuellen Entwurf ist die Einführung des „not-to-exceed"-Regulierungskonzepts vorgesehen. Dabei soll gewährleistet sein, dass ein Fahrzeug in allen Betriebszuständen die Grenzwerte nicht überschreitet. Die „not-to-exceed" Grenzwerte (NTE) werden durch Multiplikation, der im NEFZ gültigen Euro 6 Grenzwerte mit einem Conformity Faktor (CF), berechnet.

$NTE_{pollutant} = CF_{pollutant}$ x TF(p1,…, pn) x Limit Euro 6

NTE:	Not To Exceed Limit
CF:	Conformity Factor
TF:	Transferfunktion zur Berücksichtigung verschiedener Einflussfaktoren
p1,…, pn:	Einflussfaktoren

In dem aktuellen Vorschlag ist vorgesehen den CF für Stickoxidemissionen von zunächst 2,1 ab 2020 auf einen Wert von 1,0 plus einem Margin von 0,5 zur Berücksichtigung der Messunsicherheiten des PEMS abzusenken (CF = 1,5). Das Europa-Parlament wird voraussichtlich im Februar über den aktuellen Vorschlag entscheiden. Insbesondere die Höhe der anzuwendenden CF wird noch kontrovers diskutiert.

Zusammenfassung und Ausblick

In Europa werden die Abgasemissionen von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen zur Zeit mit Hilfe des NEFZ unter definierten Umgebungsbedingungen im Abgaslabor ermittelt. Dabei wird nur ein kleiner Teil der im realen Straßenverkehr auftretenden Randbedingungen berücksichtigt. In Zukunft sollen in Europa Abgasemissionen unter realen Bedingungen im Straßenverkehr gemessen werden (RDE). Aufgrund der europäischen Anforderungen zur Luftreinhaltung stehen dabei die Stickoxidemissionen und die Partikelemissionen insbesondere von Fahrzeugen mit Fremdzündungsmotor und Direkteinspritzung im Fokus. Das Ergebnis von RDE Messungen wird von zahlreichen Randbedingungen beeinflusst. Zur Bewertung der Messergebnisse wurden Anforderungen an die Testfahrt (Routenkriterien), verschiedene Auswertemethoden und Conformity Faktoren festgelegt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte
Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

/4/ REGULATION (EC) No 715/2007 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance

/5/ COMMISSION REGULATION (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenanceinformation

/6/ ECE Regulation No. 83 UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF VEHICLES WITH REGARD TO THE EMISSION OF POLLUTANTS ACCORDING TO ENGINE FUEL REQUIREMENTS

/7/ ECE Regulation No. 101 UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF PASSENGER CARS POWERED BY AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE ONLY, OR POWERED BY A HYBRID ELECTRIC POWER TRAIN WITH REGARD TO THE MEASUREMENT OF THE EMISSION OF CARBON DIOXIDE AND FUEL CONSUMPTION AND/OR THE MEASUREMENT OF ELECTRIC ENERGY CONSUMPTION AND ELECTRIC RANGE, AND OF CATEGORIES M1 AND N1 VEHICLES POWERED BY AN ELECTRIC POWER TRAIN ONLY WITH REGARD TO THE MEASUREMENT OF ELECTRIC ENERGY CONSUMPTION AND ELECTRIC RANGE

/8/ COMMISSION REGULATION (EU) …/…of XXX amending Regulation (EC) No 692/2008 as regards emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 6), RDE draft

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Vienna, Austria

Abstract:

As part of the Final Rulemaking for the 2017~2025 MY Light-duty Greenhouse Gas (GHG) standards, the United States Environmental Protection Agency (USEPA) and National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) established a “Midterm Evaluation”. While vehicle manufacturers wanted to have a long term view of future GHG standards, there was a concern with the development of technology expected to be required to meet the future standards. In addition, the manufacturers were also concerned with economic considerations that could impact their respective compliance strategies. As a result, the agencies put in place provisions for conducting a robust and comprehensive review of the feasibility of meeting the standards from 2022 to 2025 MY. (The standards from 2017 to 2021 MY are fixed and are not being assessed.) In this paper and presentation, the USEPA will discuss the process of conducting a Midterm Evaluation and the methodologies that are being used to evaluate the technical considerations. The agencies are reevaluating many factors for the development of the MTE including powertrain improvements, employment, vehicle mass reduction and safety, infrastructure for electric and alternative fuel vehicles, consumer acceptance, payback periods, fuel cost, fleet mix and market penetration of technologies. All of these factors will include updated analyses and assessments of light-duty vehicles currently being sold, both in the United States and in other countries.

Introduction:

In the United States, the Environmental Protection Agency (EPA) has the statutory authority under the Clean Air Act (CAA) to regulate greenhouse gas (GHG) emissions. In 2012, the EPA, in coordination with the National Highway Safety Administration (NHTSA) and the California Air Resources Board (CARB) issued a Final Rulemaking (FRM) for Light-duty Vehicle Greenhouse Gas Emissions. In this FRM, the EPA set tailpipe emission standards for all light-duty vehicles from 2017 Model Year (MY) through 2025 MY. These forward looking standards were welcomed by some vehicle manufacturers because the standards provided direction as to where the technology must progress to meet future GHG targets. However, there was also a general concern about setting standards so far into the future because of

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

required to produce a Final Determination. The TAR is intended to be a technical report which outlines all of the technical information that EPA will use in its creation of the Final Determination. To support these deadlines, the three agencies created a 3-step process, as shown in Figure 1: Midterm Evaluation Timing, below. This 3-step process allows several opportunities for public comment and review of the data and information that will be used in the Final Determination. These three steps are: 1. A Draft Technical Assessment Report to be published in June, 2016. 2. A Proposed Determination to be published in 2017 Calendar Year. 3. A Final Determination that will be published by April 1, 2018. The first two steps will include a public comment period.

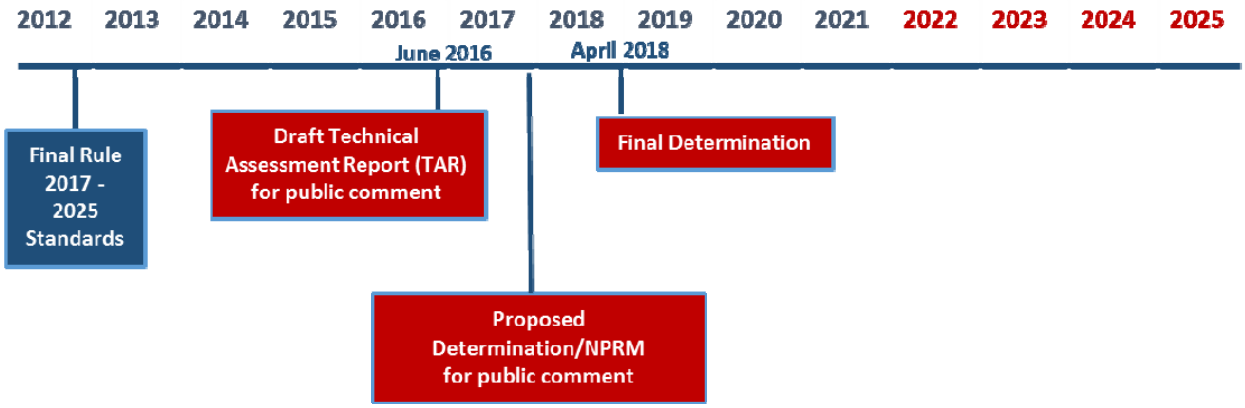


Figure 1: Midterm Evaluation Timing

- The TAR will place into the public domain all of the information that the agencies have gathered and synthesized for the purposes of creating the Proposed Decision. The TAR is not meant to be a decision point in the process, but rather an opportunity for public comment on the information that has been gathered and the application of that information in each respective agency's analysis.

[1] NHTSA does not have the statutory authority to set standards for more than 5 years. So while the CAFE and GHG programs are aligned to create a United States National Program, the standards identified by NHTSA for 2022 MY through 2025 MY are "augural" and not fixed. NHTSA must initiate a new rulemaking to set standards for this period.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Powertrain improvements for gasoline and diesel engines
2. Battery developments for hybridization, electrified vehicles
3. Technology costs
4. Vehicle light-weighting and impacts on safety
5. Market penetration of fuel efficient technologies
6. Fuel prices
7. Fleet mix (cars v. trucks)
8. Employment impacts
9. Infrastructure for electric vehicle charging, alternative fuels
10. Consumer acceptance
11. Consumer payback periods
12. Any other factors deemed relevant

Each agency is gathering information from many sources – “360 degrees” of information, as shown in Figure 2. These sources include vehicle certification test results, in-house testing and benchmarking programs, contract testing and development work, full-vehicle simulation modeling, and broad stakeholder engagement including vehicle manufacturers, suppliers, trade associations, non-governmental organizations, labor unions and consumer groups. In addition, the agencies are conducting extensive literature reviews and attending technical conferences, such as the Vienna Motor Symposium, on a regular basis.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 2: Midterm Evaluation Data Sources

The remainder of this paper will focus on the testing and the modeling work being performed in support of the MTE. As identified above, there are many other considerations for the overall analysis and the Final Determination regarding the 2022 through 2025 MY, however, those items are outside the scope of this discussion.

Vehicle Testing:

The EPA believes that one of the most appropriate ways to begin assessing the feasibility of future standards is to assess and characterize how technology is currently being implemented in the light-duty fleet. By conducting vehicle testing the agency not only learns a great deal about how the technology works and performs, but is also able to obtain critical data that can be used for simulation modeling. In addition, by benchmarking and characterizing currently available vehicles equipped with technology that the agencies anticipate will be widely applied to improve vehicle efficiency, potential fuel consumption penalties associated with drivability, noise/vibration/harshness (NVH), cold start, criteria pollutant emissions, and overall performance can be measured and reflected in full-vehicle simulation modeling.

The EPA has selected a wide range of vehicles that represent a cross section of the light-duty fleet, from passenger cars through pick-up trucks. We have included a variety of powertrain architectures from conventional, port fuel injected engines and automatic transmissions to hybrid powertrains. Figure 3 below summarizes the benchmarking that the EPA has performed to-date in support of the MTE.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

13	Naturally Aspirated eng	car	2013 Altima SV	2.5L I4	Jatco CVT8	CVT operation	yes
14			2014 US Mazda 6	SkyActiv 2.5L I4	6MT		
15			2014 US Mazda 3	SkyActiv 2.0L I4, 13:1CR	6AT	advanced NA engine operation	partial
16			2014 Dodge Charger 5-spd	3.6L V6	5AT (NAG1)	5-speed operation	yes
17			2014 Dodge Charger 8-spd	3.6L V6	8AT (8HP45)	8AT to compare with 5AT with same engine	yes
18		truck/SUV	2014 RAM 1500 HFE	3.6L V6	8AT (845RE)	8-speed operation	yes
19			2014 Chevy Silverado 1500 2WD	4.3L EcoTec3 V6/V3	6AT (6L80 MYC)	cylinder deactivation, limited 6AT benchmarking	yes
20			2015 BMW X5 xDrive 35d	3.0L I6 Diesel	8AT (845RE)		yes

Figure 3: Vehicle's Benchmarked

Vehicle level testing has been typically performed on a chassis dynamometer and include the primary EPA test schedules, including the Federal Test Procedure (FTP), Highway Fuel Economy Test (HWFET), and the US06 (High speed). The GHG and CAFE standards are set over the 2-cycle test procedure, which is the FTP and the HWFET.

Engine Testing:

In an effort to further develop the capability of EPA's modeling, and to expand our knowledge of current technologies, the agency has also benchmarked and characterized engines. Through the benchmarking of currently available engine technologies, the agency is not only able to learn about the detailed operation of the engine, but is also able to create detailed engine maps that can be applied to full-vehicle simulation modeling. In some cases enough information has been gathered regarding the engine operation and controls that the EPA has been able to operate the engine independent of the originally equipped engine control unit. This allows the EPA to begin investigating the limits of engine operation as well as to potentially conduct engine demonstration and development programs. An example of this might be the addition of cooled EGR to a production engine not currently equipped with this technology.

In order to obtain detailed engine data, the EPA has worked closely with FEV and Southwest Research to create a methodology for benchmarking which allows for an engine to be run on an engine dynamometer, but still be supported by the ancillary signals from the vehicle. The process centers on an "umbilical cord" which runs from the vehicle to the engine dyno. (See Figure 3) Given the requirement for vehicle signals to be provided to the engine

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

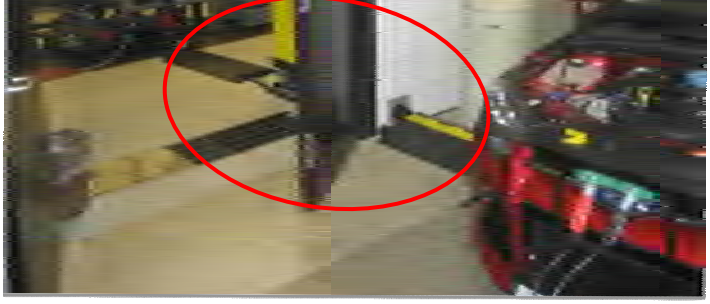


Figure 4: Engine Testing with Umbilical Cord

Modeling:

Modeling plays an important role with in the MTE process. Both EPA and NHTSA use models to estimate the full-vehicle effectiveness of technology and technology packages. In addition, both agencies use models to assess the application of technology that would be required to meet future standards. For the EPA, these models are the Advanced Light-Duty Powertrain and Hybrid Analysis tool (ALPHA), the Lumped Parameter Model (LPM) and the Optimization Model for reducing Emissions of Greenhouse gases from Automobiles (OMEGA).

For the previous two light-duty GHG rulemakings, the EPA has contracted with Ricardo Engineering, an internationally recognized engineering and consulting firm, to provide the agency with full-vehicle simulation assessments of technology application. While the agency found the results to be robust and accurate, some of the information that was used in the modeling was proprietary and did not necessarily provide the desired level of transparency in the process. As a result, the EPA decided to develop its own simulation tool that could be used publically, with full transparency with regard to inputs, source code and outputs. This tool is ALPHA. ALPHA is the Advanced Light-Duty Powertrain and Hybrid Analysis tool created by EPA to estimate greenhouse gas (GHG) emissions from current and future light-duty vehicles. It is a physics-based, forward-looking, full vehicle computer simulation capable of analyzing various vehicle types combined with different powertrain technologies. ALPHA is not intended to be a commercial product. There will be no user manuals, tech support hotlines, graphical user interfaces, or full libraries of components, but

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

a CO2 reduction that is equal to the sum of component improvement. The LPM is calibrated with the simulation results provided by ALPHA, and the process is closed-loop in that the EPA runs the LPM results back through ALPHA, for technology packages that have not been directly simulated in ALPHA, to verify that the results are the same. Finally, the LPM is used to estimate the effectiveness of the majority of the technology packages because it is more efficient and takes less computing time to create the large number of results that are required.

EPA's OMEGA model is the tool employed by the agency to estimate both the cost and the technology penetration required to meet future standards. OMEGA applies technology packages on a model basis for each of the vehicles in the baseline fleet. The technology packages are added in increasing effectiveness until a manufacturer is able to comply with the standards. In this way, OMEGA creates the lowest cost pathway for compliance, based on the technology effectiveness and cost that has been established through the supporting processes. The compliance solution that OMEGA creates is just one of many potential solutions and the results allow the agency to then calculate the overall cost vs. benefits of the final standards.

Conclusion:

The EPA's goals in conducting the MTE is provide a data driven and transparent assessment of all of the factors affecting the feasibility of meeting the 2022 through 2025 MY standards. The EPA, NHTSA and CARB have devoted considerable resources to ensure that the best available data is being used in the analysis and that the respective decision makers within each agency are provided with a comprehensive and correct analysis on which to base their decision. The information in this paper is only a small portion of all of the information that is being gathered for the MTE. Additional references for information regarding the details of the work the EPA has conducted in preparation for the MTE can be found in the Appendix.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mater. Manf. 8(3):2015, doi:10.4271/2015-01-0589, Moskalik, A., Dekraker, P., Kargul, J., and Barba, D. (PDF) (19 pp, 3.0MB, May 7, 2015)
4. “Development and Testing of an Automatic Transmission Shift Schedule Algorithm for Vehicle Simulation,” SAE Int. J. Engines 8(3):2015, doi:10.4271/2015-01-1142, Newman, K., Kargul, J., and Barba, D. (PDF) (11 pp, 1.0MB, March 11, 2015)
5. “Benchmarking and Modeling of a Conventional Mid-Size Car Using ALPHA," SAE Technical Paper 2015-01-1140, 2015, doi:10.4271/2015-01-1140, Newman, K., Kargul, J., and Barba, D. (PDF) (12 pp, 1.0MB, March 26, 2015)
6. “The Energy Efficiency Gap in EPA’s Benefit-Cost Analysis of Vehicle Greenhouse Gas Regulations: A Case Study,” Journal of Benefit-Cost Analysis 2014, Gloria Helfand and Reid Dorsey-Palmateer
7. “Analysis of Technology Adoption Rates in New Vehicles,” SAE 2014-01-0781, Aaron Hula., Alson, J., Bunker, A., Bolon, K. (PDF) (6 pp, 435K, April 14, 2014)
8. “HIL Development and Validation of Lithium Ion Battery Packs,” SAE 2014-01-1863, Soduk Lee, Cherry, J., Lee, B., McDonald, J., Safoutin, M.
9. "Developing the AC17 Efficiency Test for Mobile Air Conditioners," SAE 2013-01-0569, Fred Sciance, Brian Nelson, Mahmoud Yassine, Angelo Patti, Leela Rao
10. "Maneuver-based Battery-in-the-Loop Testing - Bringing Reality to the Lab," SAE 2013-01-0157, Oguz H. Dagci, Nicolas Pereira, Jeff Cherry
11. "Development of Advanced Light-Duty Powertrain and Hybrid Analysis Tool," SAE 2013-01-0808, Byungho Lee, SoDuk Lee, Jeff Cherry, Anthony Neam, James Sanchez, Ed Nam
12. “Modeling and Validation of Power-Split and P2 Parallel Hybrid Electric Vehicles,” SAE 2013-01-1470, SoDuk Lee, Byungho Lee, Joseph McDonald, L. James Sanchez, Edward Nam
13. "Modeling and Validation of Lithium-Ion Automotive Battery Packs," SAE 2013-01-1539, SoDuk Lee, Byungho Lee, Joseph McDonald, Edward Nam
14. "Cost-Effectiveness of a Lightweight Design for 2017-2020: An Assessment of a Midsize Crossover Utility Vehicle," SAE 2013-01-0656, Cheryl Caffrey, Kevin Bolon, Hugh Harris, Greg Kolwich, Robert Johnston, Tim Shaw

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte
Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The European Union has adopted a real-driving emissions (RDE) test procedure to complement the standard laboratory test for the type-approval of light-duty vehicles. The RDE procedure defines requirements for the design and execution of trips on the road and contains evaluation methods to verify the normality of driving conditions. This article assesses the practicality and effectiveness of RDE provisions with respect to operating conditions, in particular trip composition and dynamicity. To this end, we test three vehicles on a total of 8 different routes across Europe. The analysis indicates that (i) the requirements regarding trip dynamicity and (ii) the coverage of normal driving conditions as implemented by the moving averaging window method do effectively contain the variability of on-road driving and, at the same time, ensure practicality of the RDE procedure. Out of 10 purposefully designed trips, four are invalidated by the RDE requirements: one each due to excessive stop time during urban driving and an insufficient coverage of urban driving, respectively, and two due to excessive or insufficient dynamicity. Our results suggest that the overall trip verification process consists of largely complementary rather than redundant steps. Although subject to limitations, our assessment suggests that the RDE boundary conditions and evaluation methods are practical, effective, and do not unduly obstruct emissions testing of light-duty vehicles on the road.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

For light-duty vehicles, Regulation 715/2007 [5] defines the Euro 5 and 6 emission standards to which vehicles of categories M1, M2, N1, and N2 have to comply. Compliance is verified by the so-called “Type I” test that measures tail-pipe emissions after cold start during a standardized test in the laboratory [6,7,8]. Moreover, Regulation 715/2007 contains provisions to ensure that the emission limits are respected under normal vehicle operation and use. Under the lead of the United Nations Economic Commission for Europe (UNECE), the New European Driving Cycle (NEDC) will be replaced by the World-wide harmonized Light-duty Test Cycle (WLTC). Emissions testing in the laboratory based on a single driving cycle, however, still fail to cover the wide range of ambient and driving conditions as they occur during normal vehicle usage on the road. This limitation represents the main driver for the paradigmatic shift of the European emissions legislation toward on-road emissions testing with Portable Emissions Measurement Systems (PEMS) [9,10,11,12,13,14]. The Real-Driving Emissions (RDE) working group established by the European Commission (EC) has developed a complementary test procedure to verify gaseous and particle number emissions during a wide range of normal operating conditions.

PEMS expand the ability of quantifying (thus controlling) emissions under a wide range of normal operating conditions of increasingly heterogeneous and technologically diverse vehicles. One of the main challenges in the elaboration of the RDE test procedure was the development of a data evaluation scheme that ensures, at first, a sufficient coverage of driving situations. Requirements concerning trip composition, such as specific shares of operation in urban, rural and motorway areas, and driving dynamics, e.g. permissible ranges of vehicle accelerations, aim at ensuring test conditions which represent better the real-world usage of the vehicle.

Moreover, the data evaluation scheme shall judge on the normality of test conditions and enable a fair and reliable assessment of vehicle emissions. On the road a combination of factors, including driving dynamics, road grade, wind, and vehicle payload, may result in severe or soft operating conditions. Insufficient data evaluation would introduce risks for manufacturer, i.e., rejection of clean vehicles or legislators, i.e. approval of dirty vehicles. To this end, two evaluation methods, the Averaging Moving Windows (MAW) method and the Power-Binning (PB) method, were implemented in the RDE test procedure. The moving averaging windows method divides the test into sub-sections (windows) and uses the distance-specific average of carbon dioxide (CO_2) emissions of each window to assess the normality of operating conditions. The power binning method categorizes the instantaneous on-road emissions into power bins based on the corresponding power at the wheels. The normality of the resulting power distribution is established by comparison with a standardized wheel power frequency distribution. Both methods include criteria to ensure

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

protocol for testing vehicles, the requirements for instruments, and the evaluation methods to be adopted for analysing vehicle operation and the related pollutant emissions (for a more detailed description of the RDE test procedure refer to [15,16]).

2.1 Boundary conditions

Vehicles can be tested within the entire range of permissible boundary conditions (Table 1 and Table 2). Although it is infeasible to test vehicles under all possible combinations of ambient and dynamic conditions, a minimum coverage of operating conditions has to be achieved by a valid RDE test.

2.2 Execution and evaluation of an RDE test

The execution and the evaluation of an RDE test include the following steps:

- step 1: vehicle selection and preparation (equipment installation and calibration, control of payload);
- step 2: trip selection (principle trip design based on street maps);
- step 3: trip verification carried out by means of the following stages:
  - step 3a: comparison of the realised ambient conditions with the permissible ranges for ambient temperature and maximum altitude level;
  - step 3b: check of trip compliance with minimum distance requirements and permissible U/R/M distance shares, conformity of vehicle operational requirements, e.g. average and maximum vehicle speeds with RDE limits, correspondence of realised altitude profiles; e.g. trip cumulative positive elevation gain and difference of elevation between the start and end points of a trip, to RDE regulation prescriptions;
  - step 3c: conformity with RDE limits of the overall driving dynamics during the trip by means of parameters like the product of vehicle speed per positive acceleration, i.e. accelerations major than $0.1 m/s^2$ ($v \cdot a^+$) and the Relative Positive Acceleration (RPA), both based on the realised vehicle speed profiles;
- step 4: verification that a sufficient coverage of normal dynamic driving conditions is achieved during test. The verification is performed by means of the two data evaluation methods: the moving averaging windows and the power binning method, and therefore on the basis of composite parameters, such as CO_2, which encompass the effects of road grade, wind, driving dynamics (accelerations, decelerations) and auxiliary systems upon the vehicle energy consumption and emissions;

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Parameter	*RDE*
Ambient temperature (T_{amb} in degrees Celsius (ºC))	Moderate: $0 \leq T_{amb} < 30$[(1)] Extended (low): $-7 \leq T_{amb} < 0$[(1)] Extended (high): $30 < T_{amb} \leq 35$
Altitude (h_{alt} in metres above sea level)	Moderate: $h_{alt} \leq 700$ Extended: $700 < h_{alt} \leq 1300$
Driving dynamics encompassing the effects of road grade, wind, driving dynamics (accelerations, decelerations), and auxiliary systems upon the vehicle energy consumption and emissions	Road grade evaluated as cumulative positive elevation gain of a RDE trip (<1200m/100km) Overall excess or insufficiency of driving dynamics during the trip assessed by means of dynamic parameters like acceleration, $v \cdot a^{+}$ or RPA Trip coverage and completeness checked by the MAW and the PB methods
Vehicle temperature condition[(2)]	No vehicle conditioning prescribed Cold start period of up to 5 minutes excluded
After-treatment condition[(2)]	Under certain conditions: the periodic regeneration of emissions control systems, e.g., Diesel Particulate Filters (DPF), may be excluded or the test may be repeated
Auxiliary systems	The air conditioning system or other auxiliary devices shall be operated as used by the consumer during real-world driving
Vehicle payload and test mass	Up to 90% of the allowed payload (including driver, a witness of the test, if applicable, the test equipment with the mounting and the power supply devices); artificial payload may be added

(1) By way of derogation, between the start of the application of binding not-to-exceed (NTE) emission limits as defined in section 2.1 of Annex IIIa to Regulation (EC) No 692/2008 [6] and until five years after the dates given in paragraphs 4 and 5 of Article 10, of Regulation (EC) No 715/2007 [5], the lower temperature for moderate conditions shall be greater or equal to 3°C and the lower temperature for extended conditions shall be greater or equal to -2°C.

(2) Dedicated cold-start provisions will be implemented as part of the 3rd RDE regulatory package. Specific prescriptions regarding cold start duration and/or distance, control for status of periodically regenerating after-treatment systems, engine conditioning and vehicle soaking will be given as well.

2.2.1 Trip cumulative positive elevation gain determination

The road grade is evaluated by computing the cumulative positive elevation gain occurred during a RDE trip. The elevation gain is determined based on the instantaneous vehicle altitude as measured by a Global Positioning System (GPS) and the instantaneous vehicle speed recorded during the test. The calculation is performed after having screened and verified the quality of the recorded data [Appendix 4, 15] and corrected the instantaneous vehicle altitude data on the basis of a topographic map.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.2.2 Vehicle speed based driving parameters: $v \cdot a^+$ and RPA

The driving dynamicity realised during a RDE trip is assessed on the basis of the instantaneous vehicle speed recorded during the test. The overall excess of dynamics occurred during urban, rural and motorway driving is evaluated by means of the product of vehicle speed per positive acceleration, i.e. acceleration major than 0.1m/s^2 ($v \cdot a^+$). On the other hand, urban, rural and motorway driving Relative Positive Acceleration (RPA) defined as the ratio between the integral of the instantaneous $v \cdot a^+$ occurred during U/R/M operation and the respective covered distances, is used as indicator of the absence of driving dynamics during each trip portion.

In more detail, the instantaneous values of covered distance, acceleration and $v \cdot a^+$ computed on the basis of the recorded vehicle speed data are classified into urban, rural and motorway driving, according to the corresponding instantaneous vehicle speed (Table 2). Consequently, the average vehicle speed, the 95th percentile of $v \cdot a^+$ and the RPA per trip portion are computed.

The exceedance of driving dynamics is verified by comparing the 95th percentile of $v \cdot a^+$ values observed in each of the urban, rural and motorway portions with a respective limit. The latter is a function of the vehicle speed and is defined by two linear sections as follows:

$$(v \cdot a^+)_{max} = (0.136 \cdot v + 14.44) \text{ for } v \leq 74.6 km/h \quad (1)$$

$$(v \cdot a^+)_{max} = (0.0742 \cdot v + 18.966) \text{ for } v > 74.6 km/h \quad (2)$$

The design of the limit curve was based on the analysis performed on World harmonized for Light-duty vehicles Test Procedure (WLTP) database and insights provided by Dutch real-world driving traces. A trip is valid, when the 95th percentile of $v \cdot a^+$ for each U/R/M driving is located below the limit curve (Figure 1a).

Similarly, the minimum permissible RPA per trip portion is defined by:

$$RPA_{min} = (-0.0016 \cdot v \ + \ 0.1755) \text{ for } v \leq 94.05 km/h \quad (3)$$

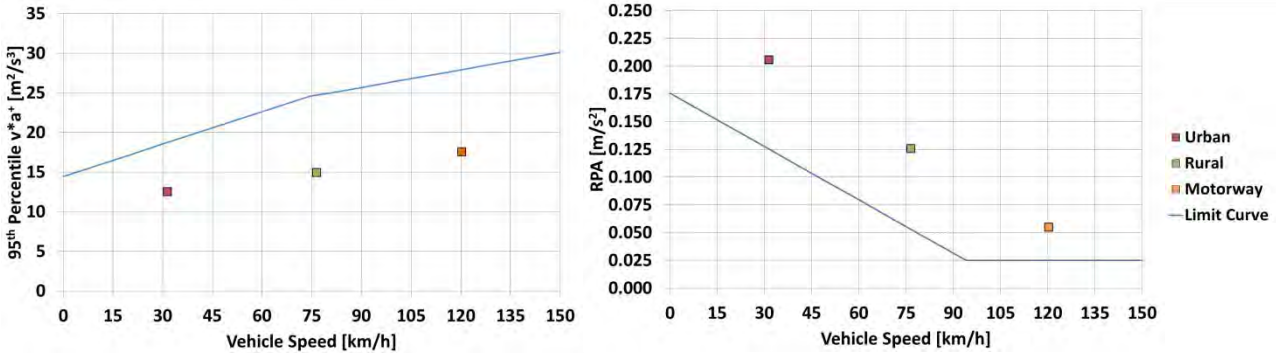
$$RPA_{min} = 0.025 \text{ for } v > 94.05 km/h \quad (4)$$

is adopted for detecting the absence of driving dynamics during urban, rural and motorway trip portions. A trip is valid when RPA computed for each U/R/M driving is above the minimum permissible value (Figure 1b).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

	v>100km/h for at least 5 minutes
Maximum vehicle speed[2]	v≤145km/h (may be exceeded by 15km/h for not more than 3% of the time duration of motorway portion)
Trip duration[2]	Between 90 and 120 minutes
Other requirements	The start and the end point shall not differ in their elevation above sea level by more than 100 m RDE tests conducted on normal work days and hours[1] Maximum possible continuity for urban, rural and motorway portions[1,2]

[1] to be verified when designing or executing the trip
[2] to be verified after the completion of the trip
[3] if a stop period lasts more the 180s, the emission events during the 180s following such excessively long stop period shall be excluded from the evaluation
[4] defined as vehicle speed of less than 1km/h



(a) (b)

Figure 1: Verification of the overall trip dynamics: excess (a) and insufficiency (b) of dynamics during urban, rural and motorway driving is verified against boundaries defined by $v \cdot a^+$ and RPA. Rectangular points depict measured data: the trip in the example is valid since urban rural and motorway $v \cdot a^+$ and RPA values plotted as a function of the respective average U/R/M vehicle speeds lay within the boundaries

2.3 Data evaluation methods

Two data evaluation methods are applied within the RDE procedure: the moving averaging windows (MAW) method and the power binning (PB) method. We focus here on the MAW method only; for a more detailed description of the method refer to AnnexIIIA-Appendix 5 of the Commission Regulation (EC) No. 692/2008 [15] and to Vlachos et al. [16].

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

urban, rural and motorway windows.

To judge the normality of a test, the averaging windows are classified according to the deviation of their distance-specific CO_2 emissions from the "vehicle CO_2 characteristic curve" (Figure 2). The test is complete when at least 50% of the urban, rural and motorway windows are within the primary CO_2 tolerance of ±25% around the reference curve. If a test is incomplete because the requirement of 50% is not met, the upper positive tolerance may be increased by steps of 1% until the 50% of normal windows target is reached. Nevertheless, the value of the upper positive tolerance shall never exceed 30%.

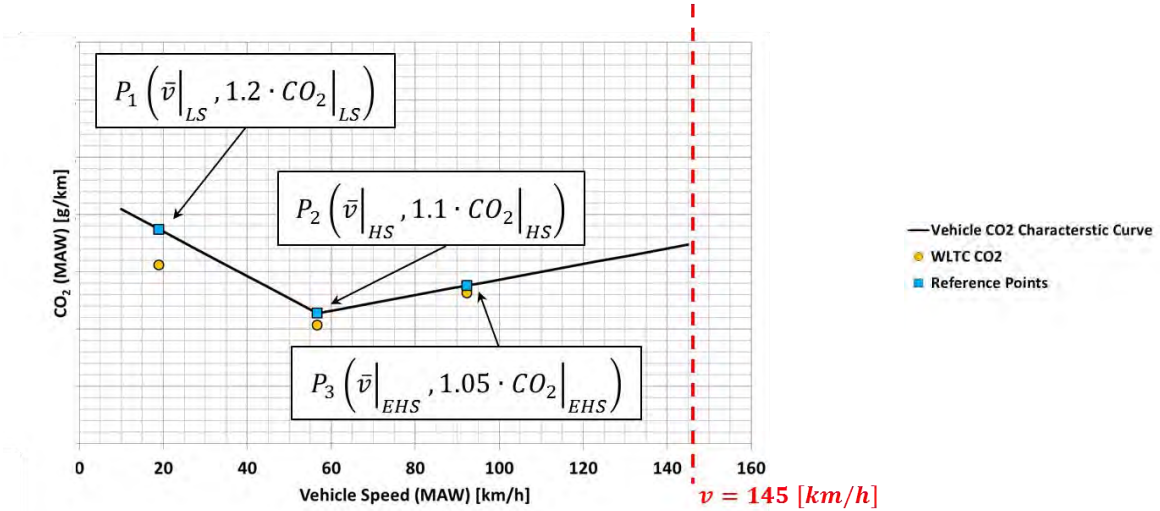


Figure 2. Vehicle CO_2 characteristic curve definition. Yellow circles refer to distance-specific CO_2 emitted by the vehicle over the low-speed (LS; reference point P_1), high-speed (HS; reference point P_2) and extra-high speed (EHS; reference point P_3) phases of the WLTC

3 Case studies

3.1 Method

To obtain a more detailed understanding of the practicality of the RDE requirements, i.e. the ability to obtain a valid test fulfilling all the requirements, we present 10 case studies based on tests performed with PEMS. The tested vehicles include one Euro5 and two Euro6 vehicles, referred to as vehicles A, B, and C (Table 3). Vehicles were driven in 8 different locations across Europe (Table 4) on paved public roads and streets during working days [18] fuelling the engines with market fuel compliant with European diesel and gasoline fuel quality standards EN590 and EN228 respectively. Different drivers (Table 4) were selected and tests were run without specific driving instructions. Tests were conducted with the vehicle minimum payload composed of the driver, a co-pilot, the test

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Consequently, we study the achievement of the prescribed average urban vehicle speed and finally assess the compliance of the altitude profiles to RDE regulation prescriptions;

- step 2: we verify the overall driving dynamicity of the trips on the basis of the vehicle speed profiles by evaluating $v \cdot a^{+}$ and RPA;
- step 3: we verify the completeness and the normality of the test conditions adopting the moving averaging window method.

Table 3. Main characteristics of the tested vehicles

	Vehicle A	*Vehicle B*	*Vehicle C*
Euro Market Segment	B-Small Car	C-Compact Car	C-Stationwagon
Emissions standard	Euro6	Euro5	Euro6
Injection System	Direct	Direct	Direct
Reference Fuel	Gasoline	Gasoline	Diesel
Intake Air System	Aspirated	Turbocharged	Turbocharged
After-treatment System	TWC	TWC	DOC+DPF+SCR
Engine Displacement [lit]	1.0	1.2	2.0
Power to mass ratio [kW/t]	55	55	79

3.2 Results

3.2.1 Verification of trip design (step1)

All routes showed continuous runs of urban driving followed by rural and motorway driving (Figure 3a and Figure 3b), with the exception of Route6 where a trip sequence consisted of urban/motorway/rural was selected (Figure 3c). Furthermore, all trips had durations in the range of 90-120 minutes and exhibited urban, rural and motorway trip portions covering distances longer than the minimum requirement of 16km (Table 4). All urban, rural and motorway shares, calculated as percentages of the total trip distances, were within the required ranges.

The urban portions ranged from a minimum of about 33%, in the case of Route4, to a maximum of 43% for Route1, the latter when driven with vehicle A, denoting a maximum absolute variation respect of the ideal share for urban driving of 34% of about 9 percentage points. All trips showed stop periods, defined as periods with vehicle speed of less than 1km/h, in the prescribed range of 6-30% of the urban operation duration with the exception of Route6. In this case the total stop time accounted for roughly 31% and therefore trip should be considered as invalid. All tests exhibited stop periods shorter than 180 seconds each. The rural trip portions ranged between 27% for Route2A and 34% for Route1, the latter when vehicle B was used, with a maximum absolute variation respect to an ideal share of 33% of about 6 percentage points. Similar remarks can be done for the motorway trip portions, which ranged from a minimum of 27% (Route1, vehicle A) up to a

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

threshold of 145km/h (Table 4), while on the other hand, the average speed of the urban driving part of the trips, including stops, was within the permissible range of 15-40km/h.
Four of the routes were driven in hilly areas and reached a maximum altitude of 600 metres above the sea level. Moreover, the difference between the start and the end point of each test does not differ in their elevation above the sea level by more than 100 metres. However, should be pointed out that a maximum difference of about 30m is observed when various altitude readings for the same starting and ending points are taken into account. As a matter of fact, Route1 was run three times and all tests started at, e.g. position1, and ended at, e.g. position2 which is different than position1. Nevertheless the difference between the start and end point elevations of each test increased from about 20m to 40m and finally to 50m whether tests executed with vehicle A, B and C respectively are taken into consideration. Finally, the cumulative positive elevation gain [Appendix7b, AnnexIIIa, 15] was below the limit value of 1200m/100km for all the proposed tests. The elevation gain ranged from a minimum value of 256m/100km in the case of Route4 (Figure 3b) up to a maximum level of 846m/100km for vehicle A when tested over Route3A (Figure 3a). Similar calculations performed when the same route was tested several times (Route1, Table 4) highlighted a variation in gain of 60m/100km among tests.
To summarize, 1 out of 10 tests would result as invalid due to its stop time (Table 4, Table 5). The trip design requirements related to total trip distance, minimum distance requirements, permissible U/R/M distance shares, average U/R/M and maximum motorway vehicle speeds, trip cumulative positive elevation gain and difference of elevation between the start and end points of a trip do not seem to limit the practicality and feasibility of RDE tests.

3.2.2 Verification of driving dynamics by means of v·a+ and RPA (step2)

The trips generally exhibited driving dynamics for each of the urban, rural and motorway trip portions within the permissible $v \cdot a^{+}$ and RPA boundaries with the exception of Route1, driven with vehicle C, and Route2B (Table 4, Figure 4). In more detail, the motorway portion of Route1 was driven too aggressively with vehicle C (Figure 4a). On the contrary, Route2B showed rural and motorway RPA values below the threshold curve denoting the minimum permissible dynamics (Figure 4b).
It should be noticed that similar RPA and 95^{th} percentiles of $v \cdot a^{+}$ of about $0.13 m/s^2$ and $22.7 m^2/s^3$, respectively, were observed when vehicle B and C were driven over the rural portion of Route1, thus suggesting that similar $v \cdot a^{+}$ frequency distributions are obtained over rural operation of Route1 (Figure 5a). Similar remarks may be done for Route1 urban driving as well. On the contrary, significant variations into $v \cdot a^{+}$ frequency distributions for vehicle B and C were observed during motorway driving over Route1 mainly due to the

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

proposed limit curve (Figure 4a,Figure 4a). Urban 95th percentile of $v \cdot a^+$ ranged between 11 and 15m^2/s^3, rural ones were in the range of 14.2 and 22.7m^2/s^3 while motorway values were between 11.7 and 21.3m^2/s^3.
To summarize, controlling for driving dynamics occurred during urban, rural and motorway operations via vehicle speed data appears to narrow down further the permissible range of conditions for an RDE test. The effect of these restrictions upon the emissions will be studied in a follow-up article. As a final result, 20% of the proposed tests were invalidated if the driving dynamics are taken into account. In conclusion, the introduction of parameters for detecting driving dynamics during tests may contribute to reduce the risk of biased tests, but may limit to some extent the practicality of the test procedure.

3.2.3 Verification of trip dynamics by the MAW method (step3)

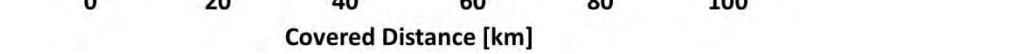
For vehicle A, all trips have at least 15% of the total number of windows in each of the urban, rural, and motorway portions and at least 50% of all U/R/M windows are located within the primary ±25% tolerance around the CO_2 reference curve (Table 6). Therefore at the end of all the three steps of the trip verification all routes driven with vehicle A are valid and can be used to determine the emissions performance of the vehicle.
In the case of vehicle B, a stand-alone application of the MAW method would validate all trips with the exception of Route5 which presents about 14.4% share of motorway windows. Hence, Route5 does not achieve the coverage requirements regarding the minimum share of U/R/M windows of 15% prescribed by MAW method and is characterized as incomplete (Table 6).
Taking into consideration the resulting valid trips only, the shares of U/R/M windows are well above the minimum of 15% required by the method. The share of urban windows was between 22 and 45%, while rural windows ranged between 36 and 52%. Coverage requirements seemed stricter for the motorway windows where a minimum share of 19% and a maximum of 28% were detected.
As far as the scatter of moving averaging windows with respect to the “vehicle CO_2 characteristic curve” is concerned, Route4 and Route6 showed all windows within the tolerance of ±25 while a minimum share of 52% for the urban windows of Route1 driven with vehicle A was observed, due to the fact that the mean position of urban windows was very close to the lower primary tolerance of -25% with respect to CO_2 reference curve (Table 6).
In summary, 1 out of 10 tests was invalidated, i.e. Route5, since has not reached the coverage requirements needed by the moving averaging windows method. The verification of test conditions coverage and normality on the basis of composite parameters, such as CO_2, does not seem to limit the practicality and feasibility of RDE tests.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

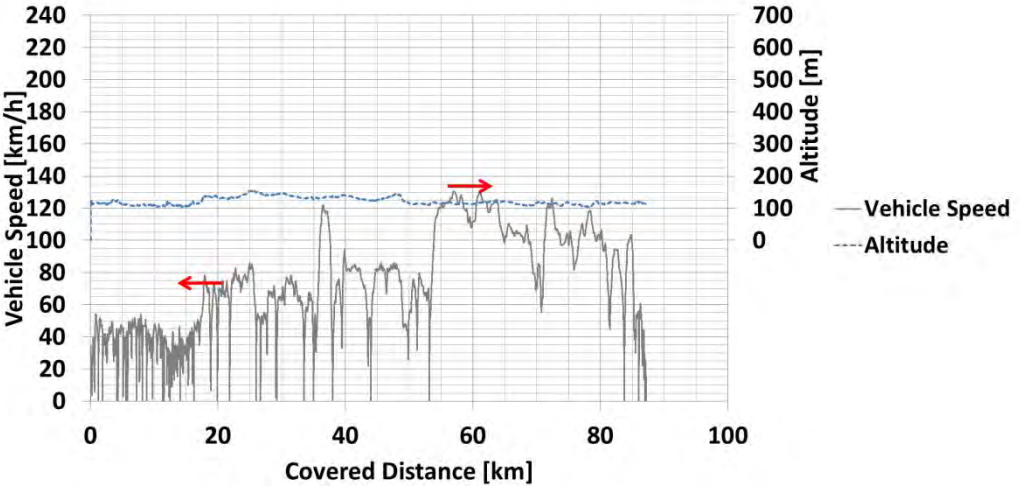
Table 4. Main trip characteristics for routes driven with all vehicles. Underlined values represent parameters outside

		Vehicle A			*Vehicle B*			
	Requirements	*Route1*	*Route2A*	*Route3A*	*Route1*	*Route2B*	*Route3B*	*R*
Trip validity	***(VALID/INVALID)***	**VALID**	**VALID**	**VALID**	**VALID**	**INVALID**	**VALID**	**V**
General information								
Driver ID	-	Driver1	Driver1	Driver1	Driver1	Driver2	Driver3	D
Test location	-	Italy	Italy	Italy	Italy	Sweden	Germany	Ge
Altitude profile	-	flat	wavy	wavy	flat	flat	flat	
Trip duration [min]	*90-120*	99	117	100	96	112	93	
Covered distance for the total trip as well as for urban, rural and motorway (U/R/M) portions [km] (AnnexIII								
Total trip	-	79	95	93	79	94	75	
Urban (v≤60km/h)	*>16*	34	38	34	29	33	26	
Rural (60<v≤90km/h)	*>16*	24	26	25	27	27	24	
Motorway (v>90km/h)	*>16*	21	31	34	23	34	25	
U/R/M covered distance shares [% of total trip distance] (AnnexIIIa)								
Urban (v≤60km/h)	*29-44*	43.0	40.0	36.6	36.7	35.1	34.7	
Rural (60<v≤90km/h)	*23-43*	30.4	27.4	26.9	34.2	28.7	32.0	
Motorway (v>90km/h)	*23-43*	26.6	32.6	36.5	29.1	36.2	33.3	
Average vehicle speed for the total trip and U/R/M portions [km/h] (AnnexIIIa)								
Urban (v≤60km/h)	*15-40*	29	29	32	28	28	26	
Rural (60<v≤90km/h)	-	77	73	76	75	71	75	
Motorway (v>90km/h)	-	114	120	116	114	106	104	
Additional operational requirements (AnnexIIIa)								
Stop time [% of U duration]	*6-30*	15.8	18.5	17.5	28.8	19.0	24.4	
v>100km/h [min]	*≥5*	9.4	14.6	14.9	9.7	18.4	8.9	
v>145km/h [% m.way time]	*<3*	0	0	0	0	0	0.	
Start/end test Δh_{alt} [m]	*<100*	20	74	23	40	54	59	
Overall trip dynamics (Appendix 7a, AnnexIIIa). Limit and threshold values for both v·a$^+$ and RPA are show								
Urban RPA [m/s^2]	-	0.180	0.170	0.194	0.215	0.197	0.185	
Rural RPA [m/s^2]	-	0.126	0.090	0.121	0.134	***0.059***	0.104	
Motorway RPA [m/s^2]	-	0.075	0.054	0.051	0.100	***0.024***	0.032	
Urban 95th v·a$^+$ %.tile [m^2/s^3]	-	11.4	11.0	11.9	15.5	12.4	12.6	
Rural 95th v·a$^+$ %.tile [m^2/s^3]	-	17.9	14.4	15.3	22.7	14.7	18.5	
M.way 95th v·a$^+$ %.tile [m^2/s^3]	-	15.6	14.4	14.6	21.4	14.6	11.7	
Trip cumulative positive elevation gain [m/100km] (Appendix 7b, AnnexIIIa)								
Cum. pos. elevation gain	*<1200*	578	760	846	636	314	448	
Additional elevation profile parameters								
Maximum altitude [m]	-	297	476	600	302	73	172	
Pos. elevation gain [m/test]	-	458	725	789	497	293	334	

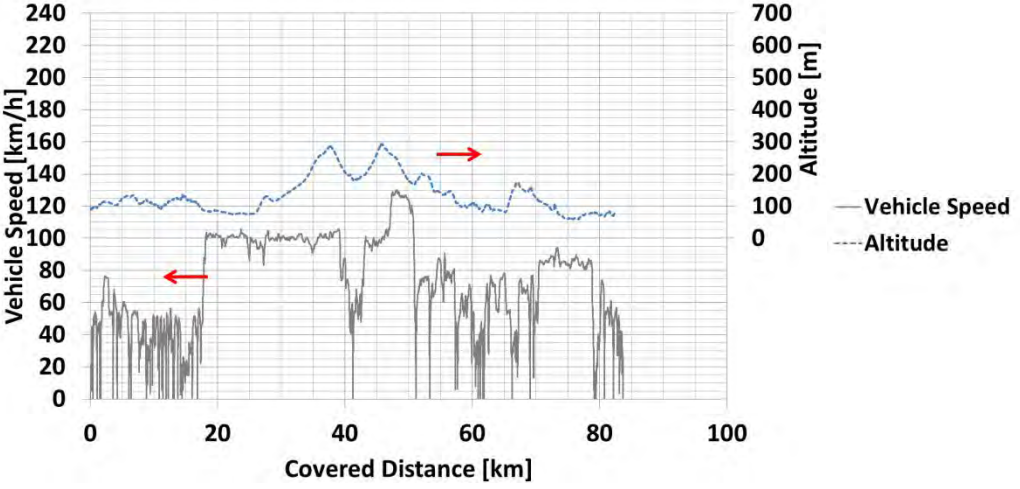
Erlaubnis ist jede unberechtigte Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.
https://doi.org/10.51202/9783968629128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 19.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte



(a)



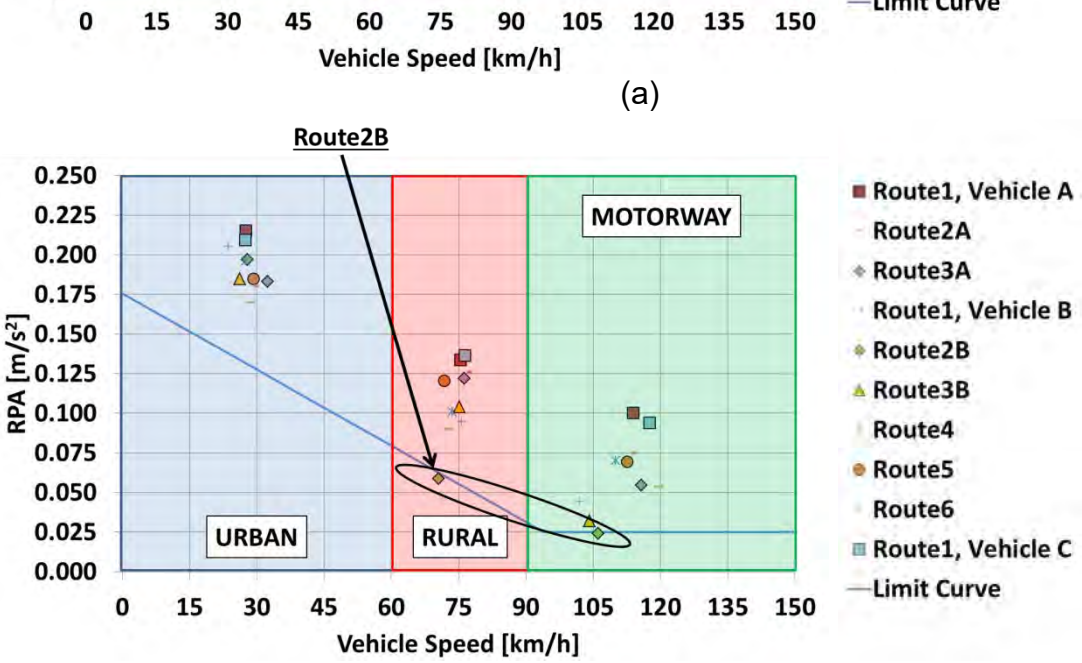
(b)



(c)

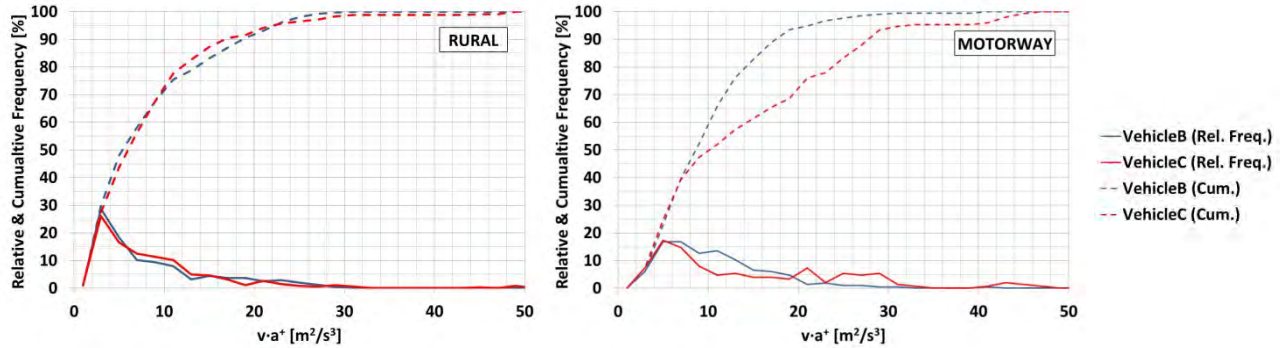
Figure 3. Speed and altitude profiles as a function of the covered distance for three of the proposed trips. Trips sequence: urban trip followed by rural and then motorway operation (trips: Route3A (a) and Route4 (b)); urban driving followed by motorway first and then rural operation (trip Route6 (c)). Cumulative positive elevation gains: (a) Route3A=846m/100km, (b)Route4=256m/100km, (c)Route6=802m/100km

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



(a) (b)

Figure 4. Verification of the overall trip dynamics: controlling for excess (a) and absence (b) of dynamics during urban, rural and motorway driving for all the proposed trips. For characterizing a trip as valid, urban rural and motorway $v \cdot a^{+}$ values plotted as a function of the respective average U/R/M vehicle speeds must lay below the limit curve (b) and U/R/M RPA values plotted as a function of the respective average U/R/M vehicle speeds must be located above the curve denoting the minimum permissible RPA (b)



(a) (b)

Figure 5. Verification of the overall trip dynamics: relative and cumulative frequency distributions for Route1 driven with vehicle B and C. (a) rural driving, (b) motorway driving

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Table 5. Overall results of the trip verification

	Routes	Trip characteristics (step1) [VALID/INVALID]	Overall driving dynamics (step2) [VALID/INVALID]	Test condition
Vehicle A	Route1	VALID	VALID	
	Route2A	VALID	VALID	
	Route3A	VALID	VALID	
Vehicle B	Route1	VALID	VALID	
	Route2B	VALID	***INVALID***	
	Route3B	VALID	VALID	
	Route4	VALID	VALID	
	Route5	VALID	VALID	
	Route6	***INVALID***	VALID	
Vehicle C	Route1	VALID	***INVALID***	

Table 6. Trip verification with the MAW method

		Vehicle A					*Vehicle*
Trip validity	*Requirements*	Route1	Route2A	Route3A	Route1	Route2B	Route3B
MAW (Step3)	***(VALID/INVALID)***	**VALID**	**VALID**	**VALID**	**VALID**	**VALID**	**VALID**
Share of windows within urban, rural and motorway (U/R/M) portions [%]							
Urban (v<45km/h)	*≥15*	31.0	45.2	36.4	29.5	35.0	25.8
Rural (45≤v<80km/h)	*≥15*	48.4	35.8	41.8	47.3	41.3	52.3
Motorway (v≥80km/h)	*≥15*	20.6	19.0	21.8	23.2	23.7	21.9
Share of U/R/M windows within the ±25% tolerance of the CO_2 reference curve [%]							
Urban (v<45km/h)	*≥50*	52	67.1	63.7	100.0	100.0	100.0
Rural (45≤v<80km/h)	*≥50*	99.8	87.0	58.6	93.6	100.0	99.7
Motorway (v≥80km/h)	*≥50*	100.0	85.1	68.8	87.2	100.0	67.1
Deviation of U/R/M windows-average distance-specific CO_2 emissions from the reference curve [%]							
Urban (v<45km/h)	-	-23.5	3.8	-1.9	-6.7	-7.3	0.8
Rural (45≤v<80km/h)	-	-3.2	11.3	14.8	7.5	-0.5	2.6
Motorway (v≥80km/h)	-	-5.1	11.8	11.1	4.5	-10.2	-17.5

(1) values obtained increasing the primary upper CO_2 tolerance around the “vehicle CO_2 characteristic curve” from

https://doi.org/10.51202/9783968629320 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 19.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

on a limited number of cars and explores vehicles characterized by a limited range of power to mass ratios. Although several routes are analysed, the amount of topographic conditions which are covered is limited as well. In the following sections the practicalities of RDE testing will be discussed following, as much as possible, the steps adopted during trip verification.

4.1 Verification of trip design (step1)

Tests performed on the same route and with the same driver, referred to as Route1, but driven with vehicle A, B and C exhibit significant variations in the urban, rural and motorway trip portions up to a maximum of 5 percentage points. The adopted definition of urban, rural and motorway driving, based on vehicle speed, may contribute to such variations since the realised speed trace may be affected by driver behaviour, traffic jams, presence of tolls in the highway etc. at the time of test execution. This finding suggests, in first place, that the tolerance of 10% provided by the legislator around the ideally balanced trip, designed a priori on the basis of a topographic map and consisted of 34% urban, 33% rural and 33% motorway driving, introduces an acceptable level of flexibility into the legislation increasing its practicality. In second place, the analysis highlights that the usage of vehicle speed limit values for defining U/R/M driving may introduce uncertainties into the calculation of the realised U/R/M distance shares. For instance, stops at the toll stations of motorways are attributed to the urban operation even if not fully representative of driving in the city. A map based approach for defining U/R/M trip portions would allocate data into their geographic area of interest and therefore would provide more realistic insights into trip design. However, the adaptation of the current RDE trip requirements to a map based prescriptions must rely on a robust definition of city, rural and motorway areas. Furthermore, the development of a detailed and constantly updated map database may decrease procedure applicability by, e.g., increasing management costs.

Data collected from tests performed over Route1 with vehicle A, B and C show that the difference between the start and end point elevations of each test increases from about 20m to 40m and finally to 50m when tests executed with vehicle A, B and C are taken into consideration, respectively. Since the elevation of the starting point of a test is compared with a topographic map [15], the variation of about 30m among tests may be attributed to an uncertain detection of the altitude of the test ending point. Therefore, checking the elevation of the test ending point as well, by means of a topographic map, would be beneficial to the overall test viability.

A maximum trip cumulative elevation gain of about 840m/100km is detected among tests. However, data presented in the current analysis do not permit to conclude whether the

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

in order to achieve the requirements for driving dynamics. This shift of engine loads could be partially attributed to the higher power to mass ratio of vehicle C, i.e. 78kW/t, with respect to 55kW/t of vehicle A (Table 3). Thus, the verification of driving dynamics by means of $v \cdot a^+$ and RPA may contribute to reduce the risks of performing biased tests, however, seems to affect the range of vehicle operating conditions encountered during RDE tests especially when performant vehicles are taken into consideration. The analysis indicates that trip verification based on $v \cdot a^+$ and RPA should be complemented by methods which judge trip dynamics by means of parameters which may take into account the energy consumption occurred during tests.

4.3 Verification of trip dynamics by the MAW method (step3)

Only Route5 is invalidated by moving averaging windows method (Table 5), since has not reached the coverage requirements of 15% of windows in each of urban, rural and motorway speed bins. As far as the remaining trips is concerned, the shares of U/R/M windows are well above the minimum of 15% required by the method, while more than 50% of U/R/M windows are located within the tolerance of ±25% around the reference curve. Hence, the requirements requested by the method concerning the coverage of normal dynamic driving seem achievable and do not compromise procedure practicality. In addition, the proposed CO_2 reference curve [Appendix 5, AnnexIIIA 15] (Figure 2) seems well designed, for conventional powertrains, and the proposed corrections applied to CO_2 emissions over low, high and extra-high speed phases of WLTC in line with data obtained from on-road tests (Figure 7).

4.4 Trip verification: step1 vs. step2 vs. step3

Only 6 out of 10 tests result valid at the end of the proposed three step trip verification and therefore usable for determining the emissions performance of vehicles (Table 5). Trip design (step1) and MAW method (step3) invalidated 1 test out of 10 each, i.e. Route6 and Route5 respectively. On the contrary verifying driving dynamics by means of $v \cdot a^+$ and RPA (step2) invalidated 2 tests out of 10, i.e. Route2B and Route1, the latter when vehicle C was used. Route6 was invalidated since stop time exceeded by 1 percentage point the prescribed range, while Route5 showed 14.4% of urban windows, marking a difference of 0.6 percentage points with respect to the minimum required windows share of 15%. Route2B exhibited rural and motorway RPA levels which were below the threshold value of about 5% while the 95^{th} percentile of $v \cdot a^+$ for motorway driving exceeded by 13% the respective limit value when vehicle C was driven over Route1. This analysis advises that (i) among steps, step2 seems to limit more than the others the practicality of the procedure

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

area defined by the bottom tolerances of -25% and -50% respect to the reference curve. However, the prolonged operation of the vehicle under cold conditions, i.e. with an average ambient temperature of about 2ºC, might have increased car CO_2 emissions leading to the achievement of normality requirements prescribed by MAW method. Route1, when driven with vehicle C showed 98% of motorway windows within the primary tolerance of ±25% around the reference curve. The analysis on vehicle speed trace of Route1 evidences that several high acceleration events (e.g. accelerations at the toll stations etc.) occurred during motorway operation, thus suggesting that the calculation of moving windows may have diluted the impact of these events on CO_2 emissions.

In conclusion, the overall trip verification analysis, i.e. check of trip design, detection of driving dynamics on the basis of vehicle speed and confirmation of driving dynamics conditions coverage on the base of composite parameters such as CO_2 emissions, is carried out by means of largely complementary checks and seems able to contain operating conditions ensuring at the same time practicality of provisions.

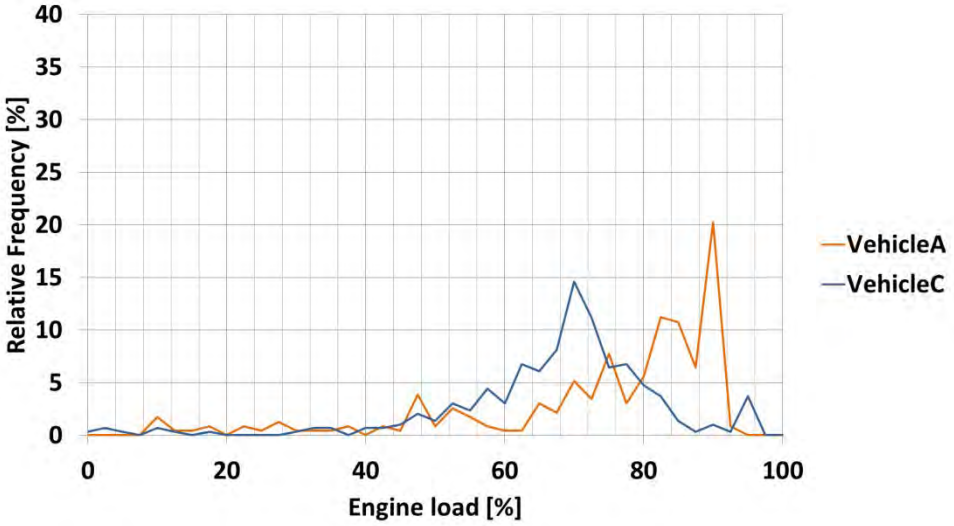


Figure 6. Frequency distribution of engine loads for vehicle A and C over the motorway portion of Route1

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

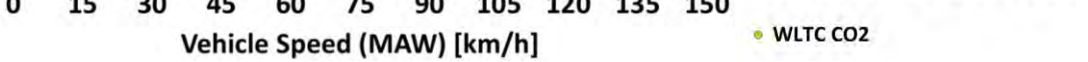


Figure 7. Average distance-specific CO_2 emissions in g/km of each window as a function of the corresponding window-average vehicle speed in km/h for all routes tested with vehicle B. Yellow points depict the CO_2 distance-specific emissions measured during low, high and extra-high speed phases of WLTC. Black line represents the "vehicle CO_2 characteristic curve". Green dashed lines define the region of windows used for judging the coverage of normal dynamic driving conditions during tests. Red dashed lines denote the region of windows valid for the valuation of emissions.

5 Outlook and conclusions

This article assessed the practicality of the RDE provisions concerning trip dynamicity and the coverage of operating conditions and evaluated the range of feasible operating conditions within the RDE context. To this end, we present 10 case studies based on real-world activity data collected with PEMS on 8 different routes driven across Europe with three different vehicles. Our analysis indicates that:

- trip design requirements do not unduly limit the practicality of the RDE procedure;
- the introduction of a tolerance of 10% around the recommended U/R/M distance shares of 34/33/33 percent respectively, ensures the practical feasibility of RDE tests;
- the provisions for the verification of the overall trip dynamics based on instantaneous vehicle speed and acceleration appears to effectively control for the excess and absence of dynamicity, which, however, comes at the cost of a slightly reduced practicality;
- the requirements imposed by the moving averaging window method effectively control for the realized trip composition and the coverage of normal dynamic driving, without unduly compromising the practicality of the procedure;
- the overall practicality of the RDE procedure can be increased, albeit at the cost of a less stringent control of driving conditions, if the trip and coverage requirements for borderline tests are relaxed;
- the verification of trip design, the detection of driving dynamics on the basis of vehicle speed, and the confirmation of the coverage of normal driving conditions on basis of composite parameters (in this case CO_2 emissions) are complementary and ensure the applicability of provisions.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.Commission Regulation (EC) No. 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information, European Commission (EC), Official Journal of the European Union L 199, pp. 1-135, 2008.
7.Directive 2008/50/EC of the European Parliament and of the Council of 21 May 2008 on ambient air quality and cleaner air for Europe, European Commission (EC), Official Journal of the European Union L 152, pp. 0001-0044, 2008.
8.Regulation No 83 on uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements, Addendum 82: Regulation No 83, Revision 4, United Nations Economic Commission for Europe (UNECE), Geneva, Switzerland, 2012.
9.Vlachos, T., Bonnel, P., Perujo, A., Weiss, M. et al "In-use emissions testing with Portable Emissions Measurement Systems (PEMS) in the current and future European vehicle emissions legislation: overview, underlying principles and expected benefits" Society of Automotive Engineers (SAE) International Journal of Commercial Vehicles 7(1):199-215, 2014, doi:10.4271/2014-01-1549.
10.Weiss, M., Bonnel, P., Hummel, R., Steininger, N. “A complementary emissions test for light-duty vehicles. Assessing the technical feasibility of candidate procedures” Joint Research Centre (JRC) Technical and Scientific Report 75998 EUR 25572 EN, Ispra, Italy, 2012.
11.Weiss, M., Bonnel, P., Kühlwein, J., Provenza, V. et al “Will Euro 6 reduce the NO_x emissions of new diesel cars? – Insights from on-road tests with Portable Emissions Measurement Systems (PEMS)” Atmospheric Environment, Volume 62, December 2012, Pages 657-665, ISSN 1352-2310.
12.Weiss, M., Bonnel, P. Hummel, R., Manfredi, U. et al “Analyzing on-road emissions of light-duty vehicles with Portable Emissions Measurement Systems (PEMS)”, Joint Research Centre (JRC) Technical and Scientific Report 62639, EUR 24697 EN, Ispra, Italy, 2011.
13.Rubino, L., Bonnel, P., Hummel, R. Krasenbrink, A. Manfredi, U., de Santi, G. “On-road emissions and fuel economy of light-duty vehicles using PEMS: Chase-testing experiment”, SAE International Journal of Fuels and Lubricants 1, pp. 1454-1468, 2007.
14.CARS 2020: Action Plan for a competitive and sustainable automotive industry in Europe. Communication From The Commission To The European Parliament, The Council, The European Economic And Social Committee And The Committee Of The Regions, Brussels, 2012.
15.AnnexIIIA of the Commission Regulation (EC) No. 692/2008 (forthcoming in 2016).
16.Vlachos, T., Bonnel, P., Weiss, M. “Evaluating vehicles real-driving emissions performance: a challenge for the emissions control legislation”, VDI Research Reports, May, 2015.
17.Worldwide harmonized Light-duty vehicles Test Procedure (WLTP), United Nations Economic Commission for Europe (UNECE), Global Technical Regulation (GTR) No. 15, ECE/TRANS/180/Add.15, Geneva, 2014.
18. Regulation (EEC, Euratom) No 1182/71 of the Council of 3 June 1971 determining the rules applicable to periods, dates and time limits (OJ L 124, 8.6.1971, p. 1).

Acknowledgments

We thank participants of RDE working group and RDE data evaluation task force for contributing to RDE procedure development. Staff of Joint research Centre (JRC) Vehicle Emissions Laboratories (VELA): Andrea Bonamin, Mauro Cadario, Massimo Carriero, Rinaldo Colombo, Fausto Forni, Gaston Lanappe, Philippe Le Lijour, Dominique Lesueur,

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

%	percent
°C	degrees Celsius
Δt	data sampling frequency
a^+	positive acceleration
CO	carbon monoxide
CO_2	carbon dioxide
DOC	Diesel Oxidant Catalyst
DPF	Diesel Particulate Filter
EC	European Commission
ECU	Engine Control Unit
EEA	European Environmental Agency
EHS	Extra-High Speed phase of the WLTC
EU	European Union
g	gramme
GPS	Global Positioning System
GTR	Global Technical Regulation
h	hour
h_{alt}	altitude
HS	High-Speed phase of of WLTC
IARC	International Agency for Research on Cancer
ISBN	International Standard Book Number
JRC	Joint Research Centre
kg	kilogramme
km	kilometre
kW	kilowatt
LDV	Light-Duty Vehicles
lit	litre
LS	Low-Speed phase of the WLTC
m	metre
MAW	Moving Averaging Windows
min	minute
NEDC	New European Driving Cycle
NO_x	nitrogen oxides
NTE	Not-To-Exceed
PB	Power Binning
PEMS	Portable Emissions Measurement Systems
PN	Particles Number
RDE	Real-Driving Emissions
RPA	Relative Positive Acceleration
s	second
SAE	Society of Automotive Engineers
SCR	Selective Catalytic Reduction
t	tonne
T_{amb}	ambient temperature
TWC	Three-Way Catalyst
TÜV	Technische Überwachung
U/R/M	Urban, Rural, and Motorway
UNECE	United Nations Economic Commission for Europe
v	vehicle speed
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VELA	Vehicle Emissions LAboratory
WLTC	Worldwide harmonized Light-duty vehicles Test Cycle
WLTP	Worldwide harmonized Light-duty vehicles Test Procedure

Contact Information

	Mail	*Telephone number*
Dr. Theodoros Vlachos	theodoros.vlachos@jrc.ec.europa.eu	+39 0332 789264
Dr. Pierre Bonnel	pierre.bonnel@jrc.ec.europa.eu	+39 0332 785301
Dr. Martin Weiss	martin.weiss@jrc.ec.europa.eu	+39 0332 785965
Dr. Barouch Giechaskiel	barouch.giechaskiel@jrc.ec.europa.eu	+39 0332 785312
Dr. Francesco Riccobono	francesco.riccobono@jrc.ec.europa.eu	
Dr. Pablo Mendoza	pablo.mendoza-villafuerte@jrc.ec.europa.eu	+39 0332 786649
Dr. Adolfo Perujo	adolfo.perujo@jrc.ec.europa.eu	+39 0332 785175

European Commission, Joint Research Centre ,Institute for Energy and Transport - Sustainable Transport. Via E. Fermi 2749, TP 441, I- 21027 Ispra (VA), Italy.
Website: www.iet.jrc.ec.europa.eu

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abgasemissionsgesetzgebung

Simulation-Based Development Methodology for Future Emission Legislation

Kurzfassung

Um den zukünftigen Euro 6d-TEMP Grenzwerten für Partikelanzahl (PN) und Stickoxiden (NO_x) von DI-Ottomotoren in Verbindung mit Real Driving Emissions (RDE) gerecht zu werden, ist ein gesteigerter Entwicklungsaufwand nötig. Diese Veröffentlichung beschreibt einen Ansatz, mit dem Entwicklungsentscheidungen frühzeitig in Bezug auf Emissionsgrenzwerteinhaltung abgesichert werden können. In einem ersten Schritt wird eine Methodik zur Emissionssimulation vorgestellt. In einem zweiten Schritt werden Fahrer- und Streckenparameter wie beispielsweise Fahreraggressivität, Verkehrssituationen und Wetterrandbedingungen mittels Design of Experiments (DoE) variiert. Mit diesem Ansatz kann das herausforderndste Szenario für eine beliebige Fahrzeug-Antriebsstrang-Kombination hinsichtlich PN oder NO_x abgeleitet werden. Ein „RDE-Leitszenario“ wird genutzt, um Entscheidungen wie die Auswahl von Antriebsstrangkomponenten, Betriebsstrategien und Steuergerätefunktionen zu treffen. Anhand von aktuellen Antriebsstrangentwicklungen wird abschließend gezeigt, dass die Leitszenario-Parameterkombination zu PN-Emissionen führt, die um den Faktor 5 bis 10 über denen konventioneller Szenarien liegen können (z. B. NEDC, WLTC). Durch geeignete Maßnahmen an Einspritzsystem und Motorsteuerung ließen sich im hier dargestellten Beispiel die PN-Emission im herausforderndsten Szenario streckenspezifisch um 91 % reduzieren. Erwartete Emissionsgrenzwerte („Not-To-Exceed“ Limits) lassen sich damit unter allen Umständen einhalten.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$6 \cdot 10^{11}$ 1/km herabgesetzt (Euro 6d-TEMP).

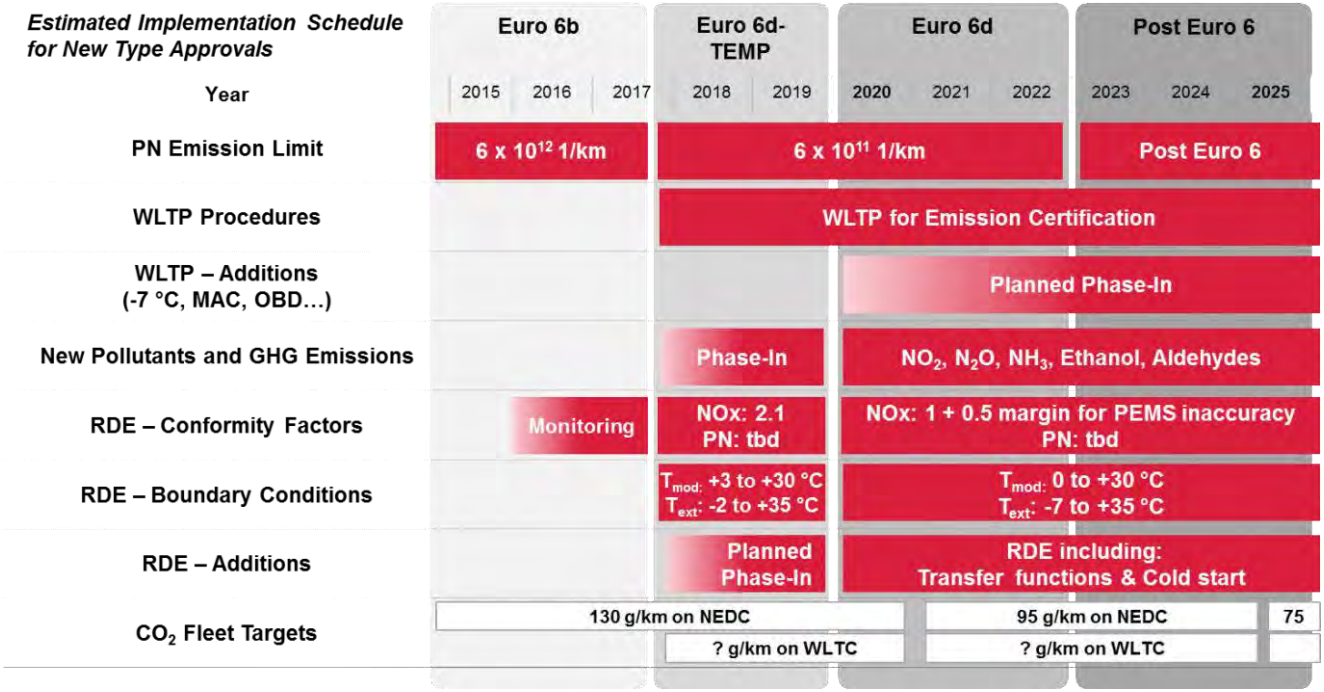


Abb. 1: Übersicht zur erwarteten Verschärfung der europäischen Emissionsgesetzgebung mit Fokus auf Personenkraftwagen

Neben der Angleichung lokaler Zertifizierungsverfahren durch Einführung von WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure) /1/ wird es eine Nachweispflicht zur Emissionsgrenzwerteinhaltung im realen Fahrbetrieb geben. Die Überprüfung dieser „Real Driving Emissions“ (RDE) geschieht auf der Straße in realen Fahrsituationen mit entsprechender Variabilität (Euro 6d-TEMP). Dies erfordert die Entwicklung von in allen

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

sprechverhaltes zukünftig noch möglich ist. Ähnliches gilt für die Gemischanreicherung zum Schutz von Bauteilen wie Auslassventilen, Abgaskrümmer, Turbolader und Katalysator vor Temperaturüberlastung.

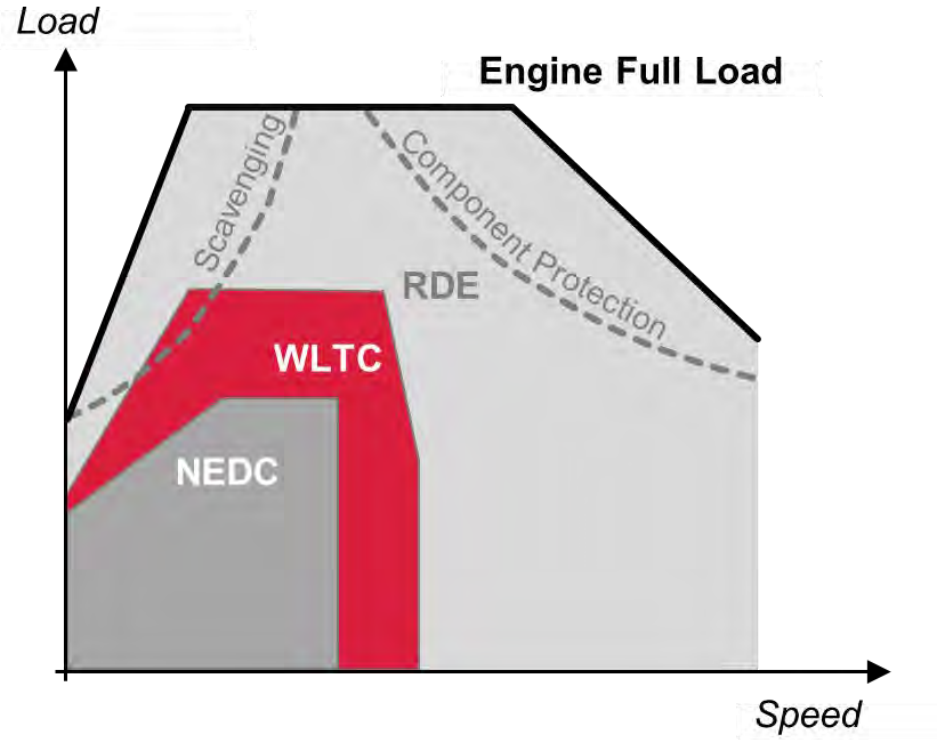


Abb. 2: Schematische Lage ottomotorischer Betriebsmodi wie Spülen und Bauteilschutz im Motorkennfeld relativ zu Fahrzuständen in NEDC und WLTC sowie unter RDE-Bedingungen

Dieser Einfluss ist entscheidend für die Abgasemissionen und den Kraftstoffverbrauch im realen Fahrbetrieb und muss bei der Motorkonzeption sowie bei der Definition und Appli-

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gaben schneller Produktzyklen eine frühe, simulationsbasierte Absicherung des realen Emissionsverhaltens für ein breites Derivatespektrum erlaubt. In den folgenden Abschnitten wird die Methodik dieses Emissionsentwicklungstools beschrieben und seine Anwendung anhand realer Entwicklungsbeispiele erklärt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Emissionsentwicklung eingesetzt werden.

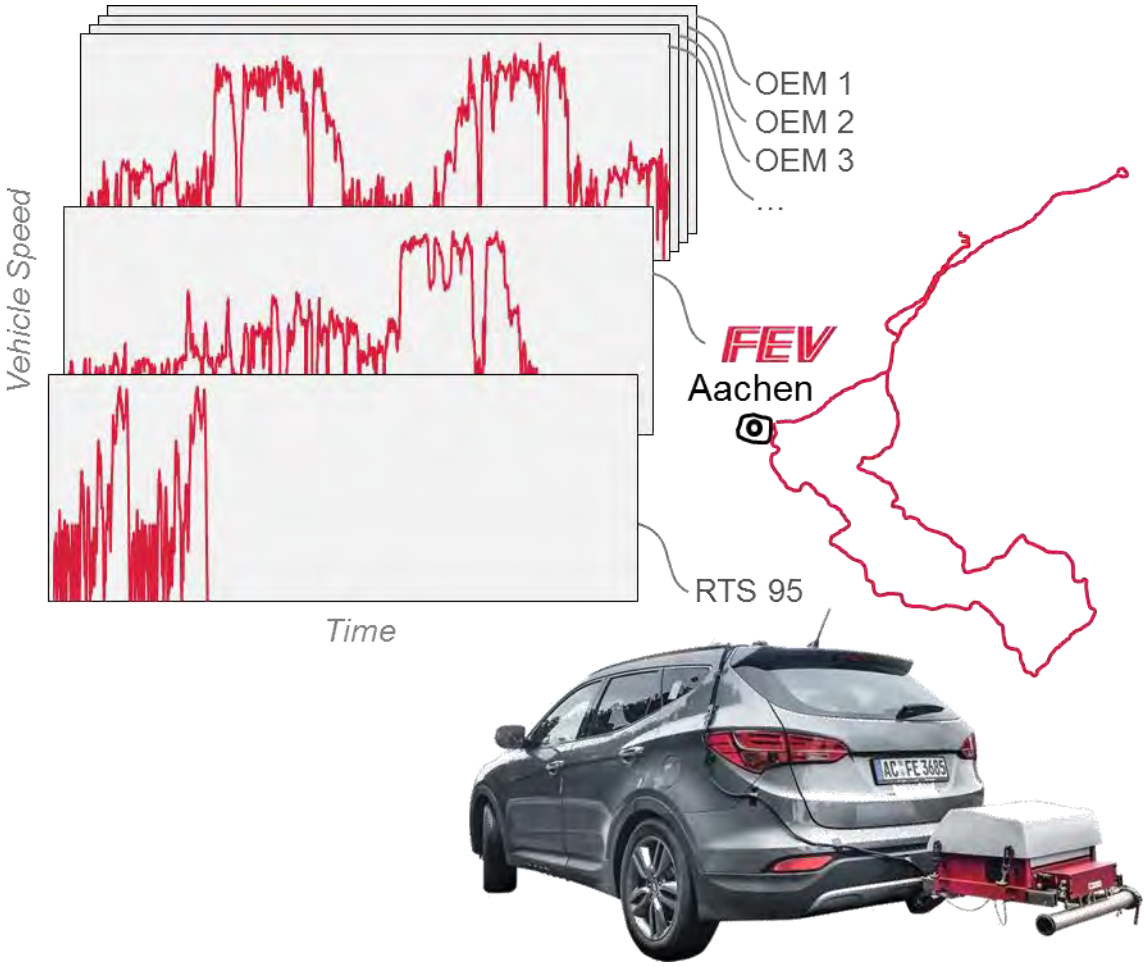


Abb. 3: Übersicht repräsentativer, aktuell in der Emissionsentwicklung eingesetzter RDE-Zyklen

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

femissionen, als auch um die Partikelanzahl (Particle Number, PN) erweitert. Abb. 4 zeigt die vier zentralen Segmente der FEV-RDE-Simulation. Diese sind:

1. Definition der Antriebsstranghardware inklusive XCU-Strategien
2. Emissionsmodellierung
3. Parametrische Beschreibung von Fahrerverhalten, Fahrstrecke und sonstiger Randbedingungen
4. Identifikation des Fahrzeug-Antriebsstrang-spezifischen RDE- Leitszenarios

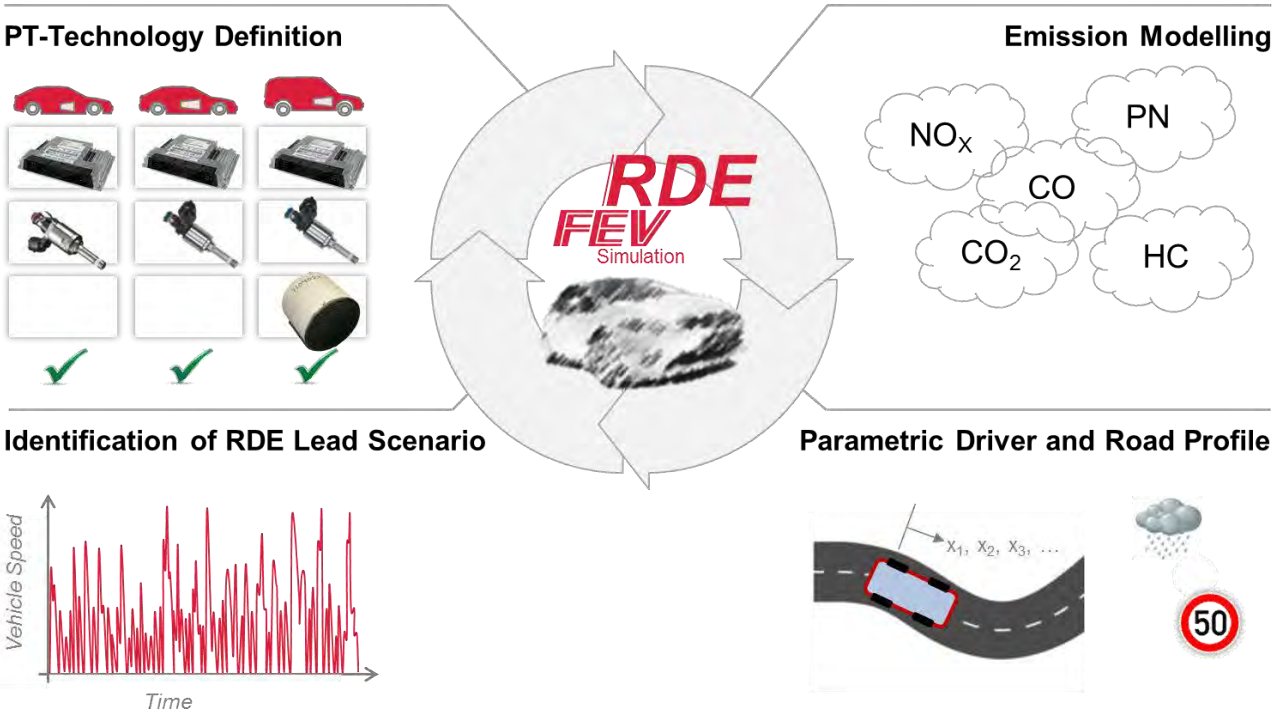


Abb. 4: Übersicht der vier zentralen Komponenten der FEV-RDE-Simulation

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Basisemissionskennfelder zugeordnet. Diese stammen in der Regel von ersten Messungen am stationären Motorprüfstand, können alternativ aber auch aus der Vorgängerversion des Antriebsstrangs oder aus Datenbanken abgeleitet werden.

2.2 Emissionsmodellierung

Das zweite Segment, die Emissionsmodellierung, basiert auf Schadstoffemissionskennfeldern. Dieser kennfeldbasierte Ansatz ist von der CO_2-Emissionsmodellierung bereits bekannt und dort heute Stand der Technik /3/, /4/, /5/. Zur Übertragung dieses Ansatzes auf die komplexere Schadstoffemissionsmodellierung wurden neue Rohemissionsmodelle und Abgasnachbehandlungsmodelle entwickelt und implementiert. Diese Modelle kombinieren physikalische und chemische Berechnungen mit statistisch validierten Korrelationen. Abb. 5 zeigt die Struktur der Emissionsmodellierung. Diese besteht im Wesentlichen aus drei Stufen:

- Schadstoffemissionskennfeldern („Base Maps Warm“)
- Rohemissionsmodellen
- Abgasnachbehandlungsmodellen

Die Schadstoffemissionskennfelder sind Kennfelder, welche die Schadstoffemissionen wie PN, HC, CO und NO_x als Funktion der Motorlast und Motordrehzahl für eine Grundvermessung zeigen. Sie stammen aus Kennfeldmessungen des in Entwicklung befindlichen Motors, Messungen relevanter Vorgängeraggregate oder können aus vorhandenen Entwicklungsdatenbanken abgeleitet werden. Die Rohemissionsmodelle übertragen die Schadstoffemissionskennfeldwerte, die nur für die beschränkten Randbedingungen der Grundvermessung Gültigkeit haben, in einen breiten Gültigkeitsbereich indem sie wesentliche Einflussparameter auf die Schadstoffemission abbilden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

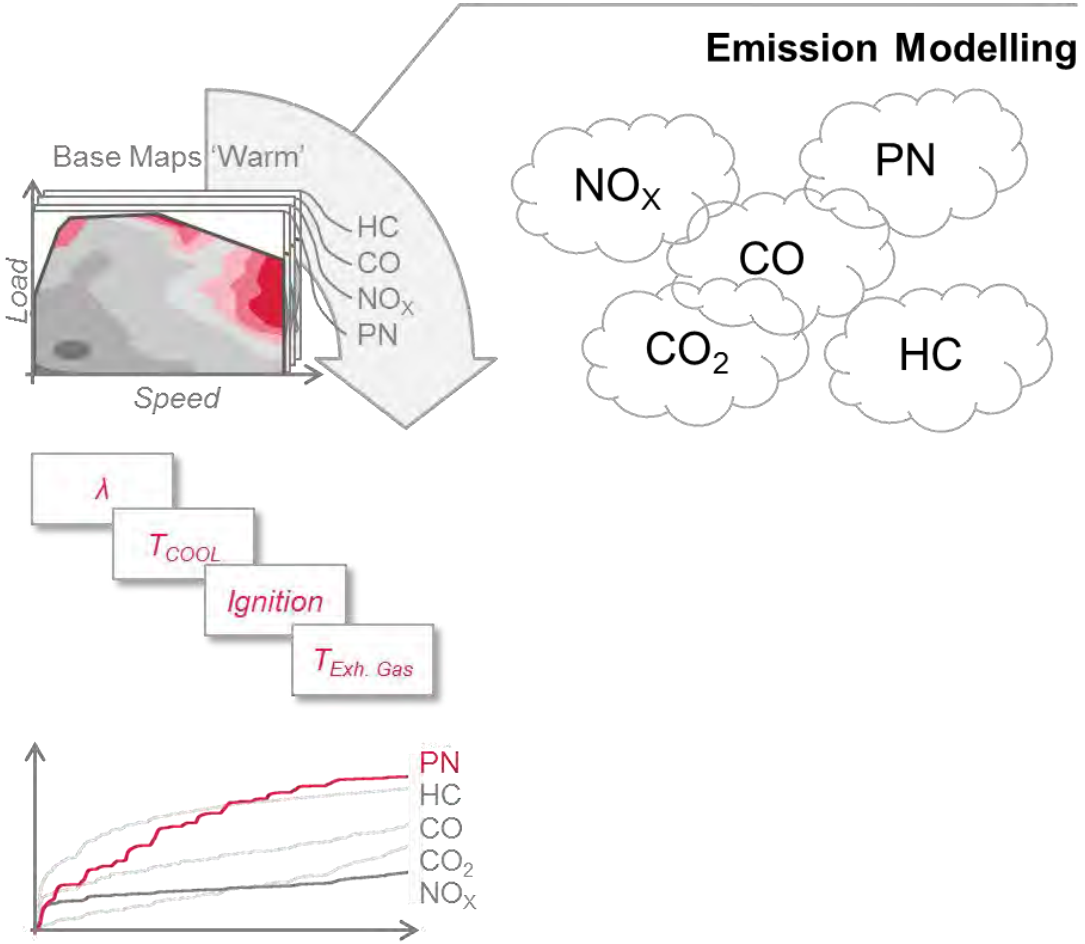


Abb. 5: Segment 2: Emissionsmodellierung: Schadstoffemissionskennfelder („Base Maps Warm“), Rohemissionsmodelle und Abgasnachbehandlungsmodelle

Weiterhin wurde ein Abgastemperaturmodell implementiert, dessen Berechnungsergebnisse neben den Rohemissionsinformationen als Eingangsgrößen für die Abgasnachbehandlungsmodelle dienen:

- Modell der Emissionsminderung im Dreiwegekatalysator
- Modell der Partikelfiltrierung im Otto-Partikel-Filter

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mit dem Ziel der Beherrschbarkeit dieser hohen Varianz im Sinne einer zeit- und kosteneffizienten Entwicklung hat FEV eine Abstraktion von real auftretenden Fahrzuständen realisiert. Ergebnis dieser Arbeit ist eine Rückführung auf eine übersichtliche Anzahl von Parametern. Abb. 6 zeigt die dominanten Einflüsse, die mittels parametrischer Beschreibung Realfahrsituationen abbilden.

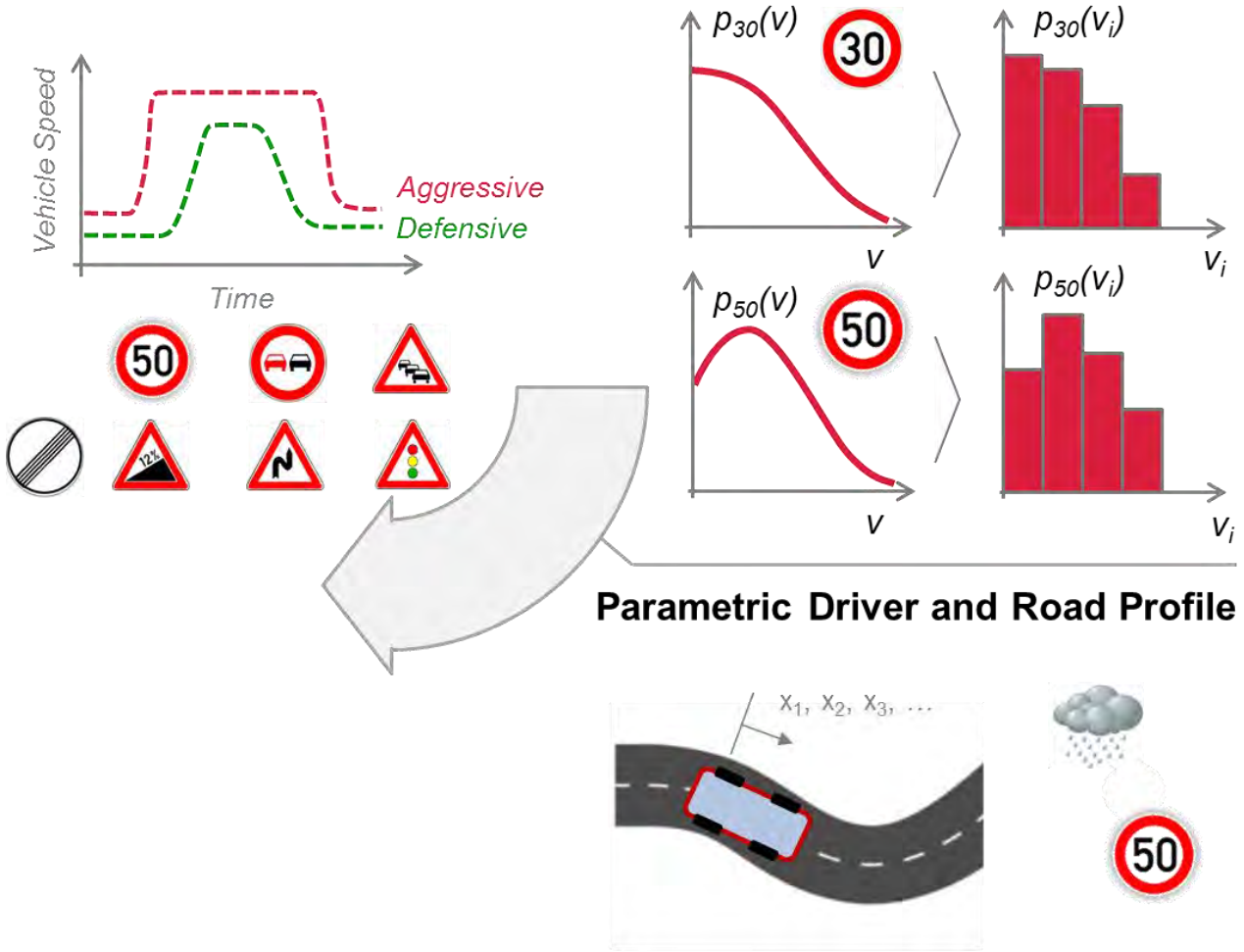


Abb. 6: Segment 3: Übersicht dominanter Einflüsse auf die parametrische Beschreibung realer Fahrsituationen

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Wind und Umgebungstemperatur
- Höhenprofile

Diese Parametrierung ist in Ihrem Abbildungsvermögen grundsätzlich unbeschränkt, kann optional auf eine Abbildung der RDE-Gesetzgebung beschränkt werden, aber auch völlig freie Fahrsituationen wiedergeben. Vorteil der Abstraktion von Fahrsituationen basierend auf Parametern ist zum einen die bereits beschriebene Einschränkung der Varianz (Reduktion des Aufwands) und zum anderen die Überführbarkeit parametrischer Beschreibungen in Design of Experiments-Methoden (DoE). Letzteres bildet die Grundlage für die Herleitung von RDE-Leitszenarien, welche im nächsten Unterkapitel beschrieben wird.

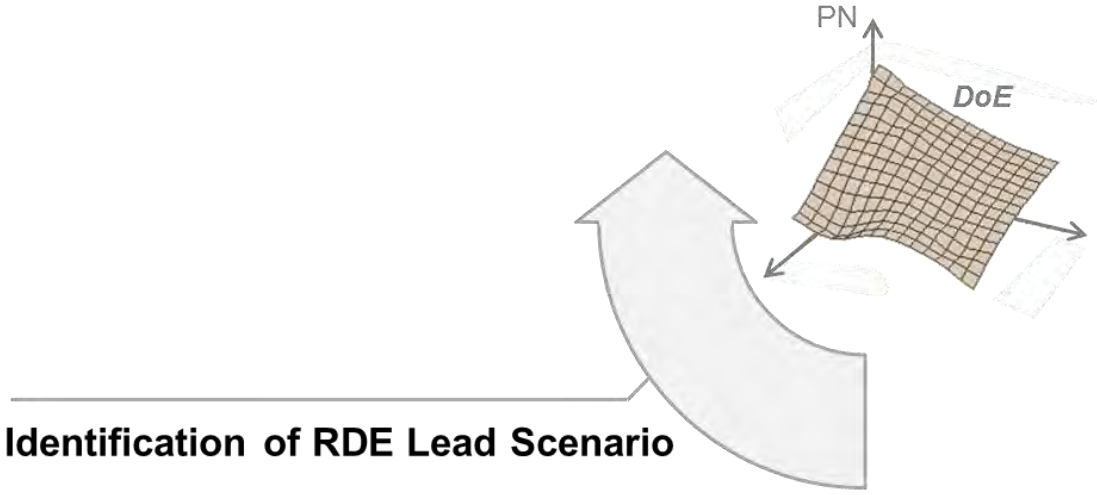
2.4 Herleitung eines RDE-Leitszenarios

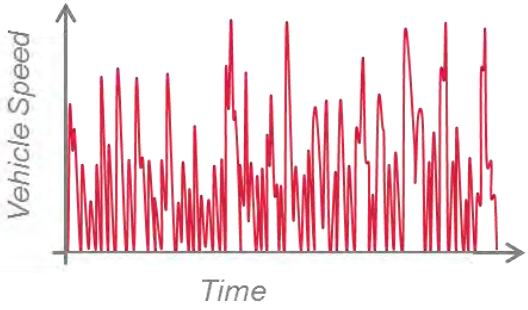
Bekannte RDE-Zyklen orientieren sich an realen Fahrsituationen. Sie bieten allerdings nicht die Sicherheit, für jede Fahrzeug-Antriebsstrang-Kombination den im realen Fahrbetrieb auftretenden „Maximal“-Emissionsfall abzubilden. Es zeigen sich in Fahrversuchen unter realen Bedingungen immer wieder Situationen, in denen ein Fahrzeug gegenüber einem solchen RDE-Zyklus höhere Emissionen verursacht /6/, /7/, /8/. FEV bietet eine methodische Lösung dieses Konflikts durch Herleitung eines RDE-Leitszenarios als Worst-Case Szenario für jede beliebige Fahrzeug-Antriebsstrang-Kombination.

Die parametrische Beschreibung realer Fahrsituationen ermöglicht in Segment 4 die Ableitung eines mehrdimensionalen Simulationsraums mittels DoE bestehend aus parametrischen Kombinationen aus Umweltrandbedingungen, Fahrstrecken und Fahrerverhalten (Größenordnung 1000 Szenarien), welche alle emissionsrelevanten Fahrsituationen abdecken, die im Realbetrieb auftreten können. Abb. 7 zeigt eine solche Herleitung eines RDE-Leitszenarios basierend auf Design of Experiments (DoE).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Modellierung der Emissionsergebnisse, z. B. Partikelanzahl oder Stickoxide (NO_x), in Abhängigkeit der Fahrsituationsparameter mittels erweiterter Gauß-Prozess-Modelle /9/, /10/
- Ermittlung des Fahrszenarioparametersatzes maximaler Emissionen (RDE-Leitszenario)
- Durchführung der Fahrzyklus-Emissionssimulation mit RDE-Leitszenario Parametersatz





$$f(x) = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i \cdot e^{-\frac{1}{2}\sum_{d=1}^{D}\frac{(x_d - x_{i,d}^*)^2}{\lambda_d^2}}$$

Abb. 7: Segment 4: Herleitung eines RDE-Leitszenarios, basierend auf DoE

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In Abb. 6 sind exemplarisch Simulations- und Versuchsergebnisse jeweils eines C- und D-Segment-Fahrzeugs mit verschiedenen ottomotorischen Antrieben in den Fahrzyklen NEDC und WLTC gegenübergestellt.

Die Gegenüberstellung der Simulations- und Messergebnisse zeigt eine gute Übereinstimmung. Das Simulationsmodell ist in der Lage, die PN-Emissionsgradienten abzubilden. So werden starke PN-Emissionsanstiege, zum Beispiel nach Start, während des Katalysatorheizens und auch in aggressiven Beschleunigungsphasen auftreten, qualitativ und quantitativ korrekt abgebildet. Ebenso gelingt es dem Emissionsmodell, Betriebszustände niedriger PN-Emissionen, die beispielsweise während Konstantfahrten auftreten, aufzuzeigen. Die Wichtigkeit der bereits angesprochenen Wiederholung der Fahrversuche wird durch die dargestellte, recht erhebliche Schwankungsbreite der PN-Messergebnisse unterstrichen. Das Simulationsmodell hat die Fähigkeit, den quantitativen Einfluss verschiedener Fahrzeug-Antriebsstrang-Kombinationen und auch verschiedener Fahrzyklen abzubilden. Nach der Validierung der Simulationsmethode sollen im folgenden Kapitel anhand einiger realer Entwicklungsbeispiele die Fähigkeiten und Vorzüge des präsentierten RDE-Prozesses aufgezeigt werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

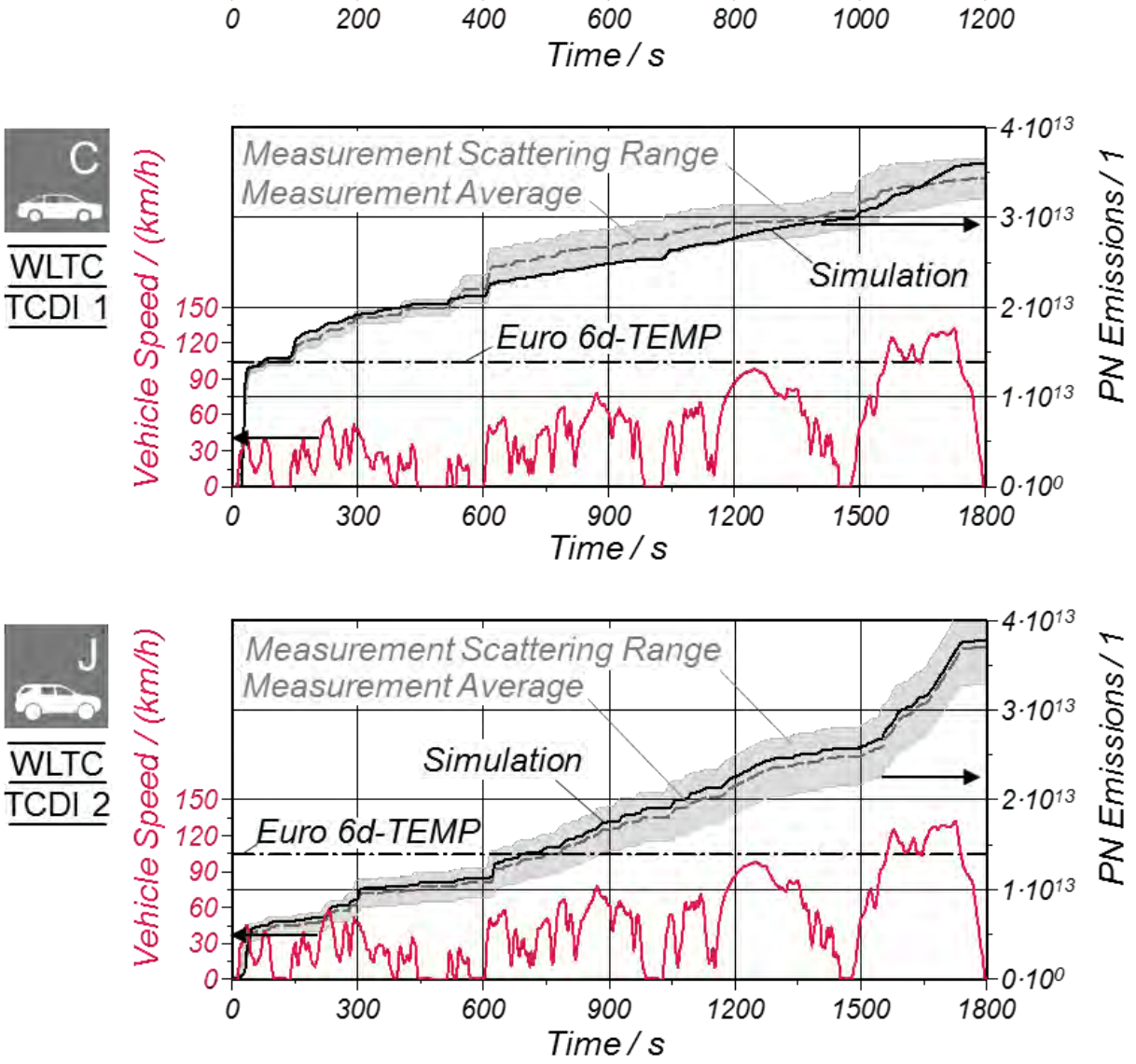


Abb. 8: Vergleich von Simulations- und Messergebnissen für repräsentative Fahrzeug-Antriebsstrang-Kombinationen in unterschiedlichen Fahrzyklen zur Validierung der Emissionssimulationsmethodik

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Übersicht der Fahrzeug- und Antriebsspezifikation

Motortyp	2,0 l TCDI Ottomotor
Nennleistung	180 kW
Getriebe	8-Gang Automatik
Schwungmassenklasse	1590 kg

Zur Ermittlung des RDE-Leitszenarios wurde anhand der PN-Emissionsergebnisse der Simulationen mittels „Optimierung“ der erweiterten Gauß-Prozess-Modelle auf maximale PN-Emissionen der Parametersatz abgeleitet, der die höchsten zu erwartenden PN-Emissionen verursacht. Dieser Parametersatz definiert ein Worst-Case Szenario. Er ist in Abb. 9 dargestellt und zeichnet sich im Wesentlichen aus durch:

- hohe maximale Geschwindigkeit,
- aggressive Geschwindigkeitsgradienten,
- häufige Haltevorgänge und
- niedrige Umgebungstemperaturen.

Das streckenspezifische Partikelemissionsergebnis in diesem RDE-Leitszenario liegt bei $1{,}5 \cdot 10^{13}$ 1/km und ist damit um den Faktor 11 höher als die PN-Emission des RDE-Szenarios minimaler PN-Emission.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

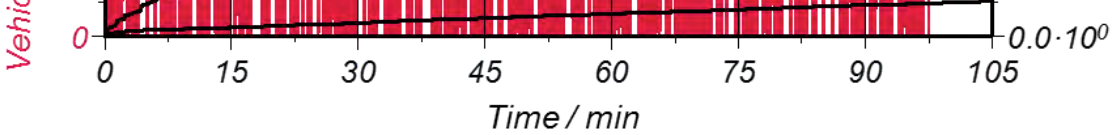


Abb. 9: Kumulierte PN-Emissionen des RDE Leitszenarios im Vergleich zu einem Szenario mit niedrigen PN-Emissionen für eine Fahrzeug-Antriebsstrangkonfiguration

Abb. 10 zeigt die PN-Emissionsergebnisse der in Tabelle 1 beschriebenen Fahrzeug-Antriebsstrang-Kombination in den Zyklen: NEDC, WLTC, alle RDE-Szenarien (DoE) und RDE-Leitszenario. Auf der Abszisse sind die jeweiligen CO_2-Emissionen aufgetragen. Die PN-Emissionen des NEDC und WLTC liegen am unteren Ende der Varianz in den RDE-Zyklen. In diesem Beispiel fällt auf, dass der NEDC gegenüber dem WLTC zu höheren PN-Emissionen führt. Dies ist primär auf die Einspritzstrategie im Motorstart und der anschließenden Beschleunigung zurückzuführen. Eine höhere Anzahl von Starts im NEDC sowie die kürzere gefahrene Strecke wirken sich dabei negativ aus. Diese Beobachtung spielt auch bei der Optimierung des Antriebs unter RDE-Gesichtspunkten eine Rolle und wird später wieder aufgegriffen. Das Worst-Case Szenario liefert per Definition die höchsten PN-Emissionen. Es kann für die Ableitung und Bewertung von Maßnahmen zur PN-Emissionsreduktion verwendet werden (z. B.: Anpassung der Steuergerätapplikation, Wechsel von Motorkomponenten oder Einsatz von Abgasnachbehandlungstechnologien).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

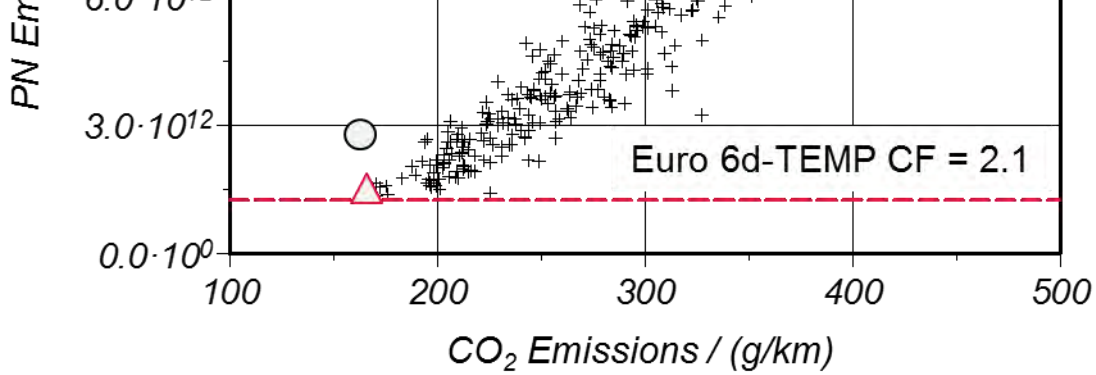


Abb. 10: PN- und CO_2-Emissionsergebnisse eines C-Segment Fahrzeugs in den betrachteten RDE-Szenarien (DoE) sowie den Fahrzyklen NEDC und WLTC

Eine detaillierte Korrelation zwischen Fahrer-, Zyklus- und Umgebungseigenschaften (DoE Parametern) und der PN-Emission zeigt Abb. 11. Ausgewählt wurden hier vier Parameter, welche die PN-Emission in RDE-Fahrzuständen wesentlich beeinflussen:

- Fahrereinfluss (Aggressivität Beschleunigungs- und Bremsverhalten)
- Umgebungstemperatur
- Höchstgeschwindigkeit
- Durchschnittliche Distanz zwischen zwei Haltepunkten

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

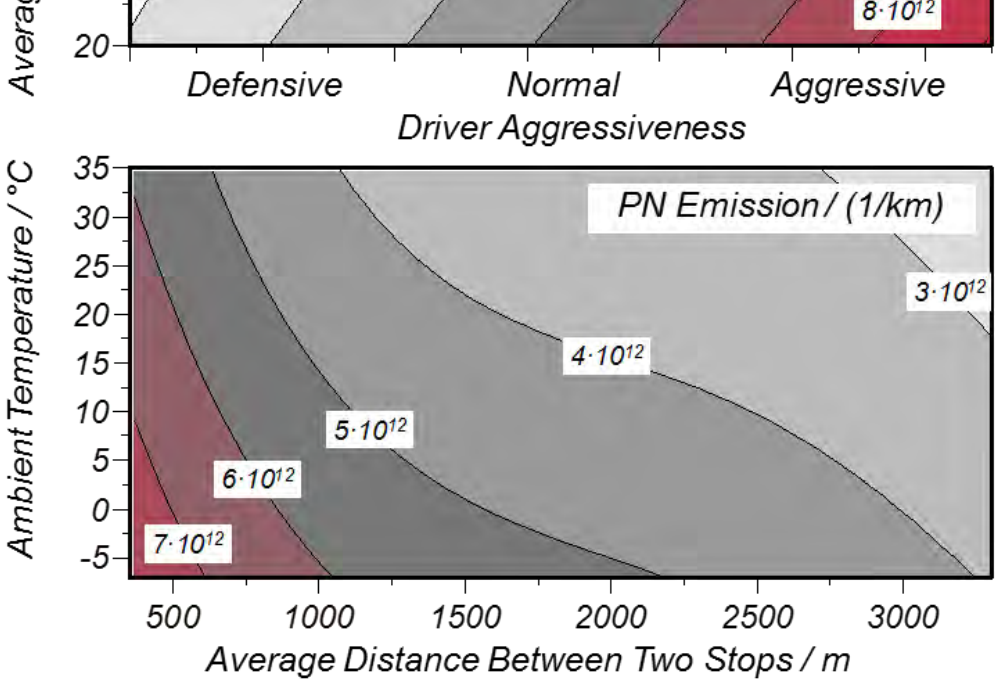


Abb. 11: Korrelation zwischen ausgewählten Szenarioeigenschaften (DoE-Parametern) und PN-Emission: Durchschnittsgeschwindigkeit, Fahreraggressivität, Umgebungstemperatur und durchschnittliche Distanz zwischen zwei Haltepunkten

Bereits diese vier, aus insgesamt mehr als 10 ausgewählten Parametern beeinflussen die PN-Emission in einem RDE-Szenario erheblich. In ungünstigen Kombinationen führen sie so zu einer gegenüber bekannten Zyklen (NEDC, WLTC, usw.) um Faktoren überhöhten PN-Emission. Die Spiegelung von ECU-Datenstandanpassungen, Komponentenauswahl und Entscheidungen bzgl. Abgasnachbehandlungstechnologien mittels des „Maximal"-Emissionsfalls bietet demnach die Kombination aus Sicherheit bereits in einer frühen Entwicklungsphase und starker Eingrenzung des Variationsraums. Abb. 12 quantifiziert den Einfluss einer Änderung der Einspritzstrategie. In diesem bereits angesprochenen Fall

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

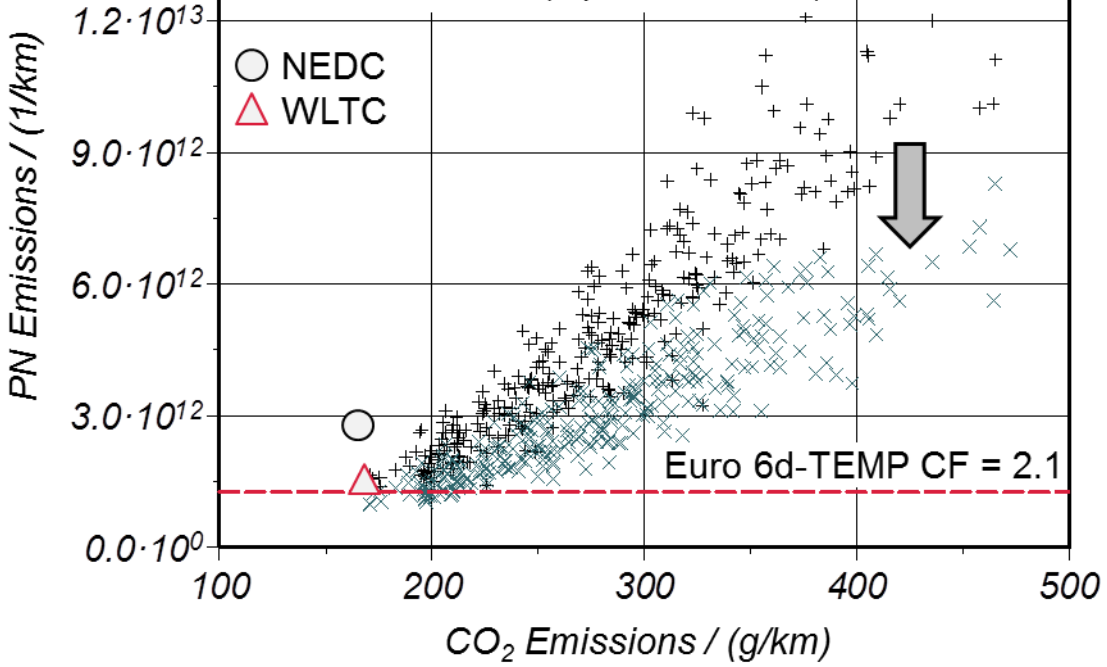


Abb. 12: Quantifizierung des Einflusses einer optimierten Einspritzstrategie auf die PN-Emission

Durch eine neue Aufteilung der Einspritzmengen und Optimierung der einzelnen Einspritzzeiten konnten das Gemisch deutlich homogener aufbereitet und die PN-Emission deutlich reduziert werden. Anhand der Emissionsergebnisse ist allerdings auch ersichtlich, dass diese applikative Maßnahme (neuer ECU-Datenstand) alleine zur Erreichung des Not-To-Exceed Grenzwertes (Annahme: Euro 6d-TEMP mit CF = 2,1) nicht ausreichend ist. In diesem Beispiel daher wurde als weitere Maßnahme eine Änderung des Einspritzsystems untersucht, siehe Abb. 13.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

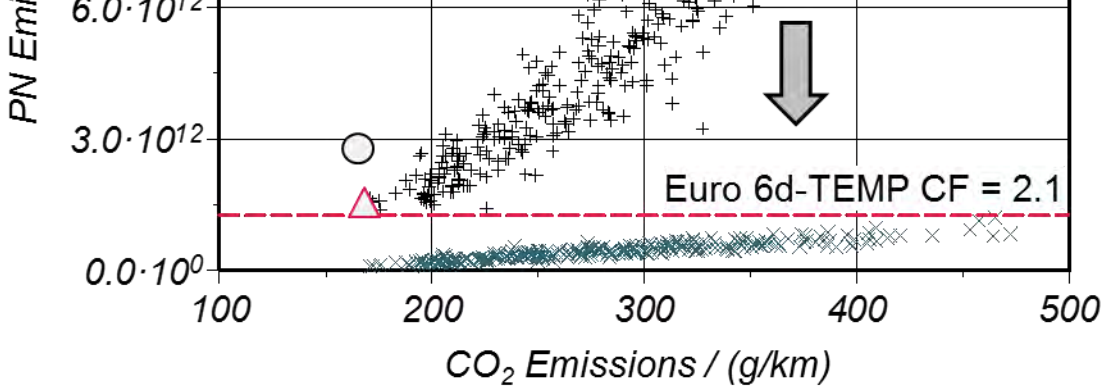


Abb. 13: Einfluss eines neuen Einspritzsystems mit optimierter Einspritzstrategie auf die PN-Emission

Durch die Kombination aus optimierter Einspritzstrategie mit verbessertem Einspritzsystem wurde die Gemischaufbereitung verbessert und der Bauteilauftrag von Kraftstoff stark reduziert. Der Euro 6d-TEMP Partikelgrenzwert wird ohne Einsatz eines Partikelfilters unterschritten. Dies ist durch Heranziehen der Parameterkombination mit maximaler PN-Emission abgesichert. Da die PN-Emission im ermittelten „RDE-Leitszenario“ jedoch im Bereich des Grenzwertes liegt, ist dennoch ein Entwicklungsvorhalt für einen GPF zu empfehlen. In einem weiteren Fahrzeugderivat (Einsatz des Motors in einem Fahrzeug aus einem höheren Segment, Derivat „J“) gelang diese PN-Emissionsreduktion ebenfalls. Hier lag der maximale PN-Emissionswert allerdings über dem Euro 6d-TEMP Grenzwert, sodass sich für den Vorhalt eines Otto-Partikel-Filters entschieden wurde.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

narien. Die Einhaltung der Emissionsgrenzwerte in diesen Zyklen stellt sicher, dass die Emissionsgrenzwerte auch in allen möglichen Fahrsituationen, bei realem Fahrerverhalten und variierenden Umgebungsrandbedingungen abgesichert sind. In dem vorgestellten Entwicklungsbeispiel wird aufgezeigt, wie in einem frühen Motorentwicklungsstadium bereits derivatespezifische Entscheidungen bzgl. emissionsrelevanter Technologien getroffen werden konnten. So ließ sich identifizieren, dass

- Derivat C nach Anpassung der Einspritzstrategie und des Einspritzsystems auch unter herausfordernden RDE-Bedingungen den PN-Emissionsgrenzwert einhält, jedoch nur sehr knapp unter dem Grenzwert bleibt
- Derivat J nach Anpassung des Einspritzsystems unter RDE-Bedingungen den PN-Emissionsgrenzwert nicht sicher einhält und ein Otto-Partikel-Filter vorgehalten werden muss.

Die hier beschriebene Methodik stellt vor dem Hintergrund der zukünftig weiter verschärften Emissions- und CO_2-Gesetzgebung bei gleichzeitig verkürzten Entwicklungszeiten sowie hoher Derivatvarianz einen wichtigen Baustein für eine zielgerichtete, effiziente Entwicklung dar. Sie gibt dem Ingenieur bereits zu einem frühen Entwicklungszeitpunkt ein gut handhabbares, effizientes Verfahren an die Hand, welches eine Optimierung des Technologiepaketes ermöglicht und die Einhaltung der Abgas- und CO_2-Emissionen sicherstellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

GPF	Gasoline Particulate Filter (auch Otto-Partikel-Filter, OPF)
NEDC	New European Drive Cycle
NTE	Not-To-Exceed
OEM	Original Equipment Manufacturer
RDE	Real Driving Emissions
RTS 95	Random Test Sequence 95 %
PKW	Personenkraftwagen
PN	Particulate Number
WLTC	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure

D	Anzahl der Eingangsgrößen
n	Anzahl der Messwerte
$x_{i,d}$	Messwert i für Eingangsgröße d

α_i	Wahrscheinlichkeitsverteilung

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

/3/ Balazs, A.: „Optimierte Auslegung von ottomotorischen Hybridantrieben unter realen Fahrbedingungen“, Dissertation RWTH Aachen, 2015

/4/ Bargende, M., Winke, F., Schmid, A.: „Untersuchung der Dynamikanforderungen an Längsdynamiksimulationen von hybridisierten Antriebssträngen am Beispiel von Hybrid-Stadtfahrzeugen“, Abschlussbericht über das FVV-Vorhaben Nr. 1055, 2011

/5/ Seibel, J.: „Optimierte Auslegung von Ottomotoren in Hybrid-Antriebssträngen“, Dissertation RWTH Aachen, 2008

/6/ Holderbaum, B., Kind, M., Menne, C., Wittka, T., Vagnoni, G., Bosteels, D., Favre, C., May, J.: „Potenziale von Euro 6-PKW mit SCR zur Erfüllung von RDE-Anforderungen“, 36. Internationales Wiener Motorensymposium 2015

/7/ Weiss, M., Bonnel, P., Hummel, R., Manfredi, U., Colombo, R., Lanappe, G., Le Lijour, P., Sculati, M.: „Analyzing on-road emissions of light-duty vehicles with Portable Emission Measurement Systems (PEMS)“, JRC Scientific and Technical Reports, 2011

/8/ May, J., Bosteels, D., Favre, C.: „An Assessment of Emissions from Light-Duty Vehicles using PEMS and Chassis Dynamometer Testing“, SAE Int. J. Engines 7(3):2014, doi:10.4271/2014-01-1581, 2014

/9/ FEV GmbH: „TOPEXPERT SUITE – Advanced Toolset for Model-Based Calibration“, 2015

/10/ Rasmussen, C., Williams, C.: „Gaussian Processes for Machine Learning“, the MIT Press, 2006

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Katalysatorsysteme und fortschrittliche Katalysatoren sowohl bei modernen Otto-, als auch bei Dieselmotoren erfüllt. Durch die Entwicklung von turbulenten wirkenden Katalysatorstrukturen konnten die Katalysatoranlagen gleichzeitig kleiner und kompakter gestaltet werden.
Die Einführung der RDE-(Real Driving Emissions) PKW-Gesetzgebung bzw. der verschärften In- Use- Compliance- Regulierung für NFZ, wird zukünftig die Funktionalität der Abgasnachbehandlung praktisch über den gesamten Kennfeldbereich fordern. Daraus resultierend müssen Katalysatoren sowohl für den Nieder- als auch für Hochlastbetrieb derart ausgelegt werden, dass höchste Umsatzraten ohne große Erhöhung des Druckverlusts erzielt werden können. In den USA bzw. Kalifornien werden zusätzliche Anforderungen formuliert wie beispielsweise die weitere Absenkung der NOx- Grenzwerte um 90% innerhalb der SULEV-Gesetzgebung oder die in Diskussion befindlichen NFZ-Grenzwerte für Kalifornien ab 2020.

Insbesondere bei Ottomotoren entsteht bei der Umsetzung dieser Forderungen die Notwendigkeit, Einzelzylinder-Lambda-Effekte zu vermeiden bzw. Strömungszonen unterschiedlicher Abgaskonzentrationen wieder miteinander zu vermischen, um insbesondere eine hohe NOx- Konvertierungsrate zu gewährleisten. Lösungen wie z.B. zusätzlich zu den motornahen Katalysatoren installierte Unterbodenkatalysatoren als NOx-Nachreinigungsstufe nach einer Rohrmischstrecke erhöhen sowohl die Komplexität, Abgasgegendruck als auch die Kosten.
Die vorliegende Veröffentlichung präsentiert erstmalig innovative metallische Katalysatorträgerkonzepte in ringförmiger Bauweise, die den oben genannten Anforderungen Rechnung tragen. Neben dem Aufbau und dem Design der Katsysteme werden umfangreiche Berechnungs- und Versuchsergebnisse der Nachbehandlungskonzepte vorgestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gekoppelten und somit stark schwankenden Stromproduktion. Zumindest zurzeit erscheint eine Speicherung der produzierten Überschüsse ortsabhängig noch schwierig. Spitzenleistungen können teilweise nicht abgenommen werden und Speicherkraftwerke sind in vielen Fällen ebenfalls nicht verfügbar. Eine viel diskutierte Variante ist die Herstellung von Wasserstoff als Energieträger, mit dessen Hilfe in Brennstoffzellen Strom erzeugt werden kann.

Vergleicht man die Energiedichten von Wasserstoff (Lagerung bei 700 bar) und heute gängigen flüssigen Kraftstoffen (Abbildung 1), dann wird eines der Probleme deutlich: Selbst bei Lagerung in mit hohem Aufwand hergestellten Tanksystemen ist die Energiedichte von Wasserstoff in keiner Weise vergleichbar zu jener von herkömmlichen Kraftstoff in einem Benzintank.

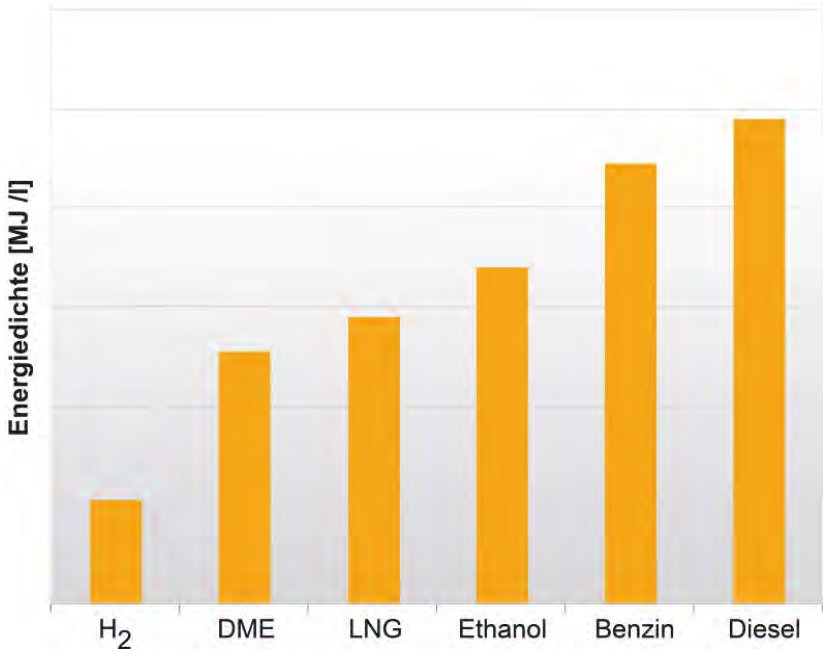


Abbildung 1: Energiedichte verschiedener Energieträger

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Verbrennungsprozess also CO_2 neutral. Damit wäre eines der Argumente gegen den Verbrennungsmotor, der CO_2-Ausstoß, widerlegt.

Die weitere Aufgabe besteht darin, den Verbrennungsmotor und dessen Abgasnachbehandlung so effektiv zu gestalten, dass die Zusammensetzung des Abgases keine höheren Schadstoffkonzentrationen enthält als die Umgebungsluft, die für die Verbrennung angesaugt wird.

Die weltweit immer schärfer werdenden Emissionsgesetzgebungen, und hierbei insbesondere die aktuell diskutierten bzw. zum Teil schon beschlossenen Real Driving Emissions stellen nun einerseits zwar eine große Herausforderung für die Automobilindustrie dar, bewirken aber andererseits möglicherweise, dass das Automobil mit Verbrennungsmotor nicht mehr als „Umweltverschmutzer“ angesehen wird. Die aktuellen SULEV-20 bzw. SULEV-30-Grenzwerte in Kalifornien als Teil der dortigen LEV-III-Gesetzgebung fordern noch einmal eine Verringerung der NMOG + NOx-Emissionen auf 20 bzw. 30mg.

Parallel dazu wird in Europa die RDE-Gesetzgebung implementiert, die zukünftig Emissionen nicht nur im Testzyklus, sondern im realen Fahrbetrieb überprüft. Damit werden zum einen sowohl für Motorenentwickler als auch für die Katalysator- und Filtertechnik neue technische Herausforderungen generiert, zum anderen wird das Automobil einem positiven Umweltimage einen Schritt näher gebracht.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gesamten Katalysatorvolumen das korrekte Kraftstoff-Luft-Gemisch vorliegt.

Um dieses Ziel zu erreichen, ist es notwendig, dass das Abgas jedes einzelnen Zylinders tatsächlich den gesamten Katquerschnitt mit einer hohen Gleichförmigkeit beaufschlagt, anstatt nur einzelner Bereiche, was dann zu Lambdaabweichungen im Katalysator durch unterschiedliche Einzelzylinderlambdas führen kann.

Die Verwendung von Turbomotoren verbessert die Situation hier bereits deutlich, da der Lader quasi als großer Mischer wirkt. Da aber die meisten Ottomotor-Turbolader Wastegate-Lader sind, also einen schaltbaren Bypass haben, ist eine gute Vermischung des Abgases gerade bei motornahen Kats stark abhängig vom Lastpunkt bzw. vom Öffnungswinkel des Wastegate.

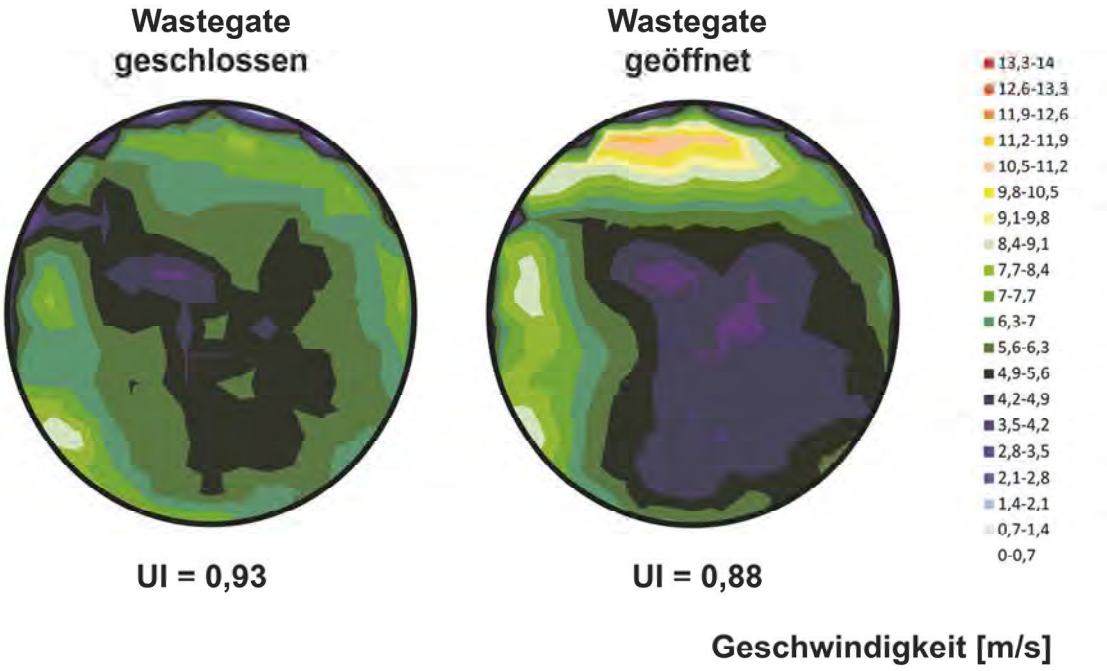


Abbildung 2: Strömungsverteilung eines motornahen Katalysators mit geschlossenem und geöffnetem Wastegate

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 3 zeigt eine Messung mittels vier über den Katalysatorquerschnitt verteilten Lambdasonden mit einem Standardkatalysator und einem Katalysator mit PE-Struktur. Man erkennt beim Standardsubstrat eine hohe Lambda-Abweichung an den unterschiedlichen radialen Katpositionen von bis zu 0,4 V, während beim Einsatz eines PE-Substrats die Lambdawerte an allen vier Meßstellen nahezu identisch sind (Schwankung < 0,1 V), bedingt durch die radiale Vermischung im PE-Substrat.
Trotz der Existenz dieser Katalysator-Technologie und besonders bei Applikationen, die ohne solche Lösungskonzepte auskommen, ist es bei modernen motornahen Katalysatoren aufgrund von Bauraumbegrenzungen häufig schwierig, eine perfekte Verteilung der Einzelzylinderströmungen zu erreichen.

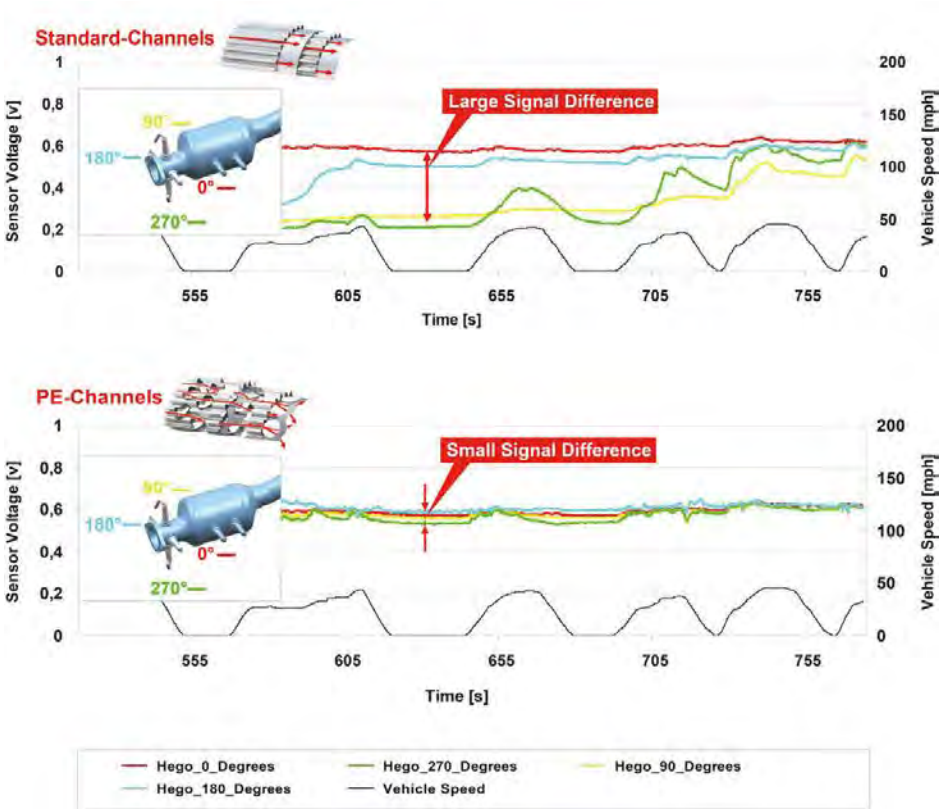


Abbildung 3: Messung der Lambdaverteilung hinter Katalysator eines Standard- und eines PE-Katalysators [2]

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 4: Schematische Darstellung einer Abgasanlage mit motornahem und Unterbodenkatalysator

Wenn in diesem Zusammenhang von einer notwendigen Steigerung der Umsatzrate die Rede ist, sollte man die Tatsache nicht aus den Augen verlieren, dass ein serienmäßiger motornaher Katalysator bereits 98-99% aller Schadstoffe umwandelt. Für den zusätzlichen Unterbodenkatalysator verbleibt somit „nur noch“ die Restarbeit, das an dieser Kat-Position bereits gut vermischte Abgas final zu reinigen. Der dabei zusätzlich erforderliche absolute Wirkungsgrad beträgt also nur 1-2 %, die Verringerung der Restemissionen und damit der Tailpipe-Emissionen ist natürlich deutlich höher.

Da die absolute Konvertierungsleistung so niedrig ist, bestimmt primär der Stofftransport an die Kanalwand [4,5] die katalytische Effektivität, also die Diffusion der Schadstoffe an die katalytisch aktiven Flächen des Katalysators. Das bedeutet, dass das geforderte Katalysatorvolumen eigentlich „nur“ dazu notwendig ist, um die benötigte Kanallänge für den Diffusionsprozess zur Verfügung zu stellen. Ähnlich dem oben beschriebenen PE-Designs werden weitere metallische Katalysatorstrukturen angeboten, deren Eigenschaft es ist, insbesondere den Stofftransport bzw. die Diffusion der Schadstoffe an die Kanalwand zu intensivieren. Die sogenannte LS-Struktur „verlagert“ einen Teil der Kanalwand in die Kernströmung des Kanals und verkürzt damit die Diffusionswege deutlich.

Zur Ermittlung eines optimalen Kosten-Nutzen-Verhältnisses der Katalysatoren wurde ein Versuchsprogramm an einem 1,6 Liter-Mittelklassefahrzeug mit 110 kW durchgeführt. Zusätzlich zu dem motornahen Serienkat wurden dabei in der Unterbodenposition Träger eingebaut. Tabelle 1 beschreibt diese Testkatalysatoren.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

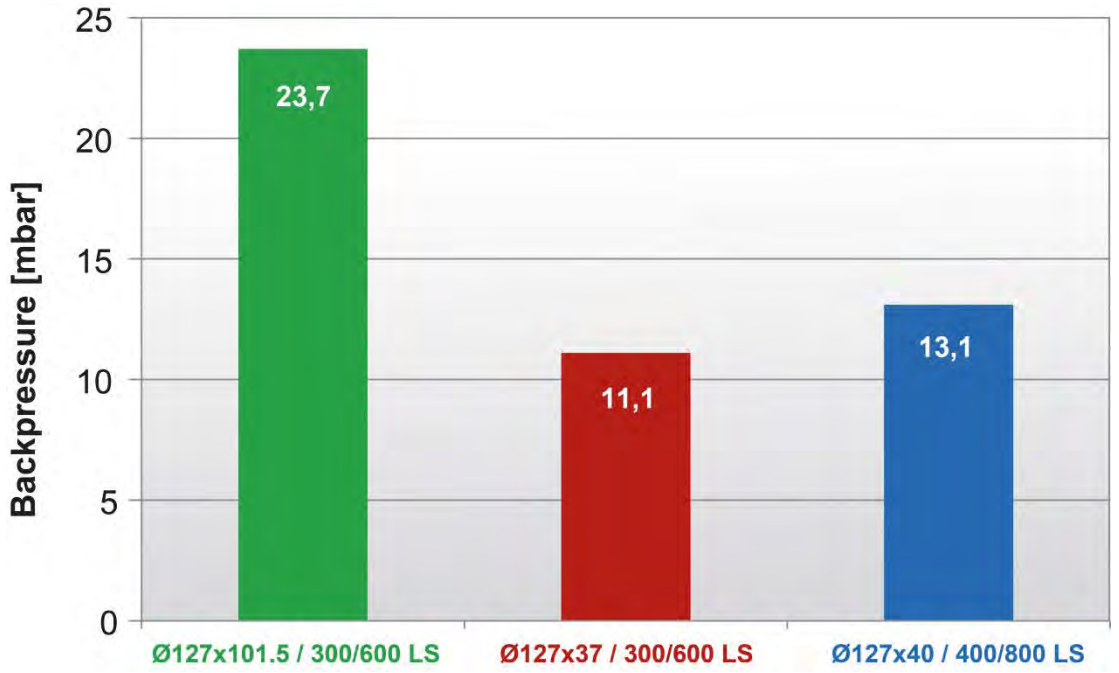


Abbildung 5: Druckverluste der getesteten Zusatzkatalysatoren

Zunächst wurden die Druckverluste der Katalysatoren gemessen (Abbildung 5). Die dargestellten Druckverluste sind zusätzlich zum verbauten Serienkatalysatorsystem zu verstehen. Ziel war ein möglichst niedriger Druckverlust, um negative Einflüsse auf Motorleistung und Verbrauch zu vermeiden. Erwartungsgemäß zeigen die kurzen Katalysatorscheiben einen um etwa 50% niedrigeren Druckverlust als der Zusatzkatalysator in Standardgröße.

Alle Katalysatoren waren mit identischer Beschichtung und einer spezifischen Edelmetallbeladung von 4g/ft³ mit Pt/Pd/Rh = 0:2:2 versehen. Die Tests wurden sowohl im FTP als auch im US06-Highway-Test durchgeführt. Abbildung 6 zeigt die ermittelten NOx-Emissionen der Testkatalysatoren im US 06-Test.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

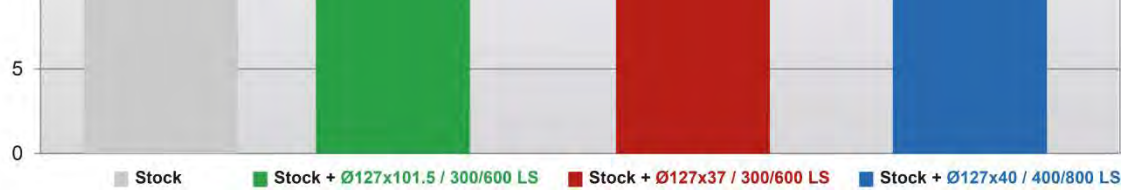


Abbildung 6: NOx- Emissionen im US06-Test mit dem Seriensystem und mit Zusatz-Unterbodenkatalysator

Die Messungen wurden ohne jede zusätzliche Änderung am Motormanagement oder der Gemischregelung gefahren. Das beste Ergebnis wurde mit Verwendung einer 40mm kurzen Katalysatorscheibe in der 400cpsi LS-Struktur erzielt. Im Vergleich zum „Standard“ Zusatzkat konnte dabei das Volumen, die absolute Edelmetallbeladung und damit die Kosten um 60% verringert werden. Gleichzeitig wurden die Tailpipe-NOx-Emissionen um ca. 45 % reduziert. Die Tests im FTP-Zyklus zeigen ein gleichartiges Verhalten.

Damit konnte klar demonstriert werden, dass kurze Katalysatorscheiben mit turbulent wirkender Struktur bzgl. Effektivität, Druckverlust und Kosten die optimale Lösung für einen „Clean-up“-Katalysator darstellen.

4. Der Ringkatalysator, ein neues Konzept für motornahe 3-Wege-Katalysatoren

Die gezeigte Katalysatorscheibe stellt zwar eine sehr gute Lösung dar, insbesondere wenn bestehende Fahrzeuge und Abgaskonzepte verbessert werden sollen. Mittelfristiges Ziel sollte es trotzdem sein, auf den Zusatzkatalysator zu verzichten und eine motornahe Lösung zu finden.

Eine mögliche Lösung hierzu stellt der sogenannte Ringkatalysator dar. Bereits heute ist dieses Trägerkonzept bei SCR-Non-Road-Anwendungen in die Serie eingeführt. Hierbei (Abbildung 7) strömt das Abgas zunächst durch die Katstruktur im äußeren Ring und wird am Katalysatorende nach Passieren eines Drallerzeugers umgelenkt und in das zentrale Rohr geleitet. In die Umlenkkammer ist eine SCR-Einspritzdüse eingebaut, die in das zentrale Rohr eindüst. Da das heiße Gas am Eintritt des Katalysators das dort

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 7: Ringkatalysator-DOC mit mittiger SCR-Eindüsung [6, 7]

Für die motornahe Anwendung in Ottomotoren wurde dieses Konzept wie folgt abgewandelt: Aus dem Turboladeraustritt strömt das Abgas durch das zentrale Rohr, wird in der Umlenkkammer intensiv vermischt und durchströmt auf dem Rückweg die Katstruktur. Abbildung 8 zeigt das prinzipielle Konzept.

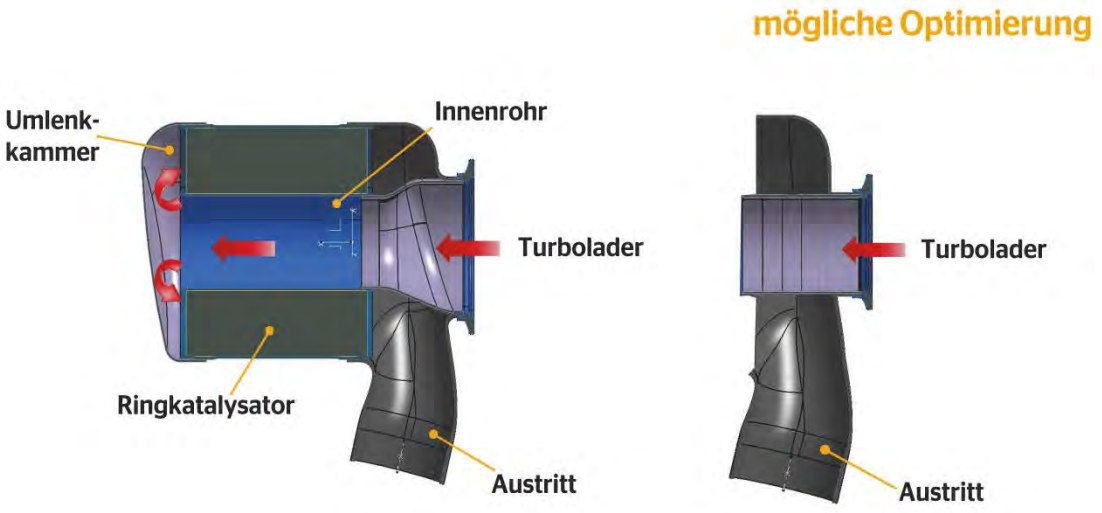


Abbildung 8: Konzept des motornahen Ringkatalysators für ottomotorische Anwendungen und mögliche Optimierung

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

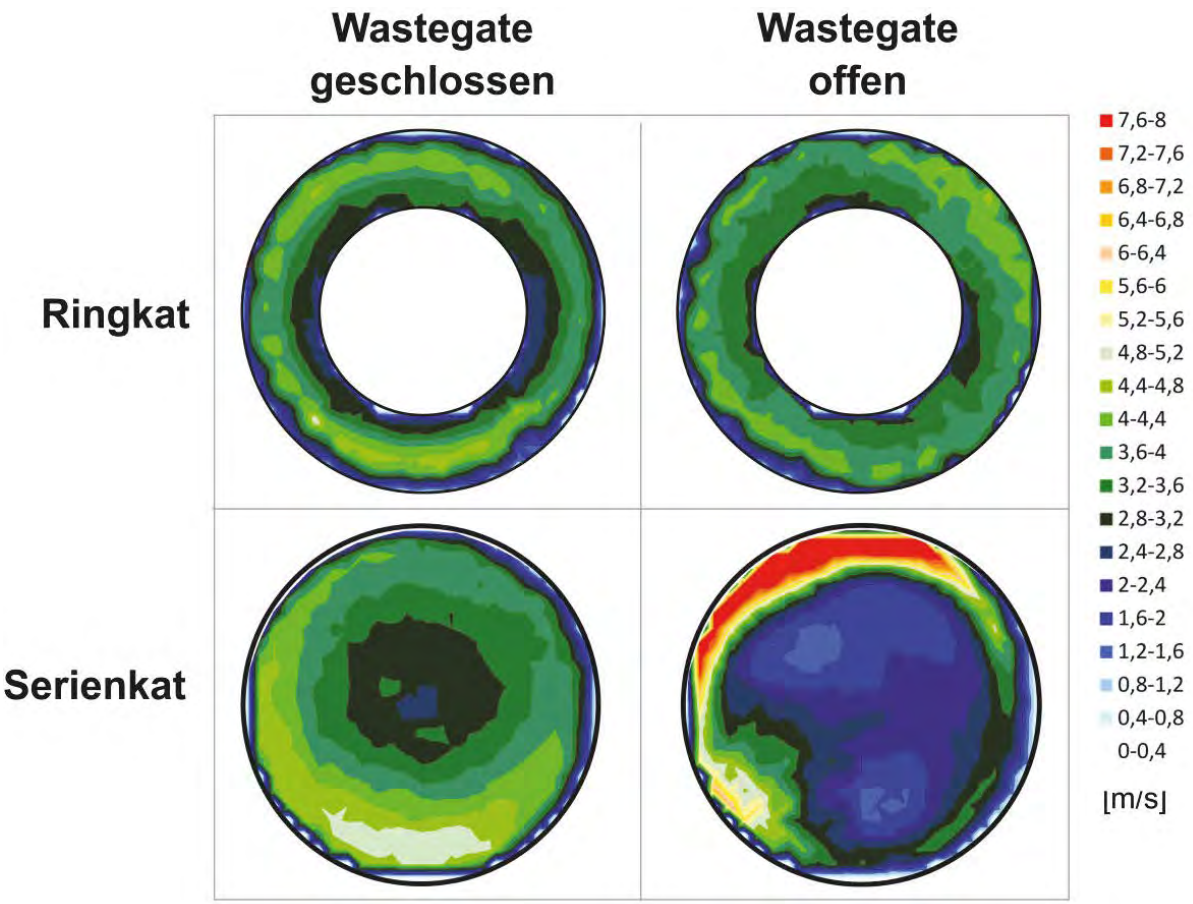


Abbildung 9: *Strömungsverteilung im Ringkatalysator als Funktion des Wastegate Öffnungswinkels*

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Massenstrom	[mbar]	[mbar]	[mbar]
100kg/h	3,3	5,2	3,5
200kg/h	8,5	15,8	9,7
300kg/h	16,3	32,4	18,8
400kg/h	26,7	55,4	31,9
500kg/h	39,6	83,5	47,0

Tabelle 2: Druckverlust des Seriensystems im Vergleich zum Ringkatalysator-system bei verschiedenen Abgasmassenströmen

Bei beiden Applikationen wurde das gesamte Katalysatorsystem inkl. Ein- und Auslasskonen vermessen. Wie aus Abbildung 8 zu sehen ist, ergibt sich aus der Anwendung des Ringkatalysators noch weiteres Potential. Bei der Testvariante war der Querschnitt des Turboladeraustritt des Serienturboladers zu groß, weshalb ein Konfusor eingebaut werden musste. Eine Anpassung der Durchmesser des Turboladeraustritts und des Ringkatalysator-Rohrdurchmessers garantiert eine verlustfreiere Strömung, wodurch der Druckverlust verringert wird.

Durch die sehr gleichmäßige Strömungsverteilung wird auch bei hohen Lasten der Katalysator komplett ausgenutzt, die Katalysatoralterung im realen Fahrbetrieb vergleichmäßigt und damit positiv beeinflusst.

Ein weiterer Vorteil ist, dass es bei insbesondere bei hohen Lasten konstruktiv ein signifikanter Temperaturverlust zwischen Turbolader-Austritt und Kat-Eintritt eingestellt werden. Dadurch kann entweder die thermische Katalterung verringert werden oder in einem erweiterten Kennfeldbereich mit einer Lambda-1-Strategie gefahren werden.

Im nächsten Schritt sollte nun ermittelt werden, ob es durch die längere Anströmung und durch die Umlenkung vor dem Katalysator zu einer Verschlechterung des Light-Off-Verhaltens kommt. Diese Untersuchungen wurden an einem 2.0l-4-Zylinder-Motor mit 130kW durchgeführt.

Abbildung 10 zeigt die kumulierten HC-Emissionen im NEDC-Testzyklus des motornahen, direkt an den Turbolader angeflanschten Seriensystems im Vergleich zum Ringkatsystem.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

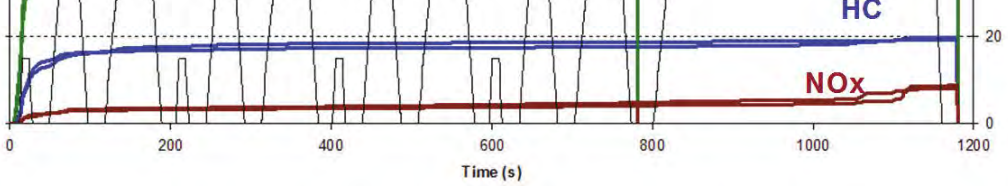


Abbildung 10: Kumulierte HC-, CO- und NOx-Emissionen im NEDC-Testzyklus eines motornahen Katalysator-Systems im Vergleich zum Ringkatsystem

Das Ergebnis zeigt im Rahmen der Messgenauigkeit identische Nach-Kat-Emissionen von HC, CO und Stickoxiden, sowohl im Kaltstart als auch über den kompletten NEDC-Testzyklus.

Im Kaltstart ist das Wastegate geschlossen, so dass bei beiden Systemen die Katfläche etwa gleich gut genutzt wird. Die etwas geringere Anströmfläche kompensiert dabei die etwas größere Entfernung des Ringkatalysators zum Motor.

Im nächsten Schritt wurde ein komplettes Versuchsprogramm geplant, bei dem auch die Einzelzylinder-Lambdawerte absichtlich verstimmt wurden, um deren Einfluss auf das Seriensystem und den Ringkatalysator überprüfen zu können. Zusätzlich wurden Testzyklen wie der neue World-Wide-Harmonized-Zyklus, höhere Konstantlastpunkte und der RDE-„Dynamik“-Test durchgeführt, um das Potential der Ringkat-Lösung zu überprüfen.

Leider lagen die Messergebnisse zum Zeitpunkt der Abgabe des Papers noch nicht vor, werden aber in der Präsentation gezeigt werden.

4.1 Ringkatalysator als Heizkatalysator (E-Kat)

Bereits in der Vergangenheit wurde mehrfach gezeigt [8,9], dass der elektrisch beheizbare Katalysator sowohl beim Ottomotor als auch beim Dieselmotor eine probate Lösung bietet, motorunabhängiges Thermomanagement durchzuführen. In ottomotorischen Anwendungen unterstützt der E-Kat primär den Kaltstart. Ziel ist dabei, auf die motorischen Katalysatorheizmaßnahmen vollständig zu verzichten.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

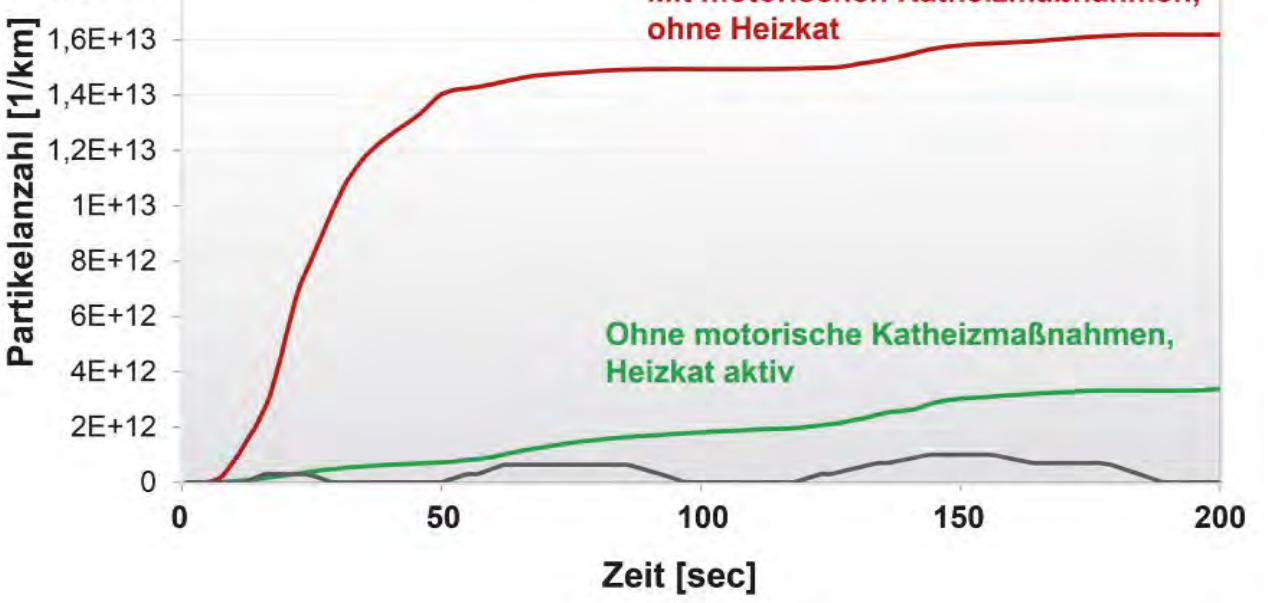


Abbildung 11: Partikelanzahlemissionen im Kaltstart des NEDC mit und ohne motorische Katalysatorheizmaßnahmen bzw. mit/ohne E-Kat

Neben den Vorteilen des E-Kats bei ottomotorischen Anwendungen zeigt der Heizkatalysator insbesondere in Verbindung mit einem 48V-Mild-Hybrid großes Potential [10]. Aus diesem Grund wurde der Ringkatalysator auch in einer Ausführung als Heizkatalysator entwickelt (Abbildung 12).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

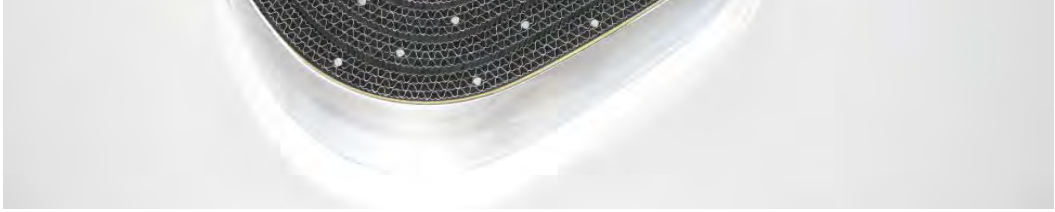


Abbildung 12: Ring-Heizkatalysator für ottomotorische Anwendungen und Hybridantriebe

Damit stellt der Ringkatalysator in Zukunft ein flexibles Werkzeug für die unterschiedlichsten Applikationen dar.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kurzfristige und einfache Lösungen zur Steigerung der Katalysatoreffektivität sind z. B. der Einsatz eines zweiten, zusätzlichen Katalysators im Unterboden, vorzugsweise mit kleinen Volumina um ca. 1 Liter. Dabei lassen sich die Tailpipe-NOx-Emissionen um ca. 45 % reduzieren. Es konnte gezeigt werden, dass kurze Katalysatorscheiben mit turbulent wirkender Struktur bzgl. Effektivität, Druckverlust und Kosten sehr gute Lösungen für einen „Clean-up“-Katalysator darstellen.

Längerfristig sind motornahe Konzepte wie zum Bespiel der Ringkatalysator vorzuziehen. Aufgrund der Drallströmung am Turboladerautritt kommt es bei solchen Ringkatalysatorsystemen zu einer ausgezeichneten Vermischung der Schadstoffe im Abgas vor Eintritt in die Katalysatorstruktur. Damit konnten Einflüsse des Wastegate-Öffnungswinkels vollständig eliminiert werden. Im Abgastest wurden identische Nach-Kat-Emissionen von HC, CO und Stickoxiden, sowohl im Kaltstart als auch über den kompletten NEDC-Testzyklus im Vergleich zu einem Standard-motornahmen System herausgefahren.

Somit bieten sich motornah aufgebaute Ringkatalysatorsysteme zum Einsatz in modernen aufgeladenen Ottomoren an, denn sie offerieren großes Potential für deutliche Effizienzsteigerungen durch interne Kompensation von laderinduzierten Ungleichverteilungen und denkbaren Hochtemperatur-Entlastungsstrategien.
Da darüber hinaus der Heizkatalysator insbesondere in Verbindung mit einem 48V-Mild-Hybrid großes Potential für Emissionsreduktionen zeigt, wurde der Ringkatalysator auch in einer Ausführung als Heizkatalysator entwickelt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

den Audi RS, 8 Zyl, 4,2 ltr, 331 kW mit LEV Zertifizierung," in Wiener Motorensymposium, Wien, 2004

[4] W. Maus und R. Brück, „Die Zukunft der heterogenen Katalyse im Automobil; "Turbulente" Katalysatoren für Otto- und Dieselanwendungen," in Wiener Motorensymposium, Wien, 2005

[5] R. Brück, P. Hirth und W. Maus, „Grundlagen der "laminaren" und "turbulenten" Katalyse; "Turbulent" schlägt "Laminar"," in Wiener Motorensymposium, Wien, 2006

[6] K. De Rudder, „Tier 4 High Efficiency SCR for Agricultural Applications," in SAE International, Detroit, 2012

[7] K. Müller-Haas, W. Maus und R. Brück, „Entwicklung eines Hochleistungs-SCR-Systems für Nonroad-Mobil-Machinery (NRMM) dargestellt an landwirtschaftlichen Maschinen," in 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2009

[8] W. Kiefer, B. Plodek, P. Ehmann, R. Feldwisch-Drentrup und J. Diringer, „BMW 750i mit elektrisch beheiztem Katalysator," MTZ Motorentechnische Zeitschrift, Bd. 11, Nr. 59, pp. 3-11, 1998

[9] R.Brück, R. Konieczny, " Thermomanagement für Niedrigstemissionskonzepte moderner Antriebe; Der elektrisch heizbare Katalysator" in 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2010

[10] T. Knorr, D. Ellmer, O. Maiwald, A. Schatz, R.Brück, " The Electric Heatable Catalyst - An Efficient Measure for Emission Optimization in Mild Hybrid Vehicle Operation Strategies" in 24. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2015

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

In addition to the components, the operating strategy is significant for the determination of efficiency of hybrid vehicles. At present, operating strategies are rule-based, defined on the base of current, locally available state variables. Estimations taken in advance are used as a base for the definition of rules.
Consequently only suboptimal fuel consumption savings can be reached. Hence, there is a necessity to oversize certain components to provide sufficient power. This leads to higher system costs and increased energy consumption.

This paper introduces a predictive operating strategy that makes additional fuel consumption savings in the real driving mode possible and increases the driving comfort. The strategy is based on the use of a-priori knowledge about the course of the road from navigation, Car2X, Car2Cloud and vehicle sensor data. In addition, data about street topology from existing data bases is merged with information about speed limits and traffic lights and made available for the vehicle via Car2X or Car2Cloud communication. By means of this data an optimized operating strategy for the powertrain as well as for the HVAC system is determined for the predicted period of time. This results in in increased driving comfort and optimized utilization of all components through properly adjusted dimensions.

A 3D vehicle simulation with real-world driving situations has been used to validate the effects of the predictive operating strategy. Special attention was paid to demonstrate the benefit for the driver providing sufficient driving dynamics despite a down-sizing of components. Furthermore the fuel saving potential was quantified.

Kurzfassung

Der Wirkungsgrad von Hybridfahrzeugen wird neben den Komponenten maßgeblich von der Betriebsstrategie bestimmt. Aktuell wird diese regelbasiert, also auf Basis von aktuellen, lokal verfügbaren Zustandsgrößen bestimmt. Zuvor getroffene Annahmen werden als Grundlage bei der Regelerstellung genutzt, wodurch sich nur suboptimale Verbrauchs-ersparnisse erzielen lassen. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit Komponenten mitunter zu überdimensionieren, um über ausreichende Leistungsreserven zur Verfügen, was zu erhöhten Systemkosten und Energieverbräuchen führt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

simulationsumgebung anhand konkreter Anwendungsfälle untersucht. Dabei wird insbesondere der Nutzen für den Fahrer dargestellt, welcher über ausreichend Fahrdynamik trotz klein dimensionierter Komponenten verfügt. Darüber hinaus wird die Verbrauchsersparnis quantifiziert.

1. Introduction

Hybrid powertrain technology promises to reduce fuel consumption while keeping or even improving the drivability. One main challenge for OEMs and suppliers is to realize these goals and at the same time keep the additional costs minimum. For a specific development project very distinct targets have to be met at once: Achieving emission standards and even more important nowadays low real driving emissions, fun to drive with satisfying electric performance, high efficiency of the powertrain and thus low fuel consumption, low NVH – All together with minimized target costs.

While most hardware and component related efficiency improvements (e.g. better electric machines and batteries) result mostly in additional unit costs, software approaches come nearly at zero additional unit costs – higher development costs are allocated on all sold units and are therefore rather marginal.

Many of today's software improvements target to improve the vehicle's operation strategy in terms of drivability, fuel consumption, emissions and NVH. As of today, these strategies are often rule-based and non-predictive [1]. Therefore, only current locally available parameters are used for situation interpretation and vehicle operation. These parameters include current driver's request, vehicle velocity and battery temperature and state of charge - there is no future route profile and probable future driver's request part of the evaluation. This implies that defined driving cycles are used to deduce and calibrate a set of operation rules. As a result, the fuel consumption reduction is only as good as the degree of the assumptions accuracy compared to the actual and individual driving behaviour.

A further improvement is achievable by creating an "electronic horizon", enabling a quasi-global optimization [2]. These electronic horizons are systems encapsulating various backend and vehicle elements including vehicle-inside and outside aspects:

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

the A/C system. The following chapters will describe in detail the project background (chapter 2), the approach (3), results (4) of DENSO's and FEV undertaking, to meet an optimal trade-off of the above stated goals. Chapter 5 gives an overview of a potential future concept. Chapter 6 provides a conclusion and shows and outlook on next steps.

2. City-e Project Introduction

In summer 2013, Denso and FEV jointly developed and set up the so-called City-e project (Figure 1). City-e aims to connect existing and new intelligent solutions and to develop a path towards a smart and mobile society in the EU, tailored to European requirements and needs. The City-e project serves as a platform/framework for development and testing of advanced communication applications for connected intelligence in vehicles.

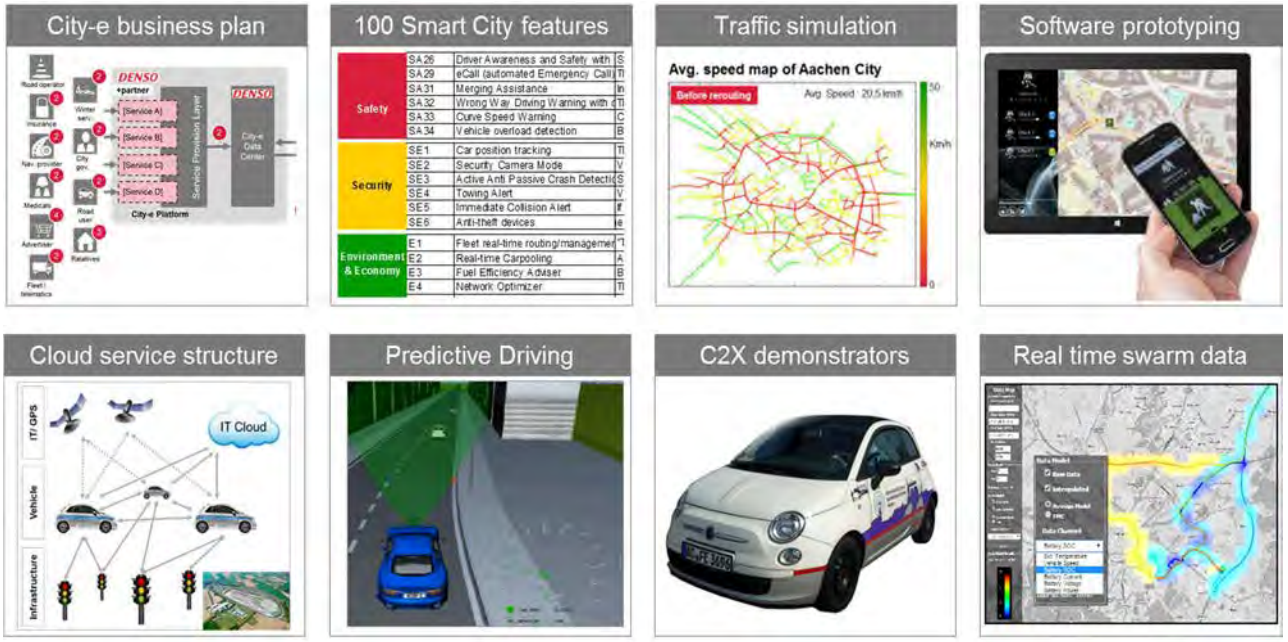


Figure 1: City-e project overview

The project started with background studies focused on past and current R&D projects and new potential applications for demonstrating the capabilities of City-e. This step was followed by the conceptual design of potential new applications. Furthermore electric

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In the next phase of CITY-e, it is planned to further develop the existing demonstrators and use CITY-e as a development platform for the testing of new predictive and other challenging functionalities while including more industrial and research partners.

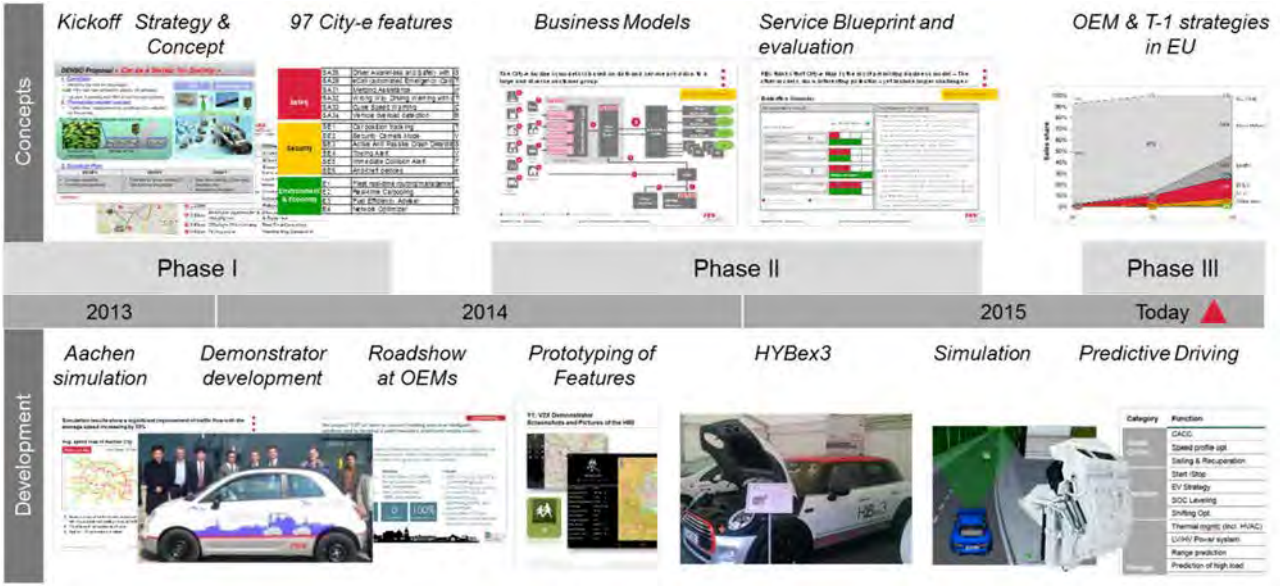


Figure 2: City-e project phases until today

3. Simulation Environment

Model-in-the-loop simulations are an efficient method that shortens development time by testing functional software of hybrid electric vehicles before real hardware is available [3]

To achieve the simulation goals, the FEV system simulation platform was used. It includes a detailed and validated powertrain and a longitudinal vehicle model. Fast calculation times enable optimization of vehicle concepts and operation strategies [4]. Additionally the level of detail of the components allows the development of sophisticated hybrid operation strategies for all kind of electrified powertrain topologies.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The advanced vehicle simulation tool chain allows the development and simulation of predictive functionalities like predictive energy management or comfort related functions like predictive engine start in a virtual environment. Changing real world boundary conditions can also be considered.

Figure 3: Simulation environment for predictive strategy

4. Simulation results

4.1 Predictive Hybrid Operation Strategy

In this paper, a simplified hybrid system (Dedicated Hybrid Transmission [5]]), which is the expected trend on EU market, has been used as platform to develop a predictive control strategy. This kind of strategy can be also applied for other hybrid systems.

State of the art hybrid operation strategies are based on and optimized for different driving cycles like NEDC and a static set of real world scenarios or driving situations. Therefore these hybrid operational strategies are suboptimal for real world driving situations. This means as soon as the driving cycle changes there is potential for further fuel reduction by optimizing operation strategy. Recalibrating the existing functionalities dynamically for

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

for fuel consumption by optimizing parameters of the operating strategy.

For optimization of the operation strategy two main parameters were identified. On the one hand there is K1-factor which determines the power request at which the engine starts. Low K1-factors mean a lot of conventional or hybrid driving whereas a high K1 factor means a lot of pure electric driving (see Figure 4).

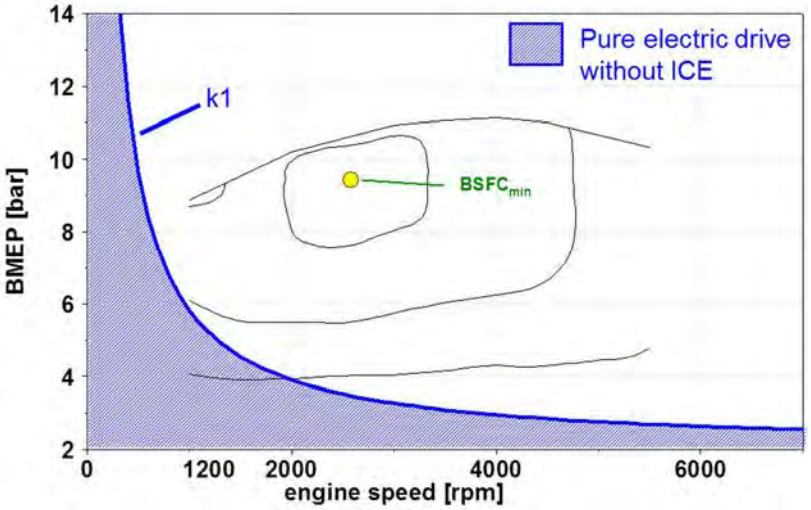


Figure 4: Parameter K1 of a rule based operation strategy

The K2-factor determines the battery charging power request based on a difference between the target SOC (State of charge) and the actual SOC. For this example the target SOC was set to constant 0.5 (Figure 5).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.2.1 Improvement of Fuel consumption

To improve the fuel consumption an optimization of the operation strategy for two different driving cycles was performed. First the EUCPEMS (European Cycle for Predictive Energy Management System) was investigated, and then an optimization was performed for the FEV-Cycle, which is a 260km real world driving cycle with very varying driving situations. The speed and slope profile of both cycles is shown in Figure 6.

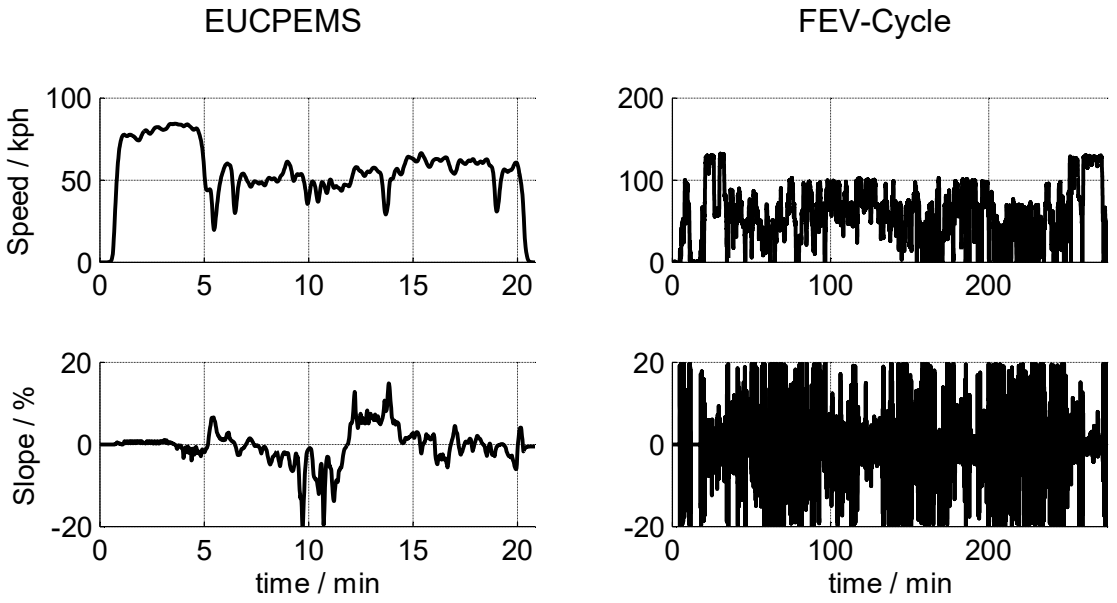


Figure 6: Driving Cycles used for optimization

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

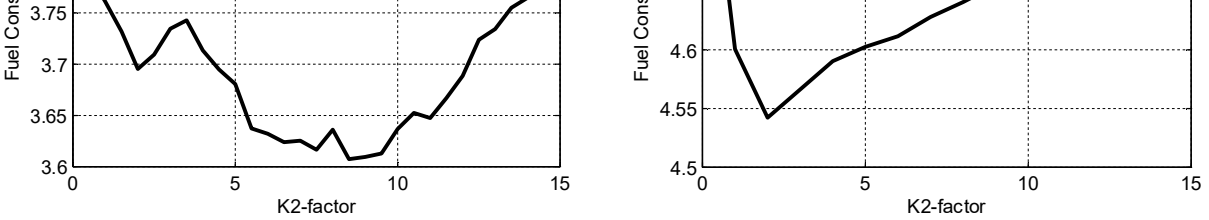


Figure 7: Optimization of fuel consumption for the EUCPEMS and the FEV Cycle

The result of the optimization is a K2-factor of 8 for the EUCPEMS for predictive driving which is very different from the K2-factor for NEDC which is 2.6.

Different driving cycles lead to very different strategies. For example, the FEV-Cycle with a K2-factor of 2 nearly is the same as the Base Vehicle with a very different fuel economy due to a more fitting K1-factor. The overall results lead to a fuel reduction from 6 % to 7 % depending on the cycle.

4.2.2 Improvement of Vehicle Comfort

On the simplified hybrid system with its less gear sets and therefore large coverage ratio, it is necessary to be in the right gear all the time, in order to improve drivability and fulfill the driver's request. Predictive operation strategies can help to select the right gear in advance.

In this test case the focus is to improve drivability at positive slopes. Especially unnecessary engine starts under load or gear shifting influence the drivability of the vehicle. Therefore it is required to know what kind of driving situation is coming up in the next seconds.

The predictive operation strategy vehicle calculates the actual power, a short term power as well as a medium term power demand based on estimation of road and speed profile. The calculated power demands are than compared to the capability of all different driving modes. As seen in Figure 8 it is possible to fulfill the short term power demand with pure electrical driving and avoid the additional engine start compared to the vehicle without predictive operation strategy.

For examination of the driving comfort the key indicator value "Vibration dose value (VDV)" was used. Because of the model being focused on the energy consumption it is not possible to compare the simulated VDV-values to measured ones, but the comparison of different operating strategies is possible.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

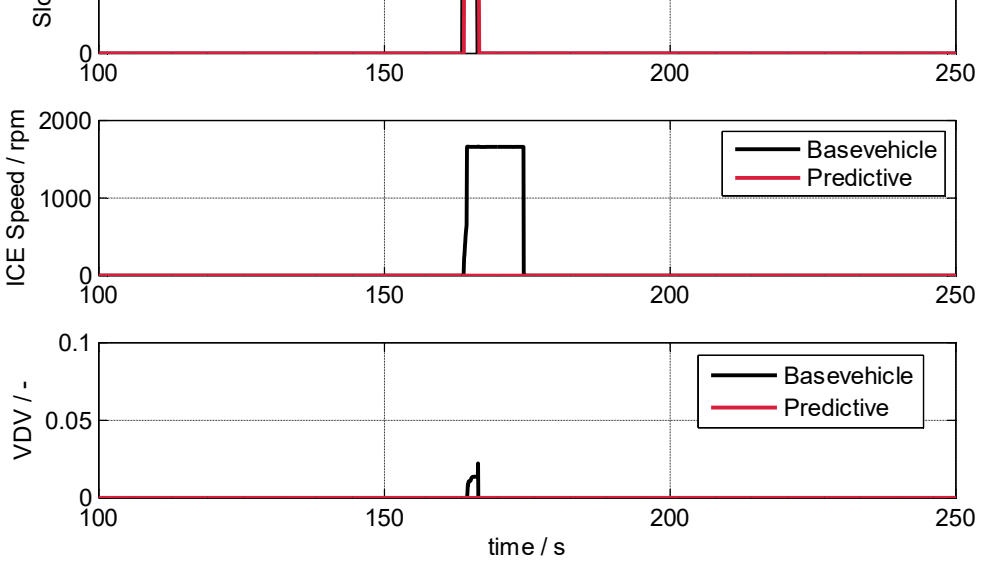


Figure 8: Predictive strategy avoids unnecessary engine start

Nevertheless it is indispensable to start the engine for longer uphill passages to hold the SOC of the high voltage battery. In that case the engine should be started in advance at lower load points to decrease the VDV-Value and therefore improve drivability. As seen in Figure 9 it is possible to lower the VDV-Value by up to 50% with a predictive engine start.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

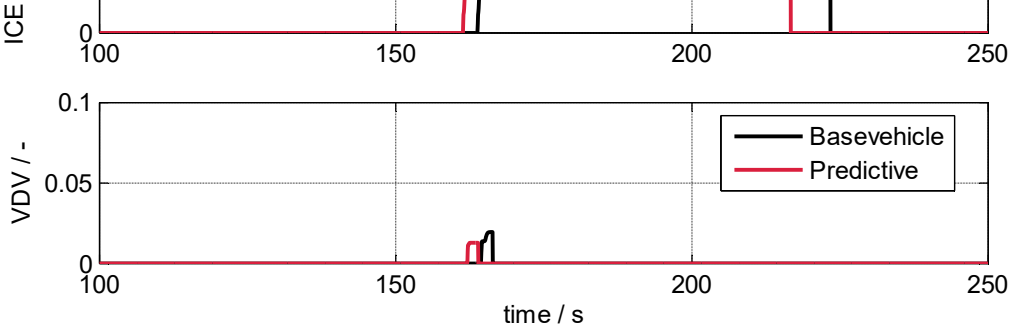


Figure 9: Predictive engine start improves VDV

In the case of very high slopes, it is also better to know the optimal gear for the upcoming driving situation. In this test case very high slopes were examined. The overdrive gear is not capable to hold the speed while driving uphill. Therefore the gear was changed together with the engine start. This results in a higher torque reserve to fulfill the requested power demand. Compared to that, the vehicle without predictive strategy has to react on the changing driving situation and is not capable of holding the demanded speed due to a lack of available torque (see Figure 10).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

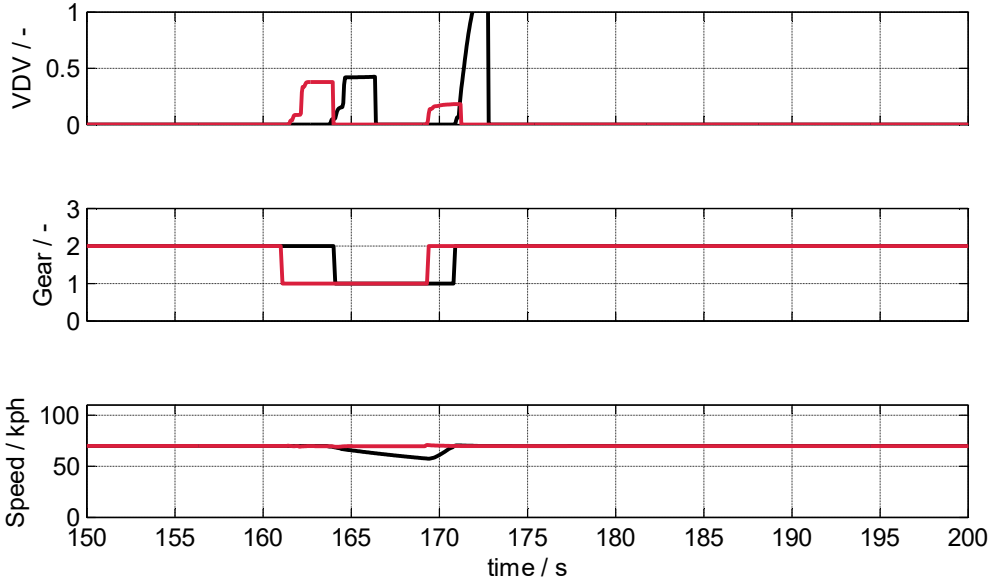


Figure 10: Predictive shifting allows to follow driving request

Within this chapter different predictive strategies for dedicated driving situations were shown to improve the drivability in uphill driving. On one hand it is possible to not start the engine in short boosting periods. On the other hand predictive engine starting and gear shifting not only improves the drivability but also is necessary to hold the desired vehicle speed.

4.3 Predictive cabin thermal management

Another benefit of predictive driving is reducing fuel consumption by optimizing the cabin thermal management. Energy consumption of the Air Conditioning (AC), especially in less powerful vehicles, can deteriorate both drivability and fuel consumption of the vehicle, particularly in demanding driving cycles or extreme hot weather conditions. Using an advanced thermal management system involving a predictive approach in combination with a thermal storage device, reduces the load on the engine and therefore fuel consumption. In order to maintain the passengers comfort at the same time, a predictive thermal management approach is favorable.

A thermal storage device regarded for such solutions is the Cold Storage Evaporator [6] , depicted in Figure 11, which Denso introduced in the market in 2012 (cold storage in this

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

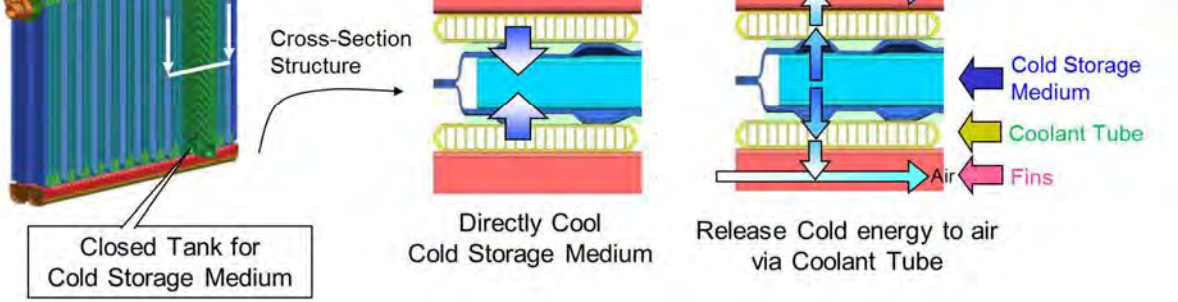


Figure 11: Cold storage evaporator with a medium with large thermal capacity inserted between the coolant tubes

The comparison between a conventional system and a system with a cold storage evaporator is depicted in Figure 12, showing the temperature increase during an engine-off scenario when the vehicle is coasting, which is a common feature in modern hybrid vehicles. The cold storage device inhibits the temperature increase and allows a longer engine-off time during coasting in hot weather conditions. A slight plateau is observed on the red line (w/o cold storage) after the threshold of maximum allowed cabin inlet-air temperature. This is due to vaporization of condensed water in the evaporator inside the HVAC due to the increased inlet-air temperature. This evaporation should be avoided due to an increased humidity in the cabin as well as uncomfortable smelling from the condensed water. By introducing a cold storage, this can be minimized or avoided and at the same time increase the engine-off time. The time gain for engine-off can be chosen by designing of the cold-storage, which depends on weather conditions of the targeted market as well as vehicle. Fuel saving of around 5% can be achieved by using a cold-storage evaporator with kept cabin thermal comfort of a vehicle with coasting function in hot summer conditions (28°C and Relative Humidity of 35%).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Time

Figure 12: The cabin inlet-air temperatures with and without a cold-storage. The temperature threshold is reached later by using a cold-storage which leads to lower fuel consumption due to longer engine-off time.

In addition, knowing the driving profile and road topography in advance, is the key to further improve fuel consumption by controlling the AC-compressor and predicting the cabin temperature and humidity level to keep passengers comfort. The comfort zone is defined to be between 20-24°C with Relative Humidity between 40-60%. By keeping within these values, an acceptable comfort level can be kept for the driver and passengers.

In order to explain the potentials, we consider a simple uphill-downhill test case as shown in Figure 13. A possible strategy for predictive thermal management is to store the cold in the thermal storage device before the uphill and shutting off the compressor during the uphill in order to reduce the load on engine. During this time, or during engine-off coasting, the cabin inlet-air temperature is controlled by discharging the cold storage device already charged by compressor before the uphill. In the downhill phase, the thermal storage device is again charged without putting extra load on the engine by using the kinetic energy of the vehicle, i.e. thermomechanical recuperation.

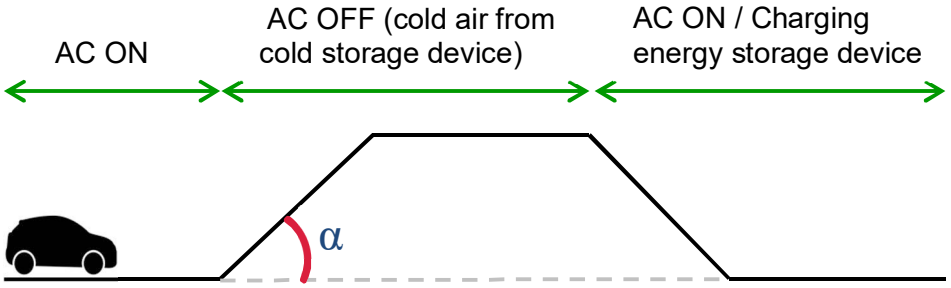


Figure 13: Uphill-Downhill test case for predictive thermal management

In order to decide the charging/discharging timing of thermal energy to the cold storage device, the status of the vehicle, i.e. cabin temperature and humidity, is predicted with 10-20 seconds horizon and the required compressor power for keeping the targeted comfort range is calculated. When an uphill or a coasting scenario is detected, the charging of the thermal storage device is conducted before reaching the uphill or the coasting event.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Future Concept: Model Predictive Control for Connected HV Powertrain Strategy

In chapter 4, results obtained with an adaptive rule-based approach were shown. To design such controllers, diverse cases shall be considered offline during development time. Then during run-time (in vehicle), we switch between different controllers depending on detected driving case. For example, considering different combinations of incoming road topology and ego-vehicle velocity, a powertrain strategy can be generated offline for each combination. One can imagine that such an approach is time demanding, moreover it might not be possible to cover all combinations defining a complete driving scenario. Connected hybrid powertrain architecture has highly complex energy and information flows. Several uncertainties due to vulnerable external communication channels and driver's behaviour can be expected. Moreover, the requirements are multi-objective and conflicting, such as energy efficiency and comfort. Those systems also may change dynamically, i.e. controllers shall adapt such changes. Consequently, new advanced control strategies are required to fully exploit such complex problems.

Model Predictive Control (MPC) is a candidate technology to contribute in dealing with such complex system challenges. It is a model-based finite horizon online optimization method. Generally speaking, the input/output relations of the system is modeled as a function of system states $\boldsymbol{x}(t)$ (e.g. vehicle velocity, battery state-of-charge) and control inputs $\boldsymbol{u}(t)$ (e.g. engine torque request, motor torque request) during development time. The constraints for $\boldsymbol{x}(t)$ and $\boldsymbol{u}(t)$ are also defined. Then a cost function J(x,u) is formulated, which describe the control targets. An example cost function is given below:

$$J = \sum_{k=0}^{N-1}\left[W_1\underbrace{\left(TRQ_{drv}(k) - TRQ_{ref}(k)\right)^2}_{\text{Driving torque (TRQdrv) shall track the reference torque, e.g. as requested by driver (TRQref)}} + W_2\underbrace{\left(HEAT_{drv}(k) - HEAT_{ref}(k)\right)^2}_{\text{Heat power(HEATdrv) shall track the reference / requested heat (HEATreq)}} + W_3\underbrace{\left(FuelCons(k)\right)^2}_{\text{Minimize fuel consumption}} + \ldots\right]$$

Each term in J refers to one control objective. Consequently, what here described is a multi-objective optimization problem. W_1, W_2,…are weight factors. Those are the tuning parameters for the controller. High weight means related objective has bigger importance. Once the formulation is done, the optimization problem is solved at run-time, i.e. online during active driving. Solving optimization problem means, minimizing *J* subject to system models and constraints for a time horizon *N*. This results in optimal values for control inputs. If there are new system conditions, for example due to new information received from cloud,

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

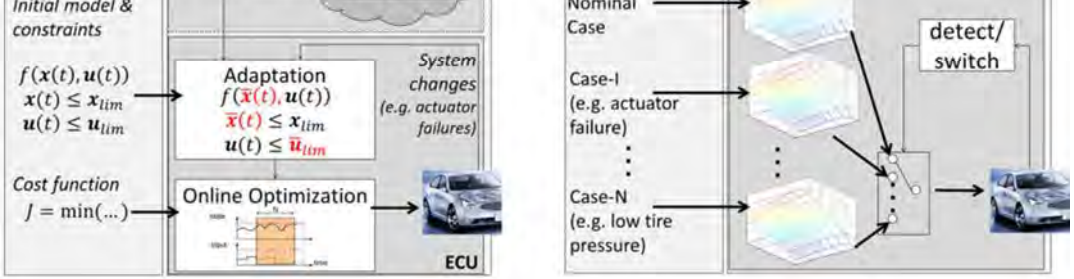


Figure 14: Model-based approach vs. Adaptive rule-based approach

MPC technology has been investigated for several automotive domains, such as thermal management [7] and ADAS, cloud control [8]. It is also a potential key technology to manage a complex hybrid powertrain system connected to external world. A conceptual diagram of this case is given in Figure 15.

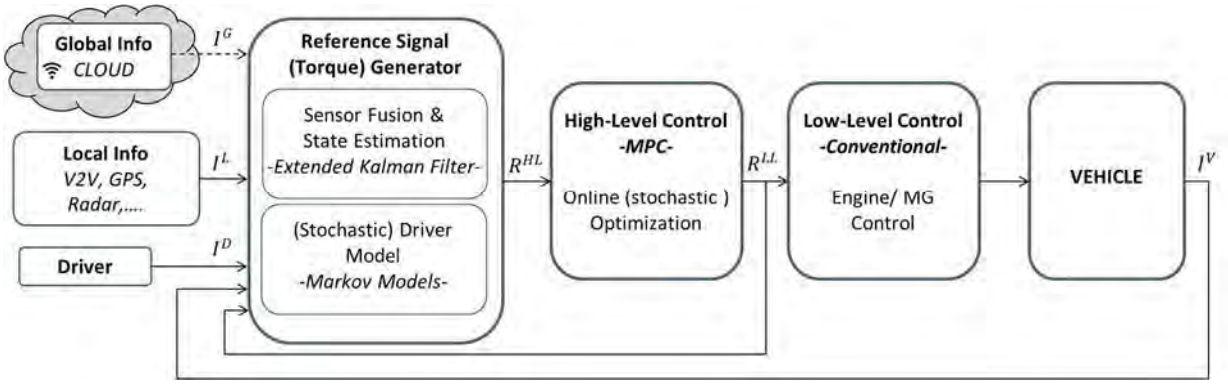


Figure 15: Concept diagram of connected HV powertrain control using MPC

I^G refers to global information, which can be maps, road topology or traffic information received from a cloud server. I^L is local (surrounding) data obtained from extroceptive sensors such as GPS, V2X, radar or lidar. I^D is driver information that is pedal values, gears and steering. The reference signal generator block first analyses the available sensory information. Then using a model-based estimator such as an extended Kalman filter, missing sensor data can be re-generated, and a vector of complete system states can be established. Driver's behaviour, i.e. his/her interaction with the pedals can be learnt by

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

in the simulation environment. Real-time behaviour and computational constraints are expected to be main bottlenecks to come over.

6. Conclusion

In this paper, a simulation approach was carried out to investigate potentials of a predictive hybrid operational strategy and a predictive HVAC. The simulation environment is based on an existing real vehicle which allows investigating different test cases out of a pool of possible driving scenarios. The target was to understand the influence of predictive operation strategies on vehicle's drivability and fuel consumption.

As it has been shown, the predictive hybrid operational strategy and predictive HVAC not only decrease fuel consumption and CO_2 emission, but also improve drivability of the vehicle under presented test cases. Since these predictive strategies are based on already existing vehicle and hardware, applying them will reduce the fuel consumption and improves drivability of the vehicle with nearly zero additional cost. Therefore these strategies are promising candidates to be implemented in future electrified powertrains.

In future investigations, the most promising candidates of the investigated strategies will be implemented into a real vehicle to validate the findings of this paper in real world. To exploit all the potentials of predictive strategies, we continue developing a more sophisticated model predictive control strategy which is essentially more capable of adapting the controls with the environment and real world driving scenarios.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Transmissions, *14th International CTI Symposium Automotive Transmission, HEV and EV Drives,* 2015.

[6] A. Yamada, S. Nishida, N. Yokoyama, J. Abei, T. Danjo, L. Florida, B. Brodie und Y. Nagano, „Cold Storage Air Conditioning System for Idle Stop Vehicle," *SAE International Journal,* 2013.

[7] H. Esen, T. Tashiro, D. Bernadini und A. Bemporad, „Cabin Heat Thermal Mangement in Hybrid Vehicles using Model Preditve Control".*Proceedings of 22nd Mediterranean Conference of Control & Automation.*

[8] H. Esen, M. Adachi, D. Bernardini, A. Bemporad, D. Rost und J. Knodel, „Control as a Service (CaaS) : Cloud-based Software Architecture for Automotive Control Applications," *2nd Int. Workshop on the Swarm at the Edge of Cloud,* 2015.

[9] S. D. Cairano, D. Bernardini, A. Bemporad und I. Kolamnovsky, „Stochastic MPC with learning for driver-predictive vehicle control and its application to HEV energy management," *IEEE Transactions on Control Systems Technology,* 2013.

[10] D. Ambul und L. Guzzella, „Predictive Reference Signal Generator for Hybrid Electric Vehicles," *IEEE Transactions on Vehicular Technology,* Bd. 22, pp. 4730-4740, 2009.

[11] M. Debert, G. Colin, Y. Chamaillard, L. Guzella, A. Ketfi-Cherif und B. Bellicaud, „Predictive energy managementr for hybrid electric vehicles - Prediction horizon and battery capacity sensitivity," *66th IFAC Symposium Advances in Automotive Control,* 2010.

[12] D.-I. M. Stapelbroek, "Hybrid Operation Strategy of a new Axle-Split Hybrid," in *2nd International CTI Symposium and Exhibition* , Shanghai, 2013.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die BMW Group hat mehr als dreißig Jahre Erfahrung im Thema Wasserstoff als Energiespeicher und ist bei der emissionsfreien Mobilität führend. Der derzeitige Ausbau der regenerativen Stromproduktion führt zu einem verstärkten zeitlichen und räumlichen Abkoppeln von Stromerzeugung und –bedarf. Folglich entstehen zeitlich und räumlich hohe Stromüberschüsse bzw. Versorgungslücken. Ansätze zum Ausgleich der Diskrepanz zwischen Erzeugung und Bedarf sind: Netzausbau, Smart Grid Systeme, Installation von Regelleistung und Zwischenspeicherung von Strom. Die Power-to-Hydrogen Technologie bietet zur Speicherung und Nutzung der Stromüberschüsse Vorteile bei Dynamik und Skalierbarkeit, sowohl bzgl. Leistung als auch Energiemenge. Insbesondere die langfristige Speicherung von großen Energiemengen kann mittels Wasserstoff in flüssiger Form in Tanks oder in Kavernen erfolgen. Damit fällt dem Wasserstoff eine Schlüsselrolle als speicherfähiger Energieträger im Rahmen der Energiewende zu. Für eine hocheffiziente Nutzung der im Wasserstoff gebundenen Energie bietet sich individuelle Mobilität mit Wasserstoff-Brennstoffzellentechnologie an. Hier stellt BMW die FCEV Prototypen-fahrzeuge auf Basis des BMW 5GT vor und berichtet zu aktuellen Erprobungsergebnissen. Ziel ist, Technologiereife und Alltagstauglichkeit nachzuweisen.

1 Ausbau der erneuerbaren Energien

1.1 Ausbauziele in Deutschland

Ende 2015 wurde in Paris ein für alle Staaten verbindliches Klimaschutzziel festgeschrieben. Dieses Ziel wird aktuell in nationale Umsetzungsziele überführt. Deutschland ist hier Vorreiter und hat mit seiner im Fukushima Jahr beschlossenen Energiewende bereits Vorarbeit geleistet. Mit dem Erneuerbare-Energien-Gesetz und seiner Novellierung im Jahr 2014 wurde eine verbindliche Roadmap beschlossen, die den sukzessiven Ausbau des Anteils von Erneuerbaren Energien an der Stromerzeugung festlegt. Die wesentlichen Ausbauziele sind die Erzeugung von 40-45 % des verbrauchten Stroms aus erneuerbaren Quellen in 2025, 55-60 % in 2035 und 80 % in 2050.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

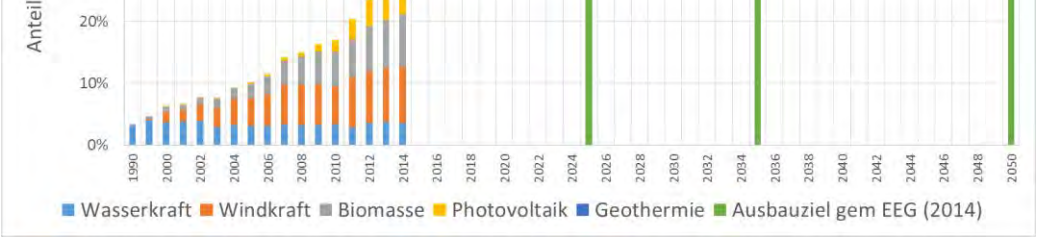


Abbildung 1: Ausbauziele an Erneuerbarer Stromerzeugung und historische Daten bereits installierter Leistung

Datenquelle: BMWi

Die Abbildung 1 zeigt, dass der Ausbau der erneuerbaren Energien bis 2014 ein Wachstum aufweist, welches die Ausbauziele erreichbar erscheinen lässt. Im Jahr 2015 wurden 32 % der verbrauchten Strommenge in Deutschland aus erneuerbaren Energiequellen erzeugt.

1.2 Fluktuierende Natur der Stromerzeugung mittels PV und Wind.

Die erneuerbaren Energien umfassen die Nutzung von Wasserkraft, Biomasse, Geothermie, Wind- und Sonnenenergie. Wind- und PV-Strom sind in ihrer Erzeugerleistung sehr stark fluktuierend während die übrigen eher als grundlastfähig bezeichnet werden können. Zusätzlich tragen konventionelle Kraftwerke, die auf fossilen und nuklearen Energieträgern beruhen, zur Stromerzeugerleistung bei. Nachdem die tatsächliche Stromerzeugerleistung nicht exakt vorhergesagt werden kann, ist es gängige Praxis, eine deutlich über dem tatsächlichen Bedarf liegende Erzeugerleistung vorzuhalten, damit auch beispielsweise bei Flaute noch genügend Strombedarf aus erneuerbaren Energien gedeckt werden kann. Eine Gegenüberstellung der installierten erneuerbaren Erzeugerleistung zu tatsächlich abgenommener Energiemenge ergibt eine direkte Korrelation (Abbildung 2): Je TWh benötigten erzeugten Stroms wird ca. 0,5 GW an erneuerbarer Erzeugerleistung vorgehalten. Rechnerisch ergibt sich daraus ein Nutzungsgrad von 2.000 Jahresstunden bzw. 23 %.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

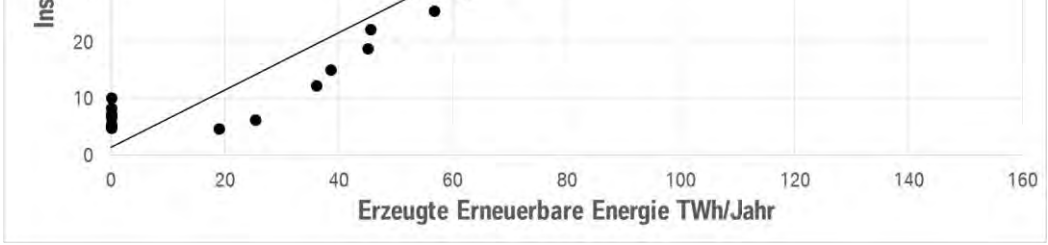


Abbildung 2: Historisch (einschl. 2014) installierte Erneuerbare Erzeugerleistung und damit erzeugte Strommengen

Der Bedarf an Erzeugerkapazität ist systembedingt größer als der Verbrauch: Überschusserzeugerkapazitäten sind daher unabdingbar. Die Folge ist, dass zum Ausgleich und zur Netzstabilisierung Regelleistung und Regelenergie bereitgestellt werden muss. Aus Abschätzungen und Modellierungen ergeben sich für künftige Zeiträume Szenarien, die diese Regelleistungsbedarfe quantifizieren. Ein Beispiel ist eine vom Fraunhofer Institut ISE (finanziert durch das BMWi) erstellte Modellrechnung, die für das Jahr 2050 den in Abbildung 3 dargestellten Verlauf ergibt. Es sind deutlich die großen Ausschläge vor allem in Überschussrichtung zu sehen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

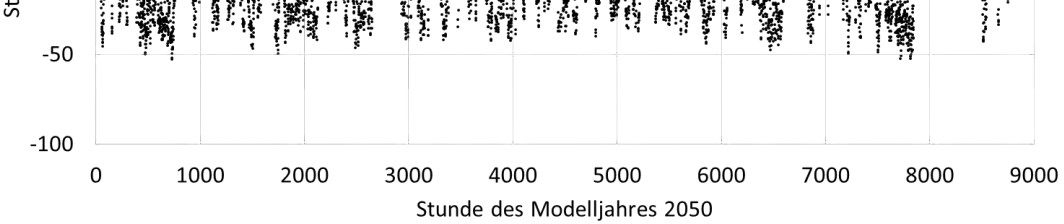


Abbildung 3. Szenario 2050 der Erzeugerleistung im Verhältnis zum Bedarf (0: Erzeugerleistung entspricht Bedarf, >0: Überschüsse, <0 Versorgungslücke). Eigene Darstellung basierend auf vom Fraunhofer ISE bereitgestellten Daten der Studie Energiesystem 2050 (Henning & Palzer 2013)

1.3 Speicherung von Energie zu Regelzwecken (kurz-, mittel-, langfristig).

Die fluktuierende Natur der Energiebereitstellung erfordert es zwingend, Strommengen zu Überschusszeiten einzusammeln und in Mangelzeiten wieder abzugeben. Diese Speicherbedarfe sind sehr stark davon abhängig, welche Energiemengen gespeichert werden müssen und wie lange. Aus dem zur Verfügung stehenden Portfolio der Speichermöglichkeiten (Abbildung 4) kann und wird die am besten geeignete Speichermöglichkeit ausgewählt. Prinzipiell kann das Stromnetz selbst als ein Großspeicher angesehen werden, solange daran potentielle Abnehmer angeschlossen sind. Sollte die Netzkapazität allerdings ausgelastet sein, können weitere Strommengen nicht eingespeist bzw. über das Netz vermarktet werden. Dies ist bereits im Jahr 2015 mehrfach der Fall gewesen, abzulesen an negativen Strompreisen an der Strombörse – man musste also Geld bezahlen um seinen Strom im Netz unterbringen zu können.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

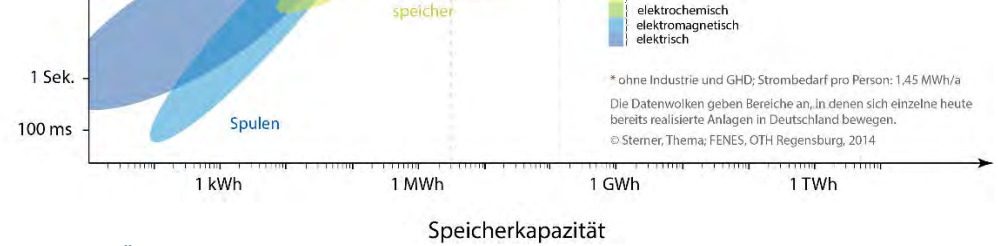


Abbildung 4: Übersicht über technologische Speicherlösungen in Abhängigkeit von Speichermenge und Speicherdauer ((Sterner & Stadler 2014)mit freundlicher Genehmigung des Urhebers)

Es ergibt sich also die Notwendigkeit, Optionen zu implementieren, um die abzusehenden immer stärker wachsenden Energieerzeugerkapazitäten auszunutzen. Lücken in der Versorgung müssen ausgeglichen werden können und es müssen dafür Überschuss-kapazitäten genutzt werden. Kurzfristspeicher kommen vermehrt zum Einsatz wie Pumpspeicherkraftwerke und in zunehmendem Maße Batterien. Ab einem Ausbaugrad von mehr als 50 % Anteil von erneuerbaren Energiequellen an der Stromerzeugung bietet sich Power-to-Gas als sinnvolle Ergänzung bestehender Speicherkonzepte an.

1.4 Nutzung von Überschusskapazitäten zur Kraftstoff-Erzeugung.

Die Nutzung von regenerativen Energien zur Wasserelektrolyse bildet eine effektive Kopplung der Energiewirtschaft zur Mobilität. Bereits heute werden Szenarien diskutiert, wie die Flotten an Batterie-elektrischen Fahrzeugen am Regelenergiemarkt teilnehmen können. Der Wasserstoff, der mittels Elektrolyse aus Überschusskapazitäten erzeugt wird, kann nicht nur innerhalb des Energiesystems zu reinen Speicherzwecken, sondern darüber hinaus auch als Kraftstoff für Wasserstoff-basierte Fahrzeuge verwendet werden. Eine fundierte Abschätzung der Größenordnung ergibt für das Jahr 2050 eine regenerative Überschusskapazität allein in Deutschland von bis zu 120 GW. Wenn nun etwa 15 % (300 von 2000 effektiven Jahresstunden der regenerativen Stromerzeugung) davon für die Herstellung grünen Wasserstoffes für die Mobilität genutzt würden, dann entspräche das einer Energiemenge von 40 TWh, oder 730.000 Tonnen Wasserstoff. Damit ließen sich ca. 3 Mio. FCEV ein Jahr lang betreiben.

Es ist zu erwarten, dass die aus Überschuss-Kapazitäten resultierenden Energiemengen sich den Marktmechanismen von Angebot und Nachfrage unterwerfen werden. Es werden sich also Marktpreise ausbilden und Regelleistungen werden im Wettbewerb ausgeschrieben werden. Alternative Nutzer, die bereits heute zu beachten sind, schließen

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2 Wasserstofferzeugung und –Distribution

Wasserstoffgas wird aktuell zur Verwendung in der chemischen Industrie in sehr großen Mengen hergestellt und verarbeitet. Der dabei verwendete und mengenmäßig größte Prozess basiert auf der Reformierung von Erdgas und hat daher zwangsläufig einen CO_2 Fußabdruck, kann also nicht „grün“ genannt werden. Mittels Wasserelektrolyse kann mit elektrischer Energie Wasserstoff erzeugt werden. Hier zählen die alkalische und die PEM Elektrolyse zum Stand der Technik. Beide Technologien werden derzeit eingesetzt, wobei zu erwarten ist, dass die PEM Technologie wegen ihrer Überlegenheit bei dynamischer Belastung im erneuerbaren Energiesystem eine größere Rolle spielen wird.

2.1 Distribution von Wasserstoff

Es sind nun mehrere Pfade denkbar zum Transport von erneuerbar erzeugter Energie vom Ort der Gestehung zu den Tankstellen: Es kann der Strom über die Stromnetze zu lokalen Elektrolyseuren transportiert werden. Dadurch würden jedoch die Stromnetze mit großen Mengen Last belegt. Aus Netzauslastungssicht viel attraktiver sind jedoch der Weg der lokalen Wasserstofferzeugung und der Transport mittels LKW oder auf der Schiene. Nicht zuletzt der Transport im Erdgasnetz ist ein sehr effektiver Weg, allerdings geht der im Erdgasnetz eingespeiste Wasserstoff zur Nutzung in Brennstoffzellen verloren, da er mit Methan „kontaminiert“ ist. Eine Wandlung in nutzbare Energie in Form von Wärme bzw. Elektrizität über Gaskraftwerke wäre dann dennoch möglich und sinnvoll. Für die Nutzung im Automobil bieten sich die Verstromung des Wasserstoffs in Brennstoffzellen und der Einsatz von E-Maschinen an. Damit wird neben der Ladeinfrastruktur für batteriebetriebene Elektrofahrzeuge eine weitere Verbindung geschaffen zwischen Mobilität und Energie bzw. Stromversorgung.

2.2 Die Rolle des flüssigen Wasserstoffes

Die Versorgung von Brennstoffzellen-Fahrzeugen mit Wasserstoff erfolgt idealerweise ganz analog über eine Tankstellen-Infrastruktur, wie sie heute üblich ist. Hier bieten sich prinzipiell zwei verschiedene Bevorratungsoptionen an der Tankstelle an: Der Wasserstoff kann gasförmig in Druckspeichern aber auch in flüssiger Form gespeichert werden. Dabei bietet sowohl die Anlieferung als auch die Bevorratung in flüssigem Zustand deutliche Vorteile.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Stark reduzierter Raum- und Platzbedarf für Wasserstoff-Speicher.
- Nur etwa 1/10 der Kompressionsenergie erforderlich im Vergleich zu 700 bar CGH_2 Technik.
- Reduzierte Betriebs- und Wartungskosten Verdampfungsverluste werden bei höheren Nutzungsraten vernachlässigbar.

Im Juli 2015 eröffnete in der Münchener Detmoldstrasse eine LH_2 basierte Wasserstoff-tankstelle (Abbildung 5) und zeigt damit die Technische Umsetzbarkeit des Flüssigwasserstoffs an 700 bar Tankstellen.

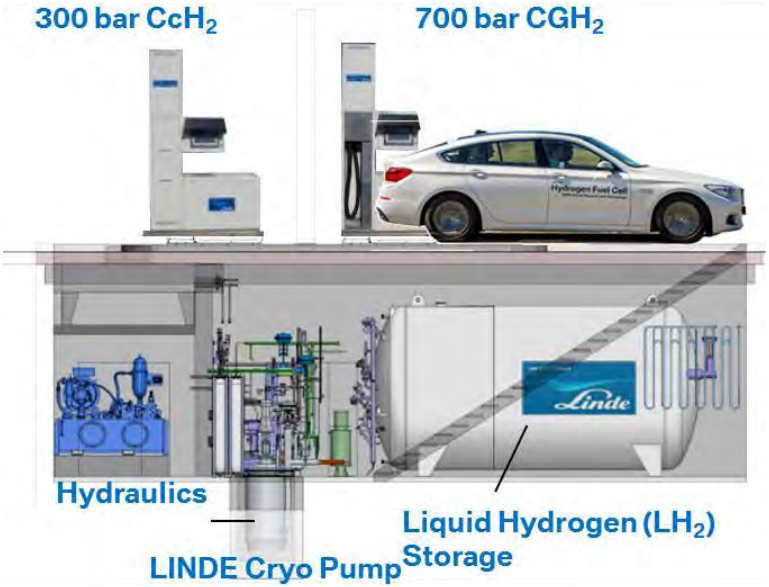


Abbildung 5: Tankstellenkonzept basierend auf Flüssigwasserstoff.

2.3 Wasserstoff-Infrastruktur

Weltweit werden derzeit Investitionen getätigt, die den Aufbau einer Wasserstoff-Tankstellen-Infrastruktur unterstützen. Von einem flächendeckenden Ausbau sind wir derzeit noch weit entfernt, in einigen Kernmärkten weisen die Investitionen jedoch auf eine zunehmend flächendeckende Ausbaustufe hin. Details zum derzeitigen und projektierten Ausbaustand zeigt Abbildung 6.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 6: Weltkarte mit Wasserstoff-Tankstellen-Status und Ausblick

3 Wasserstoff in der Mobilität

3.1 BMW Strategie BEV-FCEV

Wie auf dem 36. Wiener Motorensymposium im vergangenen Jahr dargestellt, sieht die BMW Group die FCEV als Ergänzung der batteriegestützten Mobilität an. Emissionsfreie Langstreckenmobilität ist heute technisch möglich. Der entscheidende Unterschied der FCEV ist die Möglichkeit zur schnellen Betankung sowie die direkte Nutzung der oben vorgestellten Wasserstofftechnologien aus der Energieversorgung für die Mobilität.

3.2 Übersicht Wasserstoff Brennstoffzellen Fahrzeug

Die BMW Group hat basierend auf dem BMW 5GT eine Kleinflotte von Demonstrations-Versuchsträgern aufgebaut. Es wurde dabei der Conversion Vehicle Ansatz verfolgt, bei dem in eine bestehende Fahrzeuglösung der Antriebsstrang basierend auf Wasserstoff Brennstoffzellen Technologie integriert wurde. Die einzelnen dabei zu beachtenden Anpassungen bzw. speziellen Entwicklungen zeigt Abbildung 7.

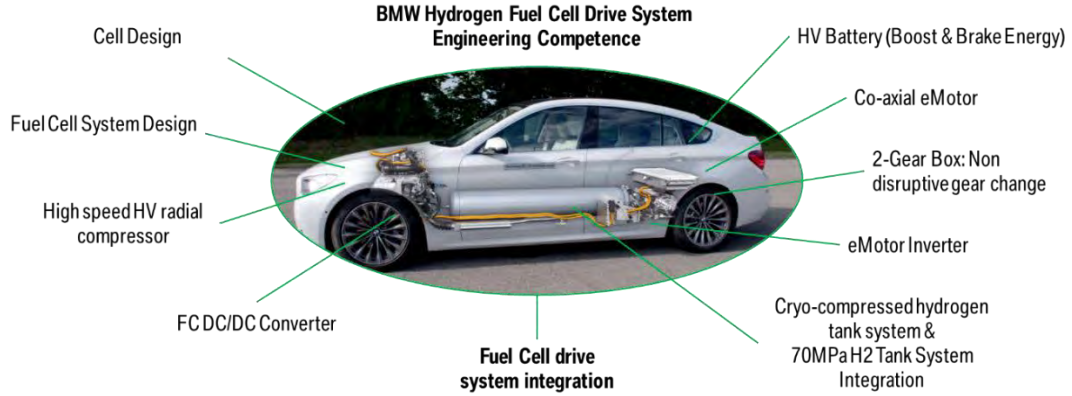


Abbildung 7: 5GT FCEV Versuchsträger

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gleicher Crashsituation erkennbar. Die gravimetrischen Speicherdichten der in den Zentraltunnel integrierbaren Eintanksysteme basierend auf CGH_2 und CcH_2 sind vergleichbar.

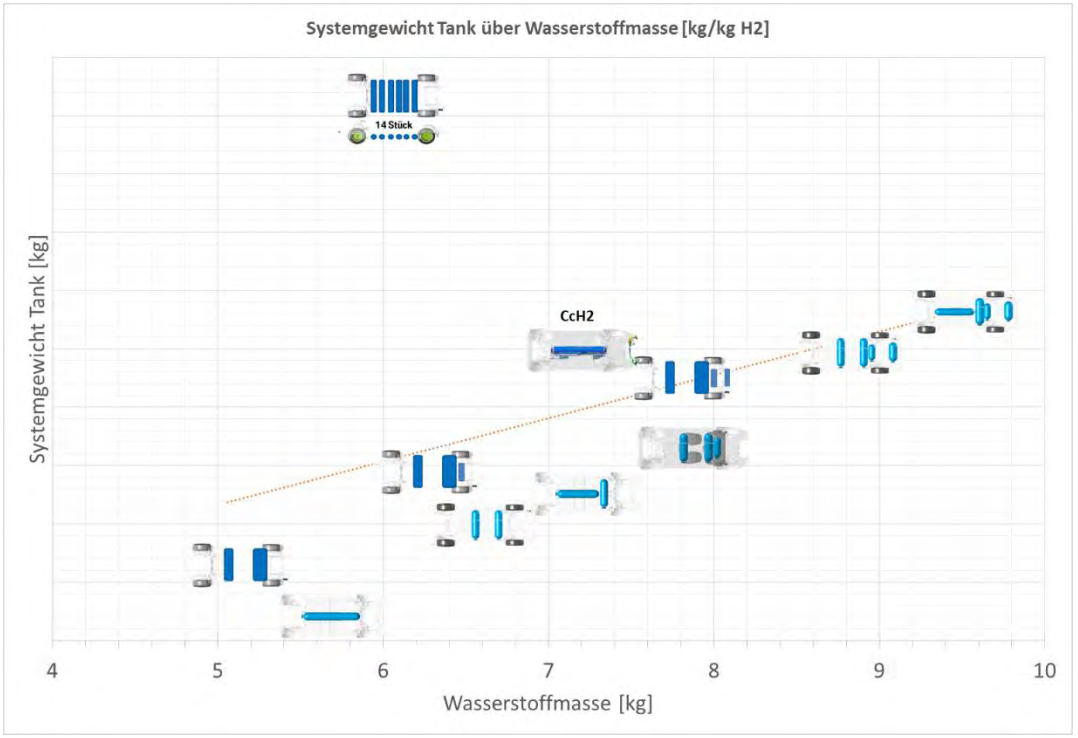


Abbildung 8: Speichermengen-Gewichts-Portfolio verschiedener Tankkonfigurationen

3.3 Speicherung von Wasserstoff im Fahrzeug

Zur Speicherung der erforderlichen Mengen Wasserstoffs im Fahrzeug eignen sich aktuell nur physikalische Speicherverfahren. BMW Group verfolgt hierbei den Ansatz der 700 bar CGH_2 Speicherung. Diese Technologie hat den Vorteil, dass sie sich als ein de-facto-Standard in der Anwendung bereits durchsetzt. Daneben forscht die BMW Group an dem sogenannten Kryodruck-Speichersystem, welches Wasserstoffgas bei etwas geringeren Drücken und bei tiefkalten Temperaturen speichert. Es lassen sich dabei deutlich größere Mengen Wasserstoff im vergleichbaren Bauraum speichern und damit größere Reichweiten realisieren. Darüber hinaus bietet die Kryodrucktechnik eine stark vereinfachte Betankungstechnik, die ohne Vorkühlung und Fahrzeug-Kommunikation auskommt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Electric motor system output max.	> 150 kW/ 200 hp	
Hydrogen tank	4.5 kg	7.1 kg
Range in EU test cycle	approx. 450 km	approx. 700 km

Abbildung 9: BMW 5GT FCEV Versuchsträger, Daten

Während der Sommererprobung 2015 in Südfrankreich wurden BMW 5GT FCEV unter stationären und unter dynamischen Bedingungen erprobt und dabei das Kühlsystem analysiert: Die Bedingungen waren im Einzelnen:

- Stationär: Höchstgeschwindigkeit und Bergfahrt (50 km/h mit 10 % Steigung)
- Dynamisch: Mehrfachbeschleunigungen
- Handlingkurs-Fahrt (sportlich)
- Mt. Ventoux (moderat)

Die Versuche im Laborbetrieb als auch auf dem Versuchsgelände in Südfrankreich haben bestätigt, dass das BMW 5GT FCEV Kühlsystem die stationären, auslegungsrelevanten Anforderungen (Höchstgeschwindigkeit und Bergfahrt) erfüllt. Die dynamischen Versuche haben gezeigt, dass das BMW 5GT FCEV Kühlsystem den moderaten sportlichen Fahrbetrieb nicht einschränkt.

Die Versuchsdurchführung erfolgte in Anlehnung an BMW Richtlinien. Bei den dynamischen Kühlleistungsversuchen sind vorwiegend die Beschleunigungstests sowie die sportliche Handlingkurs-Fahrt von Bedeutung. Bei diesen Versuchen wurden trotz hoher Fahrleistungen und hoher Außentemperaturen die thermischen Grenzwerte des Brennstoffzellensystems sowie die der E-Komponenten nicht bzw. nur kurzzeitig erreicht (Abbildung 10). Ein thermisches Derating der Brennstoffzellenleistung trat nicht ein.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Diese Ergebnisse zeigen, dass die Herausforderung der Kühlung bei geringer Betriebstemperatur selbst bei hohen Umgebungstemperaturen bei der Integration von Wasserstoff Brennstoffzellen Technik in ein BMW 5GT FCEV Fahrzeug gemeistert und damit ein kundenwertes Verhalten gezeigt werden konnte.

4 Zusammenfassung

Im Rahmen der Energiewende wird Wasserstoff die Rolle eines Energiespeichers einnehmen, um die mit der fluktuierenden regenerativen Stromerzeugung anfallenden Überschüsse nutzen zu können. Der so regenerativ erzeugte Wasserstoff lässt sich bei kurzen Betankungszeiten hocheffizient für die emissionsfreie Langstreckenmobilität mit Wasserstoff-Brennstoffzellenfahrzeugen nutzen. Somit verbindet Wasserstoff als Schlüsselelement den Energie- und Mobilitätssektor.
Im Rahmen der Elektromobilität sieht die BMW Group die Wasserstoff-Brennstoffzellentechnologie als Ergänzung zu batterieelektrischen Fahrzeugen mit langstreckentauglicher chemischer Energiespeicherung. Die Wasserstoff Brennstoffzellen Technologie konnte in einer ersten Demonstrationsflotte der BMW Group ihre Alltagstauglichkeit zeigen. Dabei wurden Winter- und Heißlanderprobungen erfolgreich durchgeführt. Schwerpunkte waren hierbei Froststarts bei bis zu -25°C und Bergfahrten bei hohen Außentemperaturen.
Die für einen kommerziell erfolgreichen Durchbruch der Technologie zu lösenden Herausforderungen sind eine substanzielle Kostenreduzierung der Antriebskomponenten, der Aufbau einer Energiewirtschaft mit Wasserstoff als Speichermedium, der Ausbau der Tankstelleninfrastruktur sowie die Schaffung von passenden Rahmenbedingungen für einen erfolgreiche Marktentwicklung.

5 Literatur

(Henning & Palzer 2013) Hans-Martin Henning, Andreas Palzer. Energiesystem Deutschland 2050. Studie des Fraunhofer-Instituts für Solare Energiesysteme ISE, November 2013. URL: http://www.ise.fraunhofer.de/de/veroeffentlichungen/veroeffentlichungen-pdf-dateien/studien-und-konzeptpapiere/studie-energiesystem-deutschland-2050.pdf

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte
Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kurzfassung

Kontinuierlich strenger werdende CO_2-Flottenziel Gesetzgebungen verlangen nach alternativen, aber auch kundentauglichen Lösungen. Kosten, Reichweiteneinschränkungen oder derzeit fehlende Infrastruktur sind zumeist erschwerende Faktoren für Endkundenakzeptanz und verhindern somit breite Markteinführung von emissionsfreien Fahrzeugen. Plug-In Hybride, als eine mögliche Alternative, sind mittlerweile State of the Art und bieten bereits hohes Potenzial zur CO_2 Reduktion und teilweisen „Zero Emission“ Betrieb bei vorhandener Infrastruktur.

Im Rahmen eines nationalen Forschungs-Förderprojektes wurde gemeinsam mit den Projektpartnern ein weiteres Fahrzeugkonzept dargestellt, welches einen möglichen künftigen Lösungsansatz für sehr große Reichweiten im völlig emissionsfreien Fahrbetrieb darstellen kann. Vorteile unterschiedlicher Technologien werden genutzt, um bekannte Nachteile, wie den zeitintensiven Ladevorgang, zu kompensieren. Gesamtfahrzeug-Integrationsansätze für das Brennstoffzellen-Range-Extender-Konzept werden dargestellt, als auch die konkrete Umsetzung anhand eines bei Magna Steyr Engineering entwickelten Technologie-Demonstratorfahrzeugs aufgezeigt.

Abstract

The continuous increasingly stringent regulations for CO_2 fleet targets requests for further alternative and customer friendly solutions. High costs, reduced driving distance and missing infrastructure are some aggregative facts for end customer acceptance thus also for a broad market launch of ZEVs. Plug-In Hybrids are meanwhile “state of the art” with partly “Zero Emission” operation mode and already a good potential for CO_2 reduction.

Magna Steyr Engineering and project partners have developed another future vehicle solution for long driving range at zero emission within a national funded research project. Advantages of different technologies are used in combination to compensate disadvantages such as fast charging capability. Approaches for the complete vehicle integration of a Fuel Cell Range Extender Concept are highlighted by Magna Steyr Engineering as well as a concrete realization with a drivable technology demonstrator vehicle is shown.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bisher am Markt eingeführte Hybridfahrzeuge bieten die Möglichkeit unter akzeptablen Reichweiten die Emissionen zu senken, jedoch ist ein lokal emissionsfreies Fahren nur sehr begrenzt möglich. Reine Elektrofahrzeuge sind aufgrund der geringen Energiedichte von heutigen Traktionsbatterien nach wie vor in ihrem Einsatzradius begrenzt. Die Ladeinfrastruktur ist für E-Fahrzeuge prinzipiell vorhanden, jedoch ist das Laden noch sehr zeitintensiv. Ein Ausbau der vorhandenen Ladeinfrastruktur auf noch leistungsfähigere Schnellladesysteme wird die Ladezeiten zwar verbessern, jedoch weiterhin nicht vergleichbar mit konventionellen Tanken sein. Zugleich leidet beim Schnelladen oftmals die Lebensdauer der Traktionsbatterie massiv. Bei mit Wasserstoff betriebenen Fahrzeugen, die neben den rein batterieelektrischen Fahrzeugen ebenfalls der ZEV Fahrzeugkategorie angehören, ist das Betanken bedeutend schneller und mit dem konventionellen Tanken vergleichbar. Diese Technologie hat allerdings derzeit noch den Nachteil der nicht ausreichend flächendeckenden Wasserstoff-Tankstellen-Infrastruktur. Mittelfristig werden daher beide Antriebskonzepte einzeln betrachtet nicht vollständig den Anforderungen des Endkunden entsprechen.

Magna Steyr Engineering hat diese Problemstellung aufgegriffen und im Rahmen eines Forschungs-Förderprojektes in Zusammenarbeit mit dem Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik (IFA) der Technischen Universität Wien, der Wasserstoff-Forschungsgesellschaft HyCentA in Graz und der Firma Proton Motor GmbH in München, ein Brennstoffzellen-Range-Extender-Konzept entwickelt, sowie darauf basierend einen fahrbaren Technologie-Demonstrator aufgebaut (Abbildung 1). Dieses Konzept kann ein künftiger Lösungsansatz für sehr große Reichweiten im völlig emissionsfreien Fahrbetrieb sein. Im vorliegenden Artikel werden die bisher erlangten Erkenntnisse aus bereits entwickelten Fahrzeugkonzepten und Technologien aufgegriffen und im Gesamtkontext der alternativen Mobilität betrachtet. Integrationsansätze für das Brennstoffzellen Range-Extender Konzept werden dargestellt, als auch die konkrete Umsetzung beschrieben. Notwendige Adaptionen auf eine Serienumsetzung werden analysiert und das Prinzip des Antriebsstrangkonzeptes auf den Einsatz unterschiedlicher Fahrzeugsegmente untersucht.

Abbildung 1: Demonstratorfahrzeug für die Brennstoffzellen-Range-Extender-Technologie

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

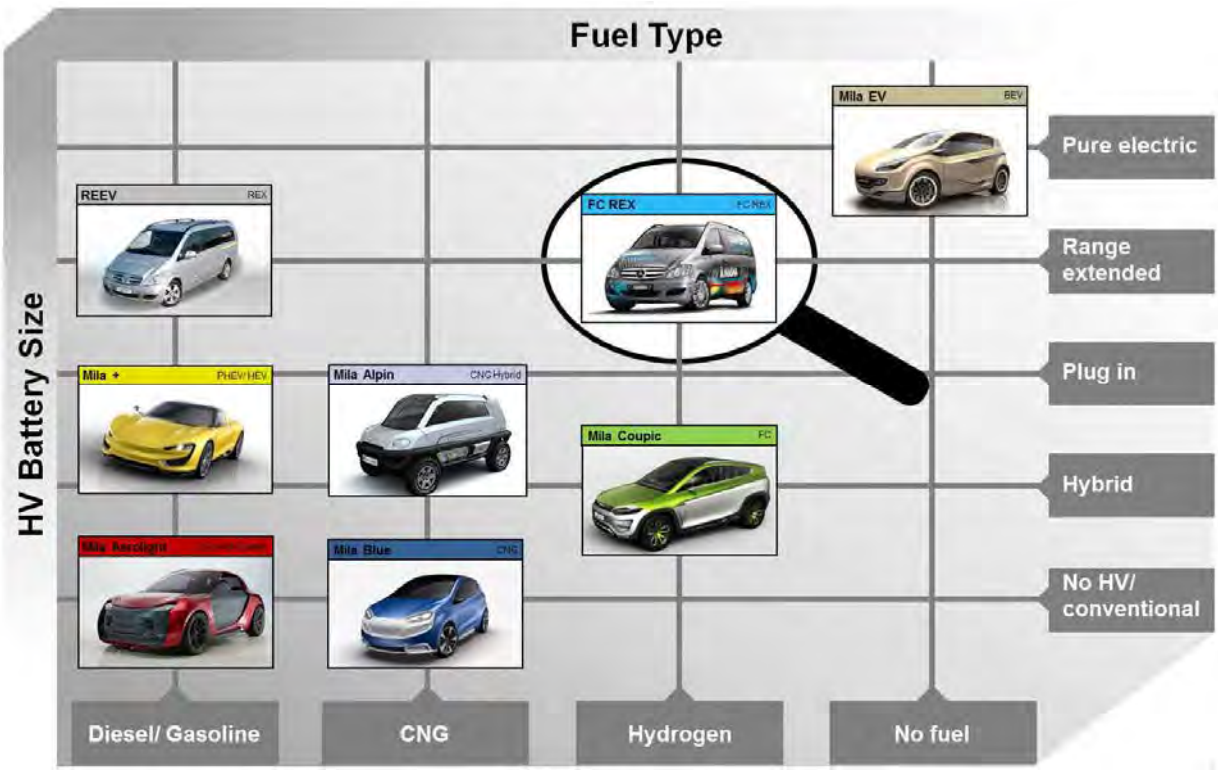


Abbildung 2: Technologieübersicht anhand der MILA Fahrzeugfamilie von Magna Steyr

Als weltweit führender, markenunabhängiger Engineering- und Fertigungspartner möchte Magna Steyr ihren Kunden den Automobilherstellern ein umfangreiches Leistungsspektrum in der Fahrzeugentwicklung bieten. So konnte seit 2005 mit den MILA-Konzeptfahrzeugen eine breite Palette möglicher Antriebskonzepte betrachtet, Technologien und Funktionen entwickelt und in Fahrzeugkonzepten realisiert werden. Abbildung 2 zeigt eine Auswahl der MILA-Fahrzeugfamilie sowie deren Technologie-Einordnung hinsichtlich des betrachteten Antriebsstranges.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

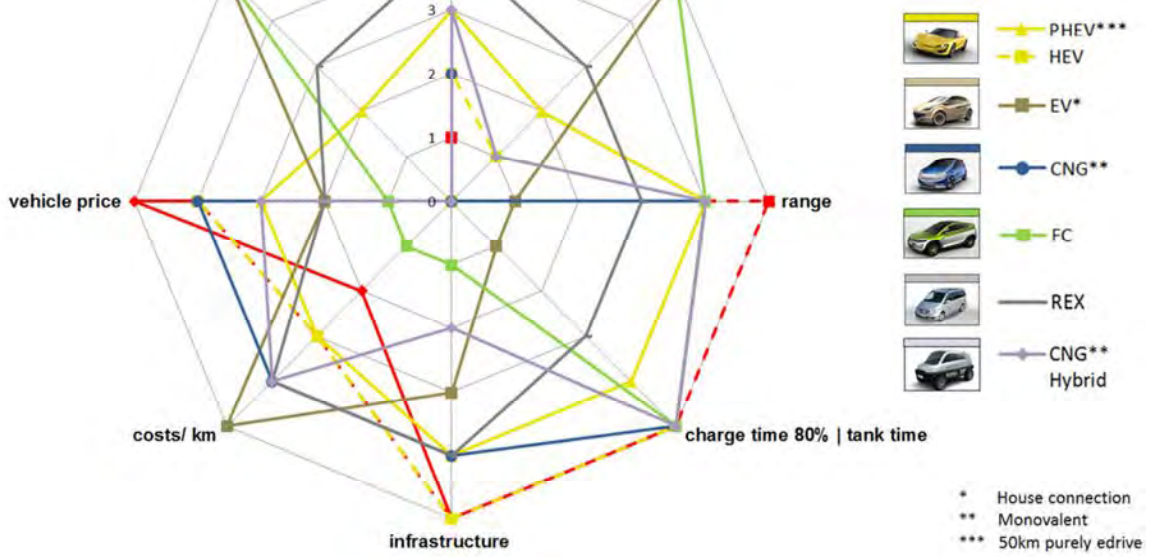


Abbildung 3: Gegenüberstellung und qualitative Bewertung verschiedener MILA Antriebskonzepte

Die unterschiedlichen alternativen Antriebstechnologien sind technisch bereits weit ausgereift, jedoch ist der hohe Preis von alternativen angetriebenen Fahrzeugen vorrangig den nach wie vor geringen Stückzahlen geschuldet. Steuerliche Vorteile oder Direktförderungen von alternativ angetriebenen Fahrzeugen sind stark länderspezifisch aber oftmals ein wichtiger Kaufaspekt für den Endkunden.

Aus der gezeigten Gegenüberstellung wird deutlich, dass derzeit keine Technologie frei von Kompromissen ist. Somit wird auch in Zukunft ein Fahrzeugmix aus mehreren Antriebstechnologien zum Einsatz kommen, um die festgelegten Flotten-Emissionsgrenzwerte sowie die Kundenerwartungen erfüllen zu können.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wasserstoffantriebs die Anschaffungskosten für den Endkunden vergleichsweise hoch. In Abbildung 4 sind die wesentlichen Aspekte wie zuvor qualitativ in selbigem Punktesystem bewertet.

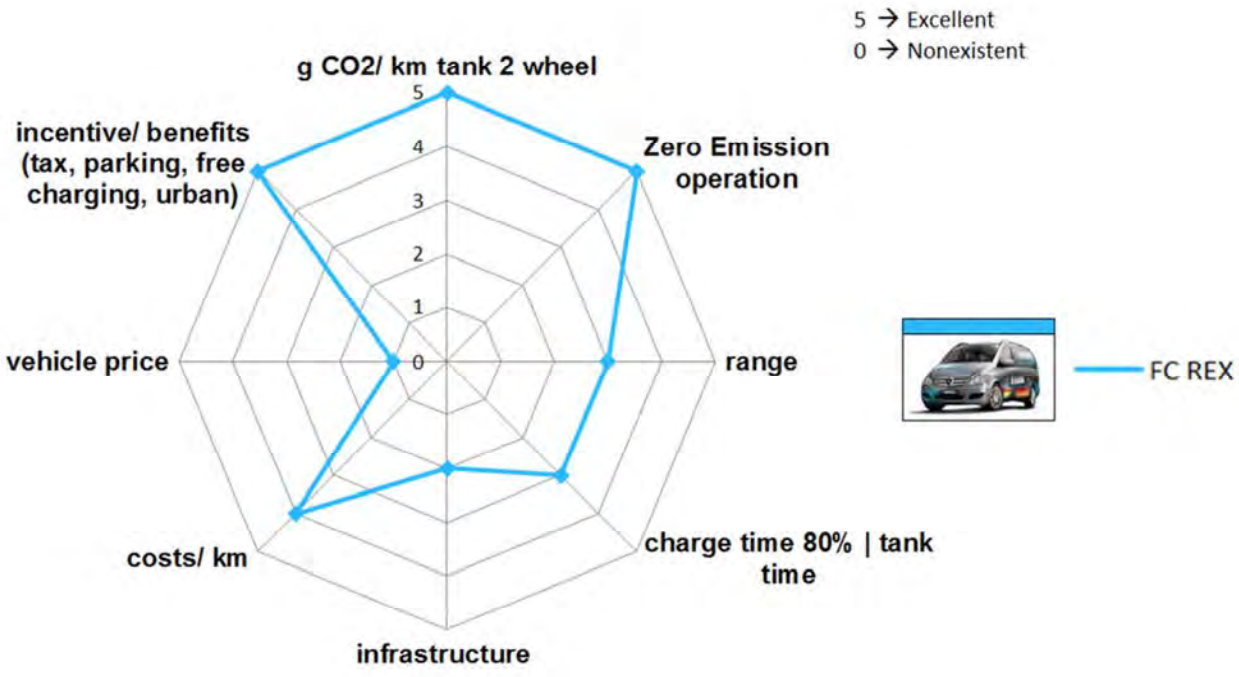


Abbildung 4: Qualitative Bewertung des Brennstoffzellen-Range-Extender-Antriebskonzept

Zu Projektstart wurden als Erstes die Haupt-Fahrzeugziele definiert, mit der Intention, die oben aufgeführten Benefits der zwei genannten Technologien mit einem elektrischen Allradsystem zu vereinen. Bei voll aufgeladener Batterie soll das Fahrzeug mit diesem Allradsystem vorrangig rein elektrisch betrieben werden. Sinkt der Batterieladezustand (SOC), schaltet sich die Brennstoffzelle als Range Extender entsprechend einer intelligenten Betriebsstrategie hinzu, um die absolute Reichweite zu erhöhen. Dabei soll es unter anderem mit dieser Antriebsstrangkonfiguration möglich sein, eine Reichweite von mehr als 50 km rein elektrisch, ohne Unterstützung der Brennstoffzelle, zu gewährleisten, um so den alltäglichen Bedarf der durchschnittlichen Fahrtstrecken des Endkunden bedienen zu können. In Kombination der zwei Energiequellen soll darüber hinaus eine Gesamtreichweite von 350 km bei Bedarf ohne Nachladen oder Nachtanken erreicht werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 5: Zielsetzung und Systemspezifikation des FC REX

Bei der Integration in das bestehende Basisfahrzeug mussten die neuen Systeme in dem vorhandenen Bauraum untergebracht werden. Hierbei hatte das Brennstoffzellen-System sowie das Wasserstoff-Druckspeichersystem einen hochkomplexen Integrationsaufwand und neben der Traktionsbatterie zugleich auch den höchsten Bauraumbedarf. Es mussten die Kompromisse zwischen Bauraum und sämtlichen funktionellen als auch sicherheitstechnischen Anforderungen betrachtet und erfüllt werden. Das Brennstoffzellensystem wurde vom Projektpartner Proton Motor entwickelt und im Vorderwagen, sowie Teile der Leistungselektronik im Getriebetunnel des Basisfahrzeugs platziert. Das Wasserstofftanksystem mit zwei Typ-IV-Behältern wurde im Hinterwagen integriert und ist eine Eigenentwicklung von Magna Steyr. In Abbildung 6 sind diese zwei, im Unterboden des Fahrzeugs integrierte Systeme, sowie die Haupteigenschaften dargestellt.

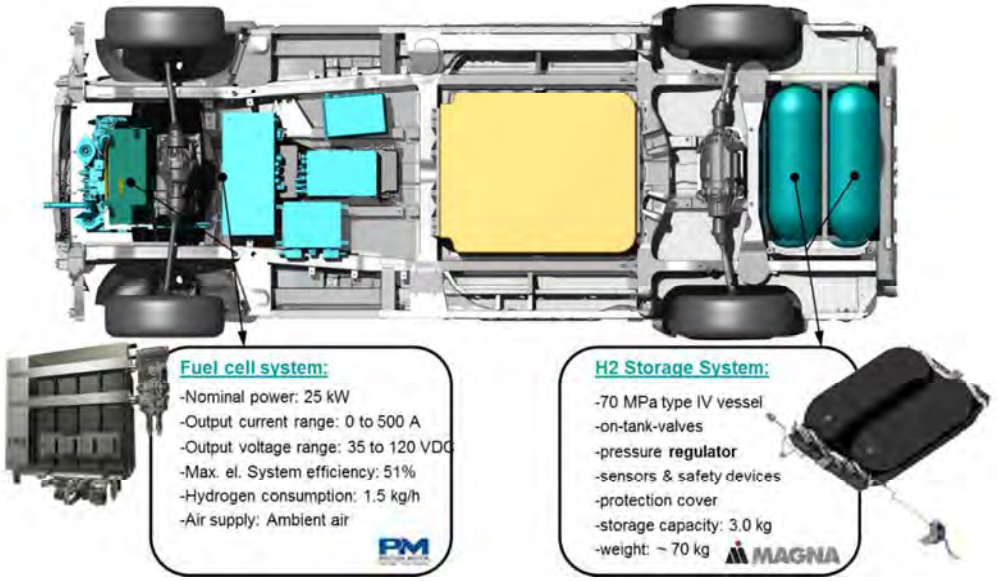


Abbildung 6: Package Ansicht Unterwagen Fahrzeugkonzept

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Funktion der konventionellen Lichtmaschine ersetzt in diesem Konzept der Spannungswandler DC/DC1 und deckt damit, bei einer maximalen Leistung von 3 kW, die Energiebedarfe des 12 V-Bordnetzes ab. Ein weiterer Spannungswandler (DC/DC3) ist aus sicherheitstechnischen Gründen im E/E-Konzept vorgesehen, der bei einem Fehlerfall im HV-Bordnetz (z.B. Sicherheitsabschaltung der HV-Batterie) für einen kontrollierten Shut-Down des Brennstoffzellen-Stacks sorgt.

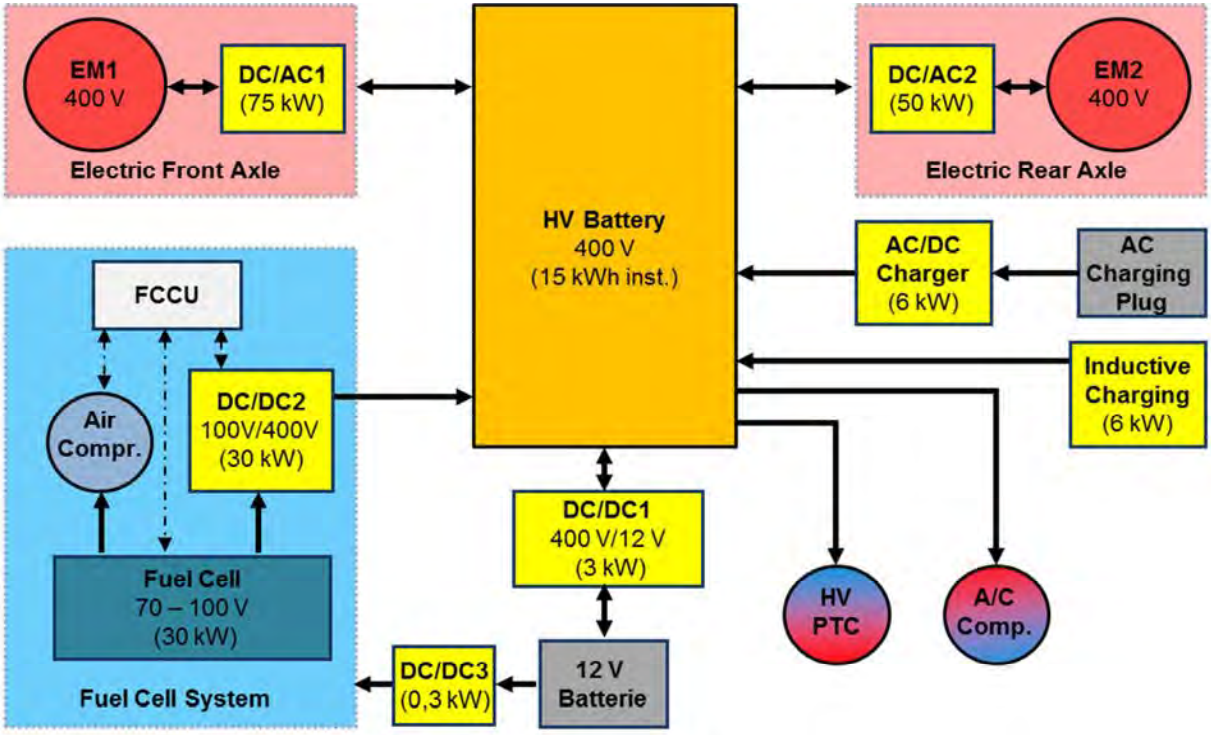


Abbildung 7: FC REX E/E Architektur

Zum Laden der HV Batterie stehen zwei unterschiedliche Ladetechnologien zur Verfügung: Zum Einen ist eine gebräuchliche konduktive Ladeverbindung via Onboard-Charger bei einer möglichen Ladespitzenleistung von knapp 6 kW installiert. Zur Erhöhung der Kundenakzeptanz beim Ladevorgang ist zusätzlich ein induktives Ladesystem mit selbigen Ladeleistungen im Technologieträger vorgesehen. Somit kann der nutzbare Energieinhalt der HV Batterie in rund 2 h vollständig nachgeladen werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

geringeren optimalen Temperaturniveau Rechnung zu tragen. Parallel dazu gibt es einen weiteren Kühlkreis der die Antriebssysteme sowie das Brennstoffzellen System und das Kabinenheizsystem vereint.

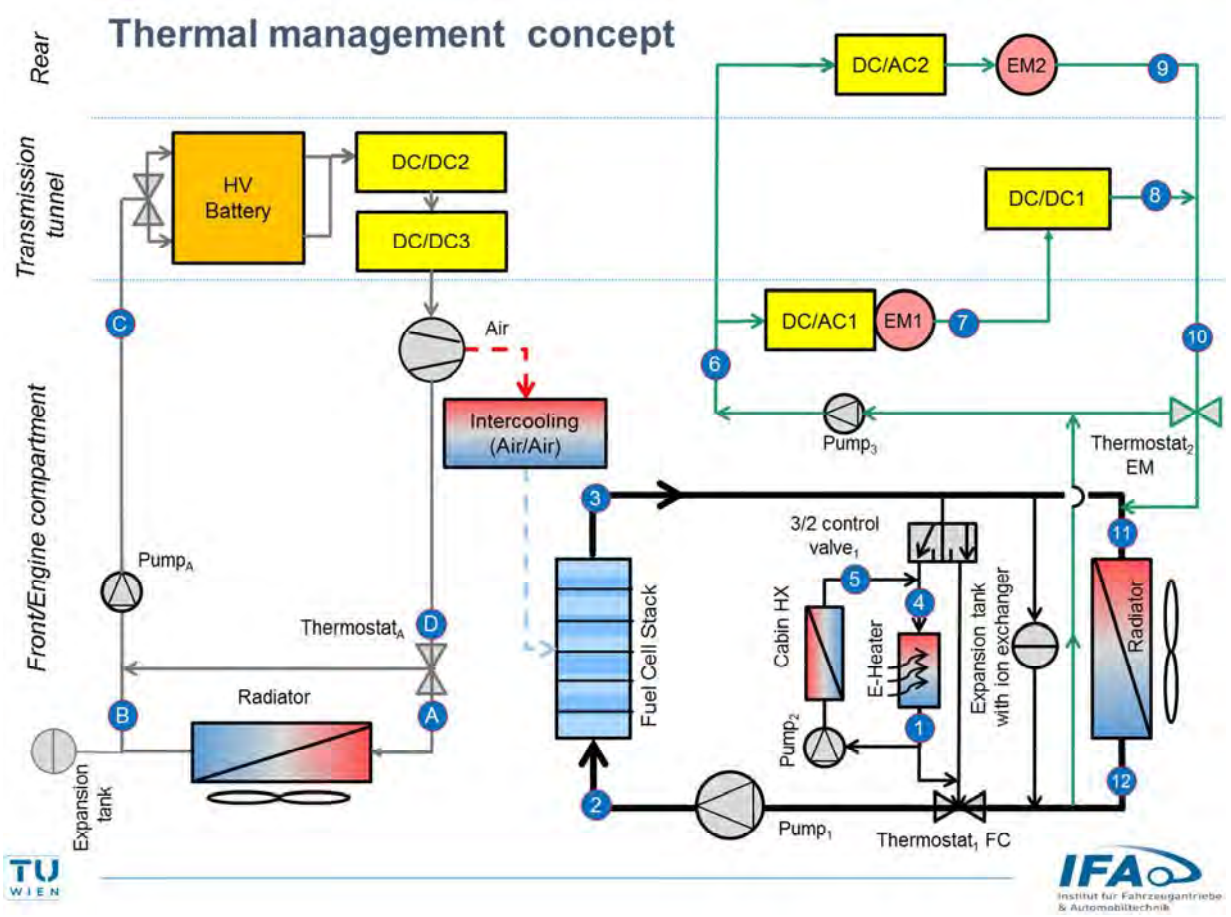


Abbildung 8: FC REX Thermalmanagement

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

sowie regenerative Bremsenergie werden durch Laden und Entladen der Batterie abgedeckt.

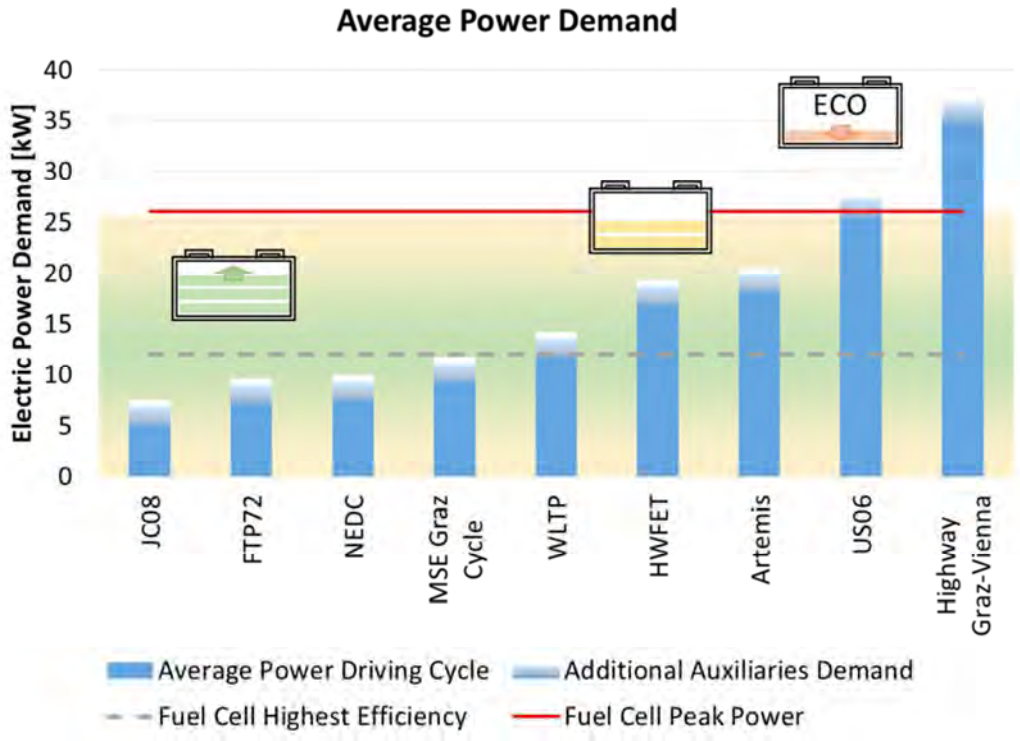


Abbildung 9: Durchschnittlicher Leistungsbedarf eines MPV in verschiedenen Fahrzyklen

Abbildung 9 zeigt diesen durchschnittlichen Leistungsbedarf über verschiedene gesetzliche- aber auch reale Fahrzyklen. Neben dem reinen Fahrzyklus ist zusätzlich der Bedarf der Nebenverbraucher, besonders Heizen und Klimatisierung, zu betrachten. Es wird ersichtlich, dass der größte Teil der Fahrzyklen mit der im Fahrzeug installierten Brennstoffzelle (~25 kW netto) abgedeckt werden können. Nur bei sehr aggressiver Fahrweise oder Autobahnfahrten in höheren Geschwindigkeitsbereichen ist der Leistungsbedarf höher, wodurch es bei Dauerbetrieb zu einem Entladen der Batterie kommen würde. Für diesen Fall kann entweder eine etwas größere Brennstoffzelle oder eine angepasste Betriebsstrategie integriert werden. So kann zum Beispiel durch einen ECO-Modus der Leistungsbedarf durch die Reduktion des verfügbaren Antriebsmomentes wie auch die Leistungsanforderung der Nebenverbraucher reduziert werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Funktionelle/Thermische Einschränkungen der einzelnen Komponenten/Systeme
- Fahrerwunsch (Leistungsbedarf)

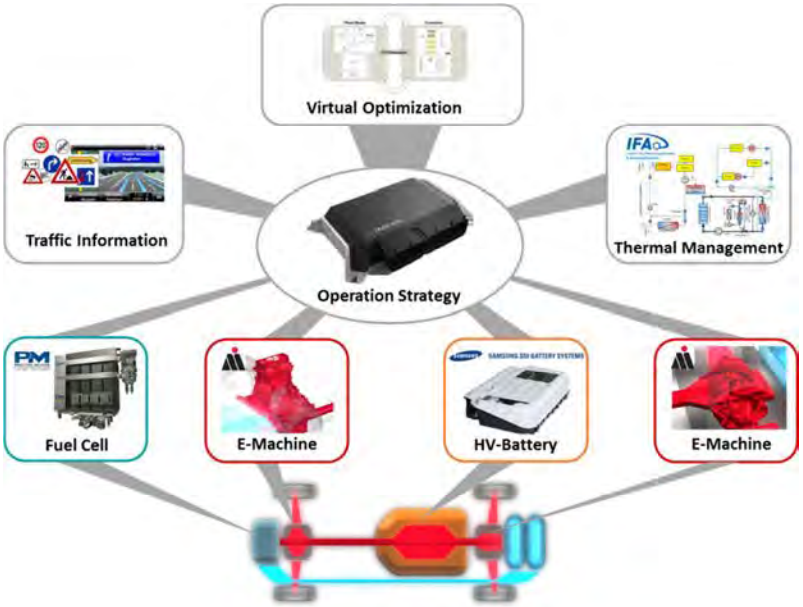


Abbildung 10: Zusammenwirken und Einflussparameter auf die Fahrzeug Betriebsstrategie

Daraus abgeleitet ergeben sich folgende Herausforderungen und Nebenbedingungen für die Entwicklung einer Betriebsstrategie:

- Leistungsbereitstellung, Dynamik und Lebensdauer des Brennstoffzellensystems
- Optimaler Wirkungsgrad der einzelnen Systeme (Brennstoffzelle, EM und DC/AC,…)
- Optimale Drehmomentverteilung der elektrischen Motoren
- Fahrbarkeit
- Bevorzugte Energiequelle (Batterie/Wasserstoffspeicher)

Hierfür wurde für das Demonstratorfahrzeug eine intelligente Betriebsstrategie, gemäß dem Grundkonzept wie in Abbildung 11 dargestellt, entwickelt und implementiert. Ausgehend von der Tatsache, dass zurzeit die Kosten für identische Reichweiten aus Wasserstoff etwas höher liegen als bei „elektrischer Betankung“ aus dem Stromnetz, liegt der Fokus der im Fahrzeug implementierten Betriebsstrategie auf der primären Entladung der HV-Batterie, um an Stromtankstellen so viel Energie wie möglich wieder zu laden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

kann diese Entscheidung verfeinert und optimiert werden.

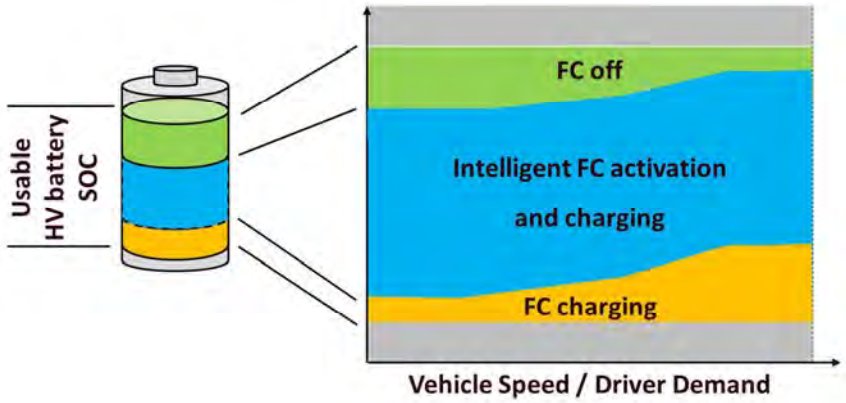


Abbildung 11: Grundkonzept der Range-Extender-Betriebsstrategie

Zur Steigerung der Effizienz der Betriebsstrategieentwicklung wurde ein wesentliches Augenmerk auf die Simulation gelegt. In der Simulation ist es möglich die verschiedenen Einflussparameter zu analysieren und Wechselwirkungen und Sensitivitäten auszuwerten. Auf Basis dieser Ergebnisse können die einzelnen Funktionen und die gesamte Betriebsstrategie definiert und spezifiziert werden, welche schließlich in Fahrzeug bzw. der VCU implementiert werden. Des Weiteren bietet die Simulation die Möglichkeit der Optimierung der Parameter. Aus der virtuellen Optimierungsschleife wird die Basis-Kalibrierung für die Betriebsstrategie definiert.

Trotz vieler Sensoren und Optimierungsmöglichkeiten hat letztendlich der Fahrer mit seinem Fahrprofil und der ihm bekannten geplanten Wegstrecke den größten Einfluss auf die zu erwartende Reichweite. Daher wurden spezielle Energie- und Betriebsmodi entwickelt die dem Fahrer die Möglichkeit gegeben auf die Betriebsstrategie des Fahrzeugs Einfluss zu nehmen:

- DEFAULT: Standard mode without any limitations automatically activated after start-up
- ECO: Objective to maximize the range with limitations of Performance and/or Comfort
- AWD: Permanent All Wheel Drive Functionality
- EV: Pure BEV operation without fuel cell activation
- H2: Activation of fuel cell sustain battery SOC or charge battery

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 12: Screenshot des HMI im Demonstratorfahrzeug

Betriebsmodus DEFAULT

Nach einem Fahrzeugneustart wird dieser Modus standardmäßig eingenommen. Die dahinter gelegte Betriebsstrategie entspricht in diesem „Default“ Modus dem REX-Grundkonzept aus Abbildung 11. Eine Boost-Funktionalität zur Bereitstellung maximaler Antriebsleistung sowie eine bedarfsgerechte und energieeffiziente Allradfunktionalität sind hier implementiert. Die Einschränkung von Komfortfunktionen wie z.B. Heizung oder Klimatisierung ist in diesem Modus nicht gewünscht.

Betriebsmodus ECO

Dieser Betriebsmodus dient zur Maximierung der Reichweite und wird mittels Leistungs- und Komfort Einschränkung realisiert. Abbildung 13 zeigt die Auswirkung eines ECO Modus auf den Energiebedarf und die Optimierung der Reichweite. Hierbei wurde ein reales Autobahn-Geschwindigkeitsprofil aufgenommen und in die Gesamtfahrzeug-Simulation (LMS Imagine.Lab AMESIM) übertragen. Das Fahrzeug wurde einmal ohne Systembegrenzungen (DEFAULT Mode) und mit Systembegrenzung (ECO Mode) simuliert sowie aufbauend auf den Ergebnissen daraus die Energiebilanz errechnet. Im ECO Modus sind Fahrerwunsch-Moment, Maximalgeschwindigkeit sowie die Leistung der Nebenverbraucher reduziert. Die Analyse zeigt, dass im Default Mode aufgrund des hohen Energiebedarfes bei 130 km/h zwischendurch nachgetankt werden muss (je nach Verfügbarkeit Strom oder H_2), um das Ziel zu erreichen. Im Gegensatz dazu reduziert der ECO Modus die Geschwindigkeit und damit den Energiebedarf in diesem Beispiel um 25%, sodass das Ziel ohne Nachtanken erreichbar ist. Aufgrund der niedrigeren Fahrgeschwindigkeit muss ein Kompromiss in Form einer um 15% längerer Fahrzeit hingenommen werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

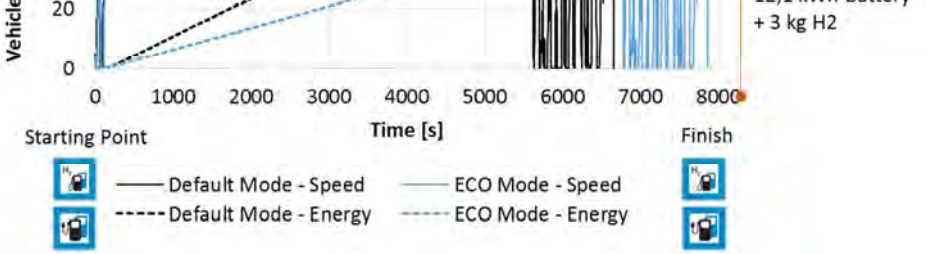


Abbildung 13: Einfluss ECO Modus auf die Energiebilanz und Fahrzeugreichweite

Betriebsmodus AWD

Mit der spezifizierten Antriebsarchitektur, die eine elektrische Vorder- sowie Hinterachse beinhaltet, bietet das Demonstratorfahrzeug die Möglichkeit per Allrad zu fahren. Abbildung 14 zeigt, dass es energetisch betrachtet besser ist, mit nur einer Achse zu fahren. Aufbauend auf diesen Kenntnissen zeigt Abbildung 15 ein Beispiel für eine optimierte Drehmomentverteilung über das Fahrerwunschmoment. In niedrigeren Leistungsbereichen ist es effizienter mit nur einer elektrischen Achse zu fahren, um so das Fahrzeug in einem höheren Gesamtsystemwirkungsgrad zu betreiben. Bei höheren Drehmoment-Anforderungen wird aufgrund der Komponentenbegrenzungen mit beiden Achsen gefahren. Für eine optimierte Reichweite ist daher im DEFAULT-Fahrmodus diese Einstellung aktiv. Der Fahrer kann den permanenten AWD-Modus gezielt wählen, sodass bei niedrigen Drehmomenten eine vorgesteuerte Traktion bereitgestellt wird. Hierbei verschiebt sich der Fokus von Energieeffizienz hin zu Traktion.

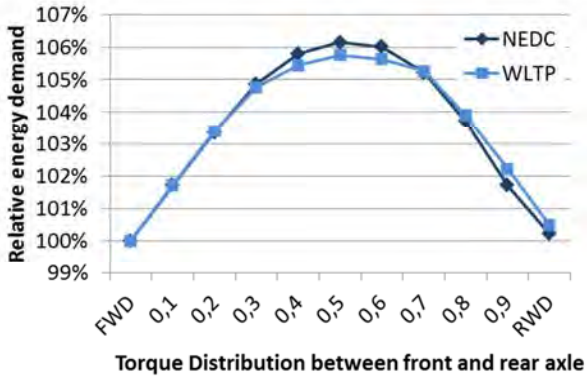


Abbildung 14: Energiebedarf abhängig einer konstanten Allradverteilung im NEDC vs. WLTP

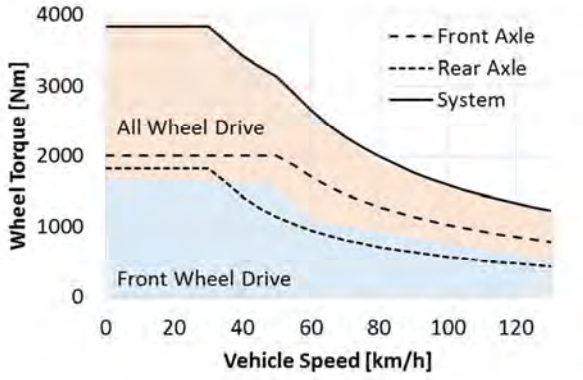


Abbildung 15: Schemata einer Energie-optimierten Allradverteilung

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der H_2-Modus (SOC SAVE) ist neben dem reinen EV-Modus eine vom Fahrer aktiv auswählbare Energieoption. Dabei wird die Brennstoffzellenleistung abhängig des Batterieladezustands geregelt. Ziel der Funktion ist es, den Ladezustand der HV-Batterie auf den aktuellen SOC (inkl. Hysterese) konstant zu halten, bzw. das zulässige SOC-Minimum auf 50% zu begrenzen (siehe Abbildung 16). Diese Option bietet dem Fahrer die Möglichkeit, aktiv einen Leistungspuffer durch die Batterie zu erzeugen und dabei die Trägheit einer REX Brennstoffzelle zu kompensieren, falls er höheren Leistungsbedarf für eine kommende Strecke (z.B. Autobahnfahrt, Bergstraße) beabsichtigt.

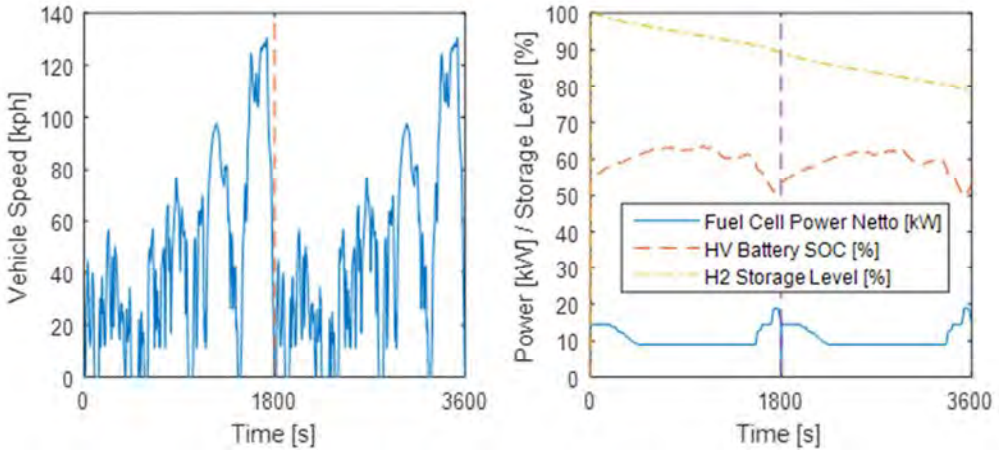


Abbildung 16: SOC Verhalten im H2 Energiemodus im WLTP

Fahrtroutenoptimierte Betriebsstrategie

Wie bereits in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben, kann das Brennstoffzellen-Range-Extender-Fahrzeug die Nachteile der Ladeinfrastruktur der Wasserstofftechnologie sowie die elektrischen Ladedauer von Elektrofahrzeugen kompensieren. Um diesen Vorteil maximal zu nutzen und zeitgleich hohe Reichweiten zu garantieren, wurde eine streckenbasierte Ladestrategie entwickelt, die ein bedarfsgerechtes Nachtanken ermöglicht. Dabei bezieht die Ladestrategie abhängig von der vorhandenen Ladeinfrastruktur (basierend auf GPS-Kartenmaterial), des Einsatzortes (Zero Emission Zonen) sowie der statistisch wahrscheinlichsten, nächst folgenden Strecke, die Energie aus dem Brennstoffzellensystem oder der HV-Batterie. Liegt das Fahrtziel im Bereich der möglichen Reichweite des Fahrzeuges, greift die effizienzgesteuerte Basis-Betriebsstrategie. Die Ladestrategie macht sich bemerkbar, sobald die Entfernung zum Ziel über der möglichen aktuellen kombinierten Rest-Reichweite liegt. Alternativ kann der Fahrer das Nachladen der Batterie aktiv starten, um einen optimalen Ladezeitpunkt zu ermöglichen. Vor

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

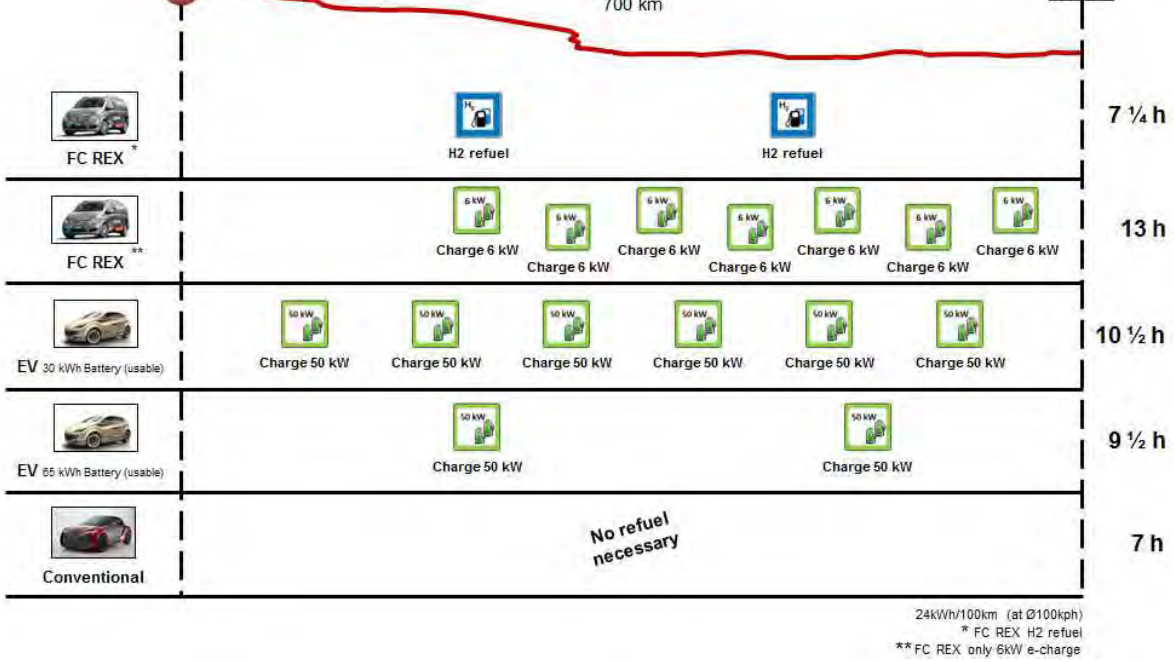


Abbildung 17: Vergleich Fahrtzeit Wien – Stuttgart unterschiedlicher Antriebstrangkonfigurationen

Für die 700 km lange Fahrtstrecke auf der Autobahn von Wien nach Stuttgart, bei einer angenommenen Durchschnittsgeschwindigkeit von 100 km/h, benötigt ein konventionell angetriebener MPV (Diesel) eine Fahrtzeit von 7h und verursacht Energiekosten von 64 €. Aufgrund der gewählten Fahrzeugspezifikation des FC REX sowie der Vergleichsfahrzeuge in dieser Darstellung ist jeweils ein mehrmaliges Nachladen notwendig. Dabei wird angenommen, dass dem batterieelektrische Fahren eine 50 kW-Lademöglichkeit zur Verfügung steht. Die Fahrtkosten sind aufgrund der geringen Energiekosten pro kWh Strom bei dem batterieelektrischen Fahren sehr günstig, jedoch schlägt das zeitintensive Nachladen zu Lasten der Gesamtfahrtzeit nieder.

Bei der kostenoptimierten Fahrtroute des FC-REX ist eine Gesamtfahrzeit von 13 h erforderlich. Die Fahrtkosten betragen dabei 40 €. Bei der fahrzeitoptimierten Strategie hingegen reduziert sich die Fahrtzeit auf 7 ¼ h, bei erhöhten Fahrtkosten von 83 €. Es wird ersichtlich, dass beide Ladestrategien in dem Brennstoffzellen-Range-Extender-Fahrzeug jeweils einen Mehrwert hinsichtlich Fahrtkosten oder Fahrtzeit erzielen können. Liegen die Fahrtkosten von 40 € bei der kostenoptimierten Fahrtroute wesentlich unter den Kosten des konventionell angetriebener MPV (Diesel), so ist zugleich bei der fahrzeitoptimierten Strategie die Fahrtzeit mit der des MPVs vergleichbar.

(Berechnungsgrundlage Ø Preise 2015 Österreich: 1 €/l Diesel; 0,15 €/ kWh Strom; 9 €/ kg H_2)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Öffentlichkeit vorgestellt. Die Fertigstellung des Demonstratorfahrzeugs ist mit Projektende im letzten Quartal in 2016 geplant. Als nächster Schritt werden die Funktionen der Brennstoffzellen-Range-Extender-Systeme validiert sowie Fahrbarkeitseigenschaften des Demonstratorfahrzeugs untersucht. Die daraus resultierenden Erkenntnisse werden in die Gesamtfahrzeugsimulation zurückgespielt und hinsichtlich der Wechselwirkung zwischen Energieverbrauch und Fahrbarkeit optimiert. Im Anschluss werden die Einflüsse im realen Fahrbetrieb evaluiert und gegenüber genormten Fahrzyklen analysiert.

Mit dem zu Projektbeginn spezifizierten Antriebskonzept in Verbindung mit den dafür entwickelten Funktionen und der gesamtheitlichen Betriebsstrategie wurde ein Technologieträger für große Reichweiten im Zero-Emission Fahrbetrieb realisiert. Die gesetzten Gesamtfahrzeugziele konnten mit dem aufgebauten Demonstratorfahrzeug, gemäß den Werten der linken Spalte in Abbildung 18, erreicht werden. Die eingesetzte Antriebsarchitektur ist auf kundenspezifische Anforderungen adaptierbar und für unterschiedliche Fahrzeugsegmente einsetzbar. Am Beispiel eines C-Segment-Fahrzeugs mit gleicher Spezifikation erhöhen sich Reichweite und Fahrleistungen entsprechend Abbildung 18.

Driving Cycle	FC REX	C-Segment
Max. vehicle speed	130 kph *	130 kph *
Max vehicle speed in H_2 mode	100 kph	120 kph
NEDC pure battery range	70 km	90 km
NEDC combined range	350 km	480 km
Acceleration 0…50 kph	4.0 s	2.8 s
Acceleration 0…100 kph	10.9 s	7.5 s

* Limitation due to selected electric motor speed limit

Abbildung 18: Simulationswerte für MPV vs. C-segment PKW mit FC-REX in verschiedenen Fahrzyklen

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

EM	Electric Machine
EV	Electric Vehicle
FC	Fuel Cell
FC REX	Fuel Cell Range Extender
FCCU	Fuel Cell Control Unit
FWD	Front Wheel Drive
HEV	Hybrid Electric Vehicle
HMI	Human Machine Interface
HV	High Voltage
MILA	Magna Innovative Lightweight Automobile
MPV	Multi Purpose Vehicle
NEDC	New European Driving Cycle
PEM	Proton Exchange Membrane
PHEV	Plug-In Hybrid Electric Vehicle
PTC	Positive Temperature Coefficient
REX	Range Extender
RWD	Rear Wheel Drive
SOC	State Of Charge
VCU	Vehicle Control Unit
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure
ZEV	Zero Emission Vehicle

Literaturverzeichnis

[1] Link zu Preisangabe 1kg H_2 entspricht 9€

http://www.mycar.net/auto/hyundai/ix35-fcev/442-hyundai-ix35-fcev-vs-toyota-mirai.html

[2] Link zu Mercedes Viano Originalbild aus Prospekt zur Weiterverwendung der FCREX Seitenansicht

http://www.caricos.com/cars/m/mercedes-benz/2013_mercedes-benz_viano_grand_edition/1600x1200/2.html

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

(SOFC – Solid Oxid Fuel Cell) zum Einsatz. Diese Art von Brennstoffzellen kann praktisch mit allen handelsüblichen Kraftstoffen über eine Reformierung betrieben werden und wandelt neben Wasserstoff auch Kohlenmonoxid in elektrischen Strom um. Im Vergleich zu Niedertemperaturbrennstoffzellen (PEM) bestehen aufgrund der hohen Betriebstemperatur von 700-800°C natürlich Nachteile in Hinblick auf Dynamik und Startzeit, diese werden jedoch durch sehr hohe Wirkungsgrade und die Multi-Fuel Fähigkeit kompensiert.

Im Rahmen der AVL Entwicklung wurde diese Technologie von einer anfänglichen Machbarkeitsstudie bis zu voll integrierten APU (Auxiliary Power Unit) Systemen der 3. Generation vorangetrieben. Mit der aktuellen Produktplattform SOFC APU Gen III wurden exzellente Ergebnisse erzielt, wie Betrieb mit konventionellem Diesel, 3kW elektrische Nettoleistung, 35% elektrischer Wirkungsgrad und eine ausreichende Leistungsdichte für die jeweilige Zielanwendung.

Anhand von 2 Entwicklungsvorhaben werden 2 unterschiedliche Anwendungsfälle vorgestellt und diskutiert: Einerseits die Anwendung als APU in schweren Nutzfahrzeugen und andererseits als Range Extender in batterie-elektrischen Fahrzeugen.

Abbildung 1: AVL SOFC APU Entwicklungshistorie

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

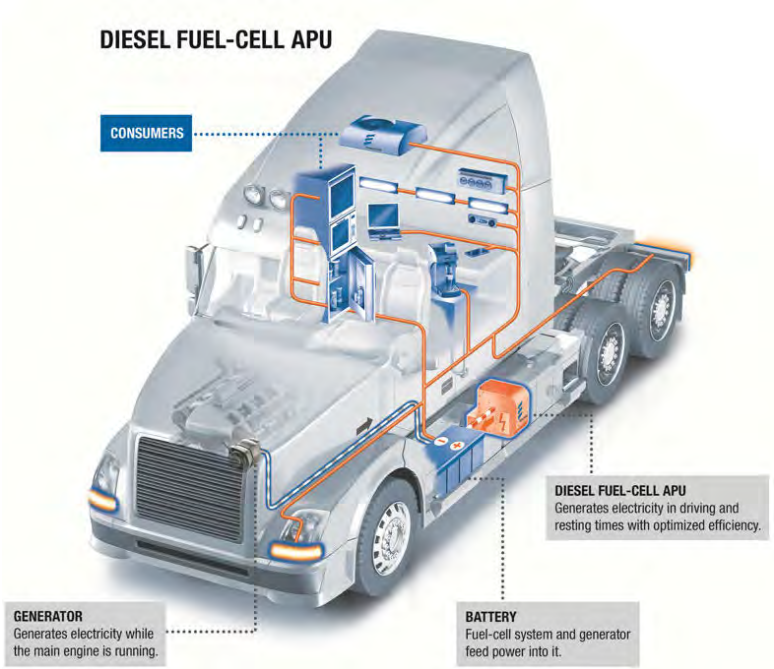


Abbildung 2: Integrationskonzept einer SOFC APU in ein Nutzfahrzeug [2]

Die Motivation für die Anwendung von APUs in schweren Nutzfahrzeugen liegt vor allem in der Reduktion von Kosten und Emissionen während Fahrzeugstillstandszeiten, in denen der Antriebsmotor im Leerlauf betrieben wird. Schwere Nutzfahrzeuge (Class 8) werden speziell in den USA bis zu 8 Stunden am Tag im Leerlauf betrieben, um primär Fahrerkomfortfunktionen (Klimatisierung, PC, Kühlschrank,..) mit Energie zu versorgen. Dies verursacht signifikante Emissionen und einen, aufgrund niedriger Effizienz im Leerlauf, sehr hohen Kraftstoffverbrauch. Parallel dazu kommt es natürlich zu erheblichen Lärmbelästigungen des Fahrers und der Umgebung. Aufgrund dieser Tatsachen wurden in den letzten Jahren, in einer Vielzahl von amerikanischen Bundesstaaten, Gesetzgebungen zum Verbot bzw. zur Einschränkung von Motorleerlauf in Nutzfahrzeugen erlassen. Diese Gesetzgebung ermöglicht zusammen mit der Kosteneinsparung aufgrund der Verbrauchsreduktion eine sehr interessante und vielversprechende Anwendung von Brennstoffzellen-basierten APUs. Abhängig vom Kraftstoffpreis kann eine Amortisationszeit von unter 2 Jahren dargestellt werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 3: Aufbau eines SOFC APU Systems [4]

In Abbildung 3 ist der prinzipielle Aufbau eines SOFC APU Systems dargestellt. Die SOFC Brennstoffzelle muss mit Kraftstoff auf der Anode und mit Sauerstoff (Luft) auf der Kathode versorgt werden. Die Luft muss in einem Wärmetauscher vorgewärmt werden, um zu hohe thermische Gradienten in der Brennstoffzelle zu vermeiden. Kraftstoffseitig wird flüssiger Diesel verdampft und einem katalytischen Reformer zugeführt, in dem die Kohlenwasserstoffketten in Wasserstoff und Kohlenmonoxid aufgespaltet werden. Diese Gasmischung (beinhaltet zusätzlich noch Kohlendioxid, Wasserdampf und Stickstoff) wird der Anode zugeführt. In der Brennstoffzelle wird durch elektrochemische Oxidation elektrische Energie erzeugt. Da eine Brennstoffzelle typischerweise nicht 100% des Kraftstoffes umsetzen kann, wird das Restgas (beinhaltet noch geringe Mengen an H_2 und CO) in einem Oxidationskatalysator verbrannt und die dabei entstehende Wärme für die Vorwärmung der Luft verwendet. Zur Optimierung des Reformierungsprozesses wird eine Anodenrezirkulation vorgesehen. Dieser Prozess ist sehr ähnlich wie die Abgasrückführung in Verbrennungsmotoren. Ein Teil des Anodenabgases wird über ein Heißgasgebläse rezirkuliert und dem Reformer zugeführt. Aufgrund des hohen Wasserdampfpartialdruckes in diesem Gas, wird das Wasser zu Kohlenstoff Verhältnis im Reformer angehoben und so Rußbildung wirkungsvoll unterdrückt.

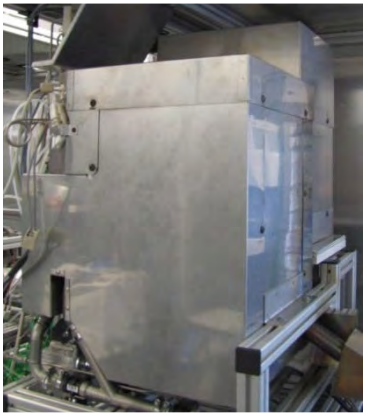
Am Beginn des Projekts DESTA wurden 6 APU System intensiv getestet. Die Grundlage dazu waren Systeme mit einem SOFC Stackmodul für ungefähr 2kW elektrische Nettoleistung. Aufgrund der detaillierten Produktspezifikationen definiert von Volvo, musste die Ausgangsleistung aller weiteren Systeme auf 3kW angehoben werden. Dazu wurde ein zweites SOFC Stackmodul integriert.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 4: Test eines AVL SOFC APU System (mit einem Stackmodul)

Abbildung 4 zeigt ein SOFC APU System auf einem AVL Prüfstand und die Testergebnisse eines Funktionstests. Mit diesem System wurde eine maximale Ausgangsleistung von 2.2kW erreicht bei Betrieb mit schwefelfreiem Diesel. In diesem Test wurde ein elektrischer Nettowirkungsgrad von 29% demonstriert. Dieses System wurde in Folge für über 2.000 Stunden intensiv getestet.

In Abbildung 5 ist ein SOFC APU System von Eberspächer dargestellt und der Test eines simulierten einwöchigem Lastprofils. Dieses System ist mit einem zweiten Stackmodul ausgestattet und erreicht somit die Lastanforderung von 3kW. Das Lastprofil wurde von Volvo definiert und repräsentiert den typischen Betrieb von APUs in schweren Nutzfahrzeugen am US Markt. Das Lastprofil zeigt 5 längere Übernachtbetriebszeiten und kurze Betriebsphasen in Fahrpausen während dem täglichen Fahrbetrieb. Dieser Test wurde in Summe mit 3 unterschiedlichen APU Systemen durchgeführt, jeweils bis zum Erreichen von EOL (end of life).



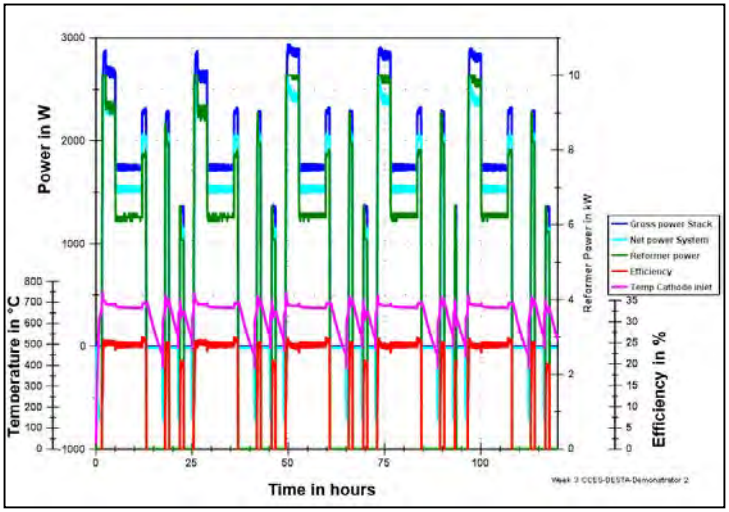


Abbildung 5: Test eines Eberspächer SOFC APU Systems [5]

Zusätzlich zu den Funktionstests wurden auch Vibrationstests mit aktiven APU Systemen durchgeführt. Aufgrund des keramischen Aufbaus bestand der Verdacht einer eingeschränkten Verträglichkeit von SOFC Stacks hinsichtlich mechanischen Belastungen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

der beiden Kraftstofftanks direkt auf dem Fahrgestell installiert. Der Querschnitt der APU wurde speziell in Richtung der Integration konstruiert und entspricht dem eines Kraftstofftanks.

Abbildung 6: DESTA Truck Demonstrator mit integrierter SOFC APU [2]

Der Truck mit installierter APU wurde einige Wochen betrieben und hat dabei ungefähr 2.500km zurückgelegt. Während des Fahrbetriebes ist die APU prinzipiell abgeschaltet, aufgrund der hohen Betriebstemperatur befindet sich das System jedoch meistens noch in einem „warmen“ Zustand. Zur Simulation von realistischem APU Betrieb wurden einige Übernachttestläufe durchgeführt, in denen die APU sämtliche elektrische Verbraucher des Trucks mit elektrischer Energie versorgte. Zusammenfassend waren die Tests sehr erfolgreich, da keine unerwarteten Probleme auftraten und die Verfügbarkeit der APU sehr hoch war. Im Fahrzeugbetrieb wurde ein elektrischer Nettowirkungsgrad von 29% bei einer Nettoleistungsabgabe von 2.9kW erreicht.

Zusammenfassend sind in Abbildung 7 die vorab definierten Projektzeile und deren Erreichung dargestellt. Abgesehen von der Startzeit des APU Systems wurden alle Ziele mehr oder weniger erreicht. Eine Startzeit von 30min ist mit der aktuellen Generation von SOFC Technologie nicht vernünftig darstellbar. Ein neuer Ansatz zur Minimierung der Startzeit mit einer innovativen neuen SOFC Technologie wird im folgenden Kapitel gezeigt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Operation on conventional road diesel fuel (US Diesel)	

Abbildung 7: Erreichung der definierten DESTA Ziele [5]

Wie in diesem Kapitel gezeigt, stellen SOFC APU Systeme eine interessante Alternative für die Bordstromversorgung in Truck Stillstands-Phasen dar. Die CO_2 Emissionen von Motorleerlauf konnten nachweislich um 74% reduziert werden, dazu noch eine bis zu 99%ige Reduktion anderer Emissionen wie NO_x, THC and CO. Abhängig vom Kraftstoffpreis können Amortisationszeiten von unter 2 Jahren dargestellt werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

basierten Range-Extender Systemen untersuchen, die prinzipiell Vorteile in Bezug auf hohe Effizienz und Kraftstoffflexibilität versprechen. Wird wie im Projekt MestRex ein Biokraftstoff eingesetzt, kann auch ein CO_2 neutraler Betrieb dargestellt werden.

Bis heute wurde SOFC Technologie primär in der stationären Energieerzeugung eingesetzt, da eine hocheffiziente Umwandlung von chemischer in elektrische Energie möglich ist. In diesem Marktsegment wurden auch bereits einige Produkte am Markt etabliert, wie z.B. von Bloom Energy (US) und Aisin Seiki (JP). Einer der entscheidendsten Vorteile von SOFC Technologie ist die Möglichkeit CO direkt durch elektrochemische Oxidation (oder Water-Gas Shift zu H_2) in elektrische Energie umzuwandeln. Dadurch eröffnet sich eine sehr attraktive Kraftstoffflexibilität, da prinzipiell jedes Synthesegasgemisch aus verschiedensten Kraftstoffen (Diesel, Benzin, Methanol, Ethanol, Biodiesel, LPG, CNG,..) eingesetzt werden kann.

Trotz massiver Fortschritte von SOFC Technologie in den letzten Jahren, sind für einen mobilen Einsatz noch signifikante Verbesserungen notwendig. Die typische Zellarchitektur heutiger SOFC Konzepte basiert auf keramischen Zellen und metallischen Interkonnektoren. Mit Hilfe der Interkonnektoren werden Zellen elektrisch in Serie geschaltet, um sinnvolle Spannungsniveaus zu erreichen. Die keramischen Zellen basieren entweder auf einem Anoden- oder einem Elektrolyt getragenen Aufbau. Die jeweilige Tragstruktur wird dabei etwas dicker ausgeführt und auf dieser werden danach sequentiell die dünnen Funktionskeramikschichten aufgebracht. Aufgrund begrenzter thermo-mechanischer Beanspruchung dieser keramischen Bauelemente, unterliegt der Betrieb dieser Zellen massiven Einschränkungen in Richtung Startzeit und thermischer Gradienten. Daher kommen diese Zellen für die Anwendung in Range Extender Systemen für PKWs nicht in Frage. Deswegen wird im Projekt MestRex ein neuartiges Zellkonzept verfolgt. In diesem innovativen Ansatz wird die keramische Tragestruktur durch eine poröse Metallplatte ersetzt (Abbildung 8). Dadurch werden die mechanischen Eigenschaften der Zelle massiv verbessert und kürzere Startzeiten, höhere Gradienten und generell eine verbesserte Robustheit erzielt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Projekt basiert auf 2 Entwicklungsschwerpunkten: Einerseits wird ein neuartiger SOFC Stack auf Basis von Metall-gestützten SOFC Zellen (MSC) entwickelt. Diese Aufgabe wird verantwortet durch die Firma Plansee, die in Kooperation mit AVL bereits seit 2009 metall-gestützte SOFC Technologie entwickelt. Andererseits wird durch AVL ein komplettes SOFC basiertes Range-Extender System entwickelt (auf Basis der Plansee MSC Technologie). NISSAN wird in der zweiten Phase des Projekts das Range-Extender System in ein Prototypenfahrzeug integrieren, demonstrieren und validieren.

Hinsichtlich der Systementwicklung müssen 2 große Herausforderungen adressiert werden: Leistungsdichte und Schnellstartbarkeit. Die bisher demonstrierte Leistungsdichte von Diesel betriebenen APU Systemen (Projekt DESTA) liegt im Bereich von etwa 50W/L. Dies muss für den Einsatz als Range Extender in BEVs signifikant verbessert werden. Die Erhöhung der Leistungsdichte soll einerseits durch eine neue extrem dünne Zelle erzielt werden und anderseits durch Systemoptimierungen/Vereinfachungen.

Das Projekt startete erst vor kurzem, trotzdem ist bereits ein wichtiger Meilenstein erreicht worden, da in Schlüsselversuchen der Konzeptnachweis erbracht wurde. AVL hat wichtige Schlüsselkomponenten und ein Gesamtsystem mit dem neuen Biokraftstoff erfolgreich getestet und somit die technische Realisierbarkeit nachgewiesen. Die beiden Schlüsselkomponenten bei der Umstellung des Kraftstoffs von Diesel auf einen Biokraftstoff sind der Reformer und der Startbrenner. Beide Komponenten wurden mit unterschiedlichen Biokraftstoffmischungsverhältnissen getestet und es wurde weitgehend stabiler Betrieb über einen weiten Betriebsbereich erzielt.

In Abbildung 9 ist der Reformer für den Biokraftstoff dargestellt und die erzielten Messergebnisse. Die gemessene Gaskonzentration am Reformerausgang ist in sehr guter Übereinstimmung mit der theoretischen simulierten Gleichgewichtskonzentration (strichlierte Linie = Simulation, Volllinie = Messung).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

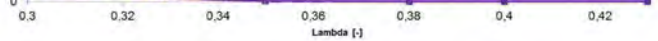


Abbildung 9: Prototypenreformer für Biokraftstoff Betrieb

Eine spezielle Herausforderung dieser Anwendung liegt im Startbrenner. Typische Flammenbrenner zeigen Probleme bei der Zündung/Betrieb bei unterschiedlichen Biokraftstoffmischungsverhältnissen. Da in der Zielanwendung der Kraftstoffpartialdruck etwas niedriger ist, muss ein neues Brennerkonzept entwickelt werden. Der Test mit einem handelsüblichen Flammenbrenner zeigt nur eine Tauglichkeit bis zu einem bestimmten Mischungsverhältnis, danach wird die Verbrennung instabil und die Flamme erlischt. Die Messergebnisse dazu sind in Abbildung 10 dargestellt.

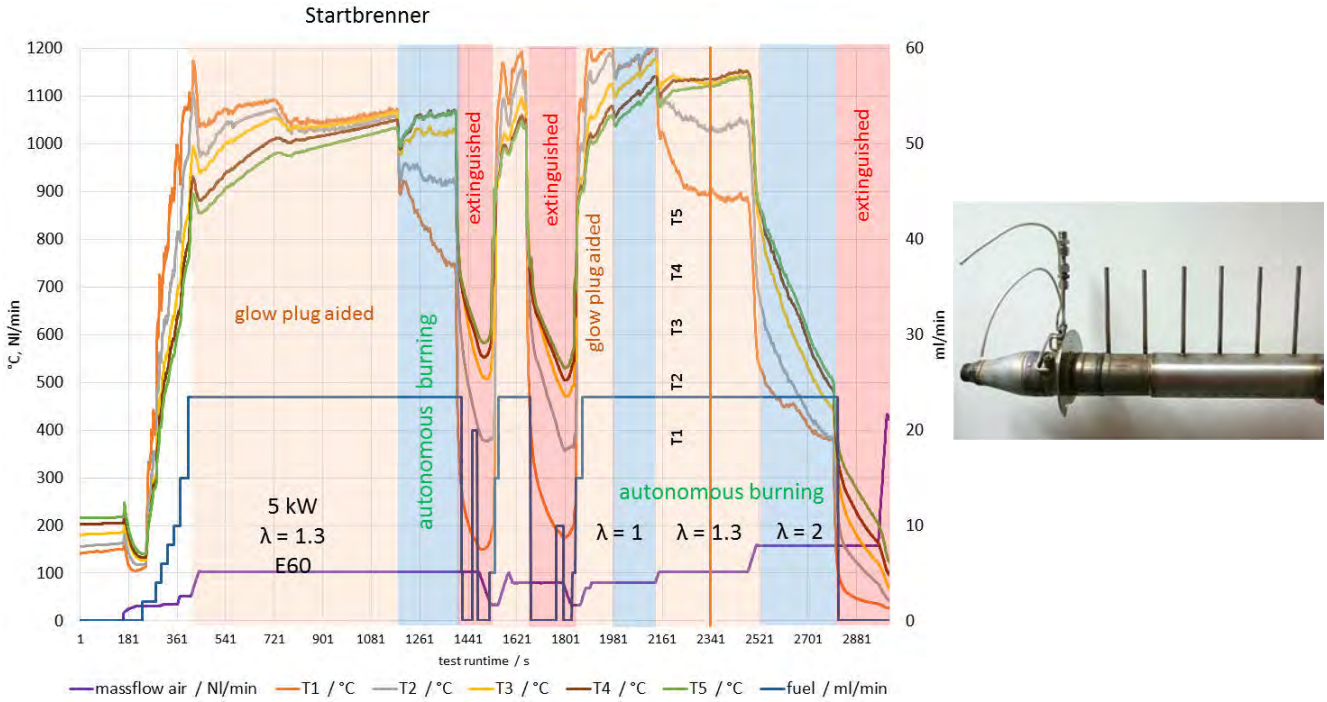


Abbildung 10: Startbrenner Test mit unterschiedlichen Kraftstoffmischungen

Zusätzlich zu den gezeigten Komponententest wurde bei AVL bereits ein komplettes APU System (Gen III Modell) mit dem Biokraftstoff getestet. Dieses System war prinzipiell für die Anwendung mit Diesel in schweren Nutzfahrzeugen entwickelt, jedoch konnte mit sehr

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 11: SOFC APU System (Gen III) auf einem AVL Prüfstand

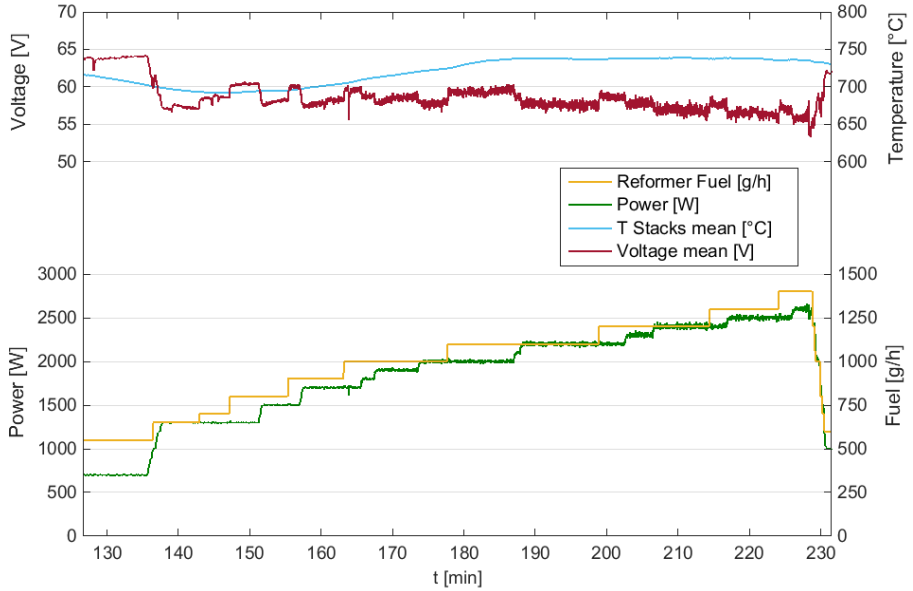


Abbildung 12: Testergebnisse SOFC APU GenIII, Betrieb mit Biokraftstoff

SOFC APU Technologie verfügt über ein erhebliches Marktpotential speziell in den Märkten Nutzfahrzeuge, Boote & Yachten, portable Stromaggregate, Spezialfahrzeuge bis hin zu Batterie-elektrischen Fahrzeugen. Die Kostenabschätzungen zeigen ein enormes Potential in fast allen Märkten, da das Produktionsvolumen allein durch die stationäre Anwendung sehr hoch sein wird. Aufgrund der daher langfristig zu erwartenden enormen Produktionsvolumina ist von sehr geringen Stückkosten auszugehen. Zusätzlich werden durch neue und innovative Ansätze wie Metall-gestützte Zellen massive Verbesserungen hinsichtlich Startzeit und Robustheit erzielt. AVL wird diese Technologie weiterhin mit großem Aufwand und in Kooperation mit strategischen Partnern weiterentwickeln, um wettbewerbsfähige Produkte am Markt zu etablieren.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[3] DESTA Homepage; http://www.desta-project.eu/desta-project/

[4] Juergen Rechberger, Andreas Kaupert, Christoffer Greisen, Jonas Hagerskans, Ludger Blum; “Fuel Cell Auxiliary Power Units for Heavy Duty Truck Anti-Idling”; SAE 2013-01-2470; SAE COMVEC 2013, Chicago, 2nd of Oct. 2013

[5] Juergen Rechberger, Jonas Hagerskans, Christoffer Greisen, Andreas Kaupert, Samuel Brandt, Saskia Bostelmann, Sina Keilert, Ludger Blum, Nadine Knopper; “DESTA Publishable Project Final Report”; http://www.desta-project.eu/fileadmin/downloads/Deliverables/278899_DESTA_Final_Publishable_Summary_Report.pdf

[6] “Plansee's FCH Activities”, Eco-Mobility 2014, A3PS, Vienna, 20th of Oct. 2014

Danksagung:

DESTA
Die Forschung die zu diesen Ergebnissen geführt hat, wurde durch das siebente Rahmenprogramm (FP7/2007-2013) der Europäischen Kommission unter der „Fuel Cells and Hydrogen Joint Technology Initiative“ gefördert. (Grant Agreement n° 278899)

MESTREX
Für das Projekt MestRex wird von der Österreichischen Regierung – BMVIT und der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft unter dem Programm “Mobilität der Zukunft” eine Förderung gewährt. (Projekt Nr.: # 850356)

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fach
jetzt be
chiere
www.v
Der

VD

216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:0
zung des Inhalts im Zusammenhang

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
2 Fertigungstechnik
3 Verfahrenstechnik
4 Bauingenieurwesen
5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
6 Energietechnik
7 Strömungstechnik
8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
10 Informatik/Kommunikation
11 Schwingungstechnik
12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
13 Fördertechnik/Logistik
14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
15 Umwelttechnik
16 Technik und Wirtschaft
17 Biotechnik/Medizintechnik
18 Mechanik/Bruchmechanik
19 Wärmetechnik/Kältetechnik
20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
21 Elektrotechnik
22 Mensch-Maschine-Systeme
23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-379912-0

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Lenz (Hrsg.) **37. Int. Wiener Motorensymposium Band 2**

Reihe 12 · Nr. 799

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
2 Fertigungstechnik
3 Verfahrenstechnik
4 Bauingenieurwesen
5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
6 Energietechnik
7 Strömungstechnik
8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
10 Informatik/Kommunikation
11 Schwingungstechnik
12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
13 Fördertechnik/Logistik
14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
15 Umwelttechnik
16 Technik und Wirtschaft
17 Biotechnik/Medizintechnik
18 Mechanik/Bruchmechanik
19 Wärmetechnik/Kältetechnik
20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
21 Elektrotechnik
22 Mensch-Maschine-Systeme
23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-379912-0

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

At AVL, future mobility is already a reality

WE SUPPORT OUR CUSTOMERS WITH COMPREHENSIVE EXPERTISE AND INNOVATIVE TECHNOLOGIES.

As a leading partner to the global automotive industry, we develop environmentally friendly and fuel-efficient drive systems. Our engineers optimize both traditional gasoline and diesel engines as well as the electrified powertrain with its five elements - combustion engine and electric motor, battery, control and transmission. With our measurement and test systems as well as state-of-the-art simulation software, we offer our customers efficient development of their future vehicles.

www.avl.com, info@avl.com

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. 799

37. Internationales Wiener Motorensymposium 28.-29. April 2016

veranstaltet vom
Österreichischen Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)
und vom Institut für Fahrzeugantriebe und
Automobiltechnik der Technischen Universität Wien

37th International Vienna Motor Symposium 28-29 April 2016

organized by
the Austrian Society of Automotive Engineers (ÖVK)
and the Institute for Powertrains and
Automotive Technology, Vienna University of Technology

zusammengestellt von / presented by
Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz VDI

USB-Stick
with all papers
in the original version
and in English

in zwei Bänden / in two volumes

VDI verlag

Band 2: zweiter Tag / **Volume 2:** second day 2

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Lenz, Hans Peter (Hrsg.)
37. Internationales Wiener Motorensymposium 28.-29. April 2016
in zwei Bänden. Band 1: erster Tag; Band 2: zweiter Tag
37th International Vienna Motor Symposium 28-29 April 2016
in two volumes. Volume 1: first day; Volume 2: second day
Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 799. Düsseldorf: VDI-Verlag 2016.
750 Seiten, 705 Bilder, 67 Tabellen.
ISBN 978-3-18-379912-1, ISSN 0178-9449, € 220,00/VDI-Mitgliederpreis € 198,00.

Für die Dokumentation: Neue Ottomotoren – Neue Dieselmotoren – Real Driving Emissions (RDE) – Le Mans – Abgasreinigung – Höchstleistungsmotoren – Brennstoffzellen – Hybrid – Kraftstoffe / CO_2-Verminderung – NFZ-Motoren – Blick in die Zukunft
Dieser zweibändige Bericht macht die Vorträge des 37. Internationalen Wiener Motorensymposiums (28./29. April 2016) einer breiten Öffentlichkeit zugänglich.
Ziel der Wiener Motorensymposien ist es, Themen von besonderer Aktualität auf dem Gebiet des Verbrennungsmotors zu behandeln. Das Werk befasst sich u. a. mit den oben angeführten Themen. Der beiliegende USB-Stick enthält die Vorträge sowohl in der Originalversion als auch auf Englisch.
Herausgeber: Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. H. P. Lenz, Vorsitzender des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK), Wien.

Keywords: New Otto Engines – New Diesel Engines – Real Driving Emissions (RDE) – Le Mans – Emission Control – High Performance Engines – Fuel Cells – Hybrid – Fuels / CO_2 Reduction – Commercial Vehicle Engines – View to the Future

Abstract: This two-volume report makes the presentations of the 37th International Vienna Motor Symposium (April 28-29, 2016) available to a wider audience.
The objective of the Vienna Motor Symposia is to examine current topics of particular interest. Among others, the work examines the above mentioned topics. Included is a USB flash drive containing the presentations in their original form and in English translation.
Edited by Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. H. P. Lenz, VDI, Chairman of the ÖVK (Austrian Society of Automotive Engineers, Vienna).

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek
Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter http://dnb.ddb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek
(German National Library)
The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at http://dnb.ddb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.
ISSN 0178-9449
ISBN 978-3-18-379912-1

https://doi.org/10.51202/9783183799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

VORWORT

Die beiden vorliegenden Bände geben die Vorträge, die anlässlich des 37. Internationalen Wiener Motorensymposiums am 28. – 29. April 2016 gehalten werden, wieder. Der neueste Stand der Motorenentwicklung wird damit von herausragenden Vortragenden präsentiert.

Allen Vortragenden und den sie entsendenden Unternehmen sei auch an dieser Stelle für ihre Beiträge herzlichst gedankt.

Alle Vorträge sind auf dem beigefügten USB-Stick sowohl in der Originalversion als auch in Englisch enthalten.

Die „Literatursuche“ auf der Homepage des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (www.oevk.at) bietet die Möglichkeit, mit Hilfe von Suchbegriffen die Vortragstitel, Autoren und Firmen der vorangegangenen Motorensymposien seit 1981 (Englisch ab 1999) zu finden. Die Liste der Publikationen (Sammelbände der Vorträge der Internationalen Wiener Motorensymposien) 1979 – 2016, die auch die breitere Öffentlichkeit über die Inhalte der Symposien informieren sollen, finden Sie auf der folgenden Seite.

Das 38. Internationale Wiener Motorensymposium findet am 27. – 28. April 2017 statt, wozu schon jetzt herzlich eingeladen wird.

Univ.-Prof. Dr. H. P. Lenz
Vorsitzender des Österreichischen
Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)

FOREWORD

These two volumes contain all the lectures given at the 37th International Vienna Motor Symposium, which took place on 28th and 29th April, 2016. In these lectures, outstanding automotive engineers presented various aspects of state-of-the-art of engine technology.

At this point, I would like to express my heartfelt thanks to all lecturers, as well as the companies they represent, for their contributions to our conference.

The original version as well as the English translations of all lectures are available on the enclosed USB flash drive.

The word-search facility at www.oevk.at – the website of the Austrian Society of Automotive Engineers (ÖVK) – allows direct access to the titles of lectures, together with information on all the authors and companies that have participated in the International Vienna Motor Symposia since 1999 (in German since 1981).

The publications list – which is to be found on the following page – provides an anthology of all lectures presented at the International Vienna Motor Symposia between 1979 and

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2016. It is intended to provide a broader public with additional information on the topics and subject matter dealt with by these conferences.

The 38th International Vienna Motor Symposium is to take place on the 27th and 28th April, 2017, and may I take this early opportunity to extend you an invitation.

Univ.-Prof. Dr. H. P. Lenz
Chairman of ÖVK
(Austrian Society of Automotive Engineers)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

INTERNATIONALE WIENER MOTORENSYMPOSIEN
Liste der Publikationen:

„**1.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
ÖIZ, 124.Jahrgang (1979)

„**2.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.69 (1980)

„**3.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.81 (1981)

„**4.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.103 (1982)

„**5.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.127 (1983)

„**6.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.173 (1985)

„**7.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.74 (1986)

„**8.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.86 (1987)

„**9.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.99 (1988)

„**10.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.122 (1989)

„**11.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.141 (1990)

„**12.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.150 (1991)

„**13.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.167 (1992)

„**14.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.182 (1993)

„**15.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.205 (1994)

„**16.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.239 (1995)

„**17.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.267 (1996)

„**18.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.306 (1997)

„**19.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.348 (1998)

„**20.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.376 (1999)

„**21.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.420 (2000)

„**22.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.455 (2001)

„**23.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.490 (2002)

„**24.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.539 (2003)

„**25.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.566 (2004)

„**26.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.595 (2005)

„**27.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.622 (2006)

„**28.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.639 (2007)

„**29.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.672 (2008)

„**30.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.697 (2009)

„**31.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.716 (2010)

„**32.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.735 (2011)

„**33.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.749 (2012)

„**34.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.764 (2013)

„**35.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.777 (2014)

„**36.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.783 (2015)

„**37.**Internationales Wiener Motorensymposium“,
VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.799 (2016)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. TAG

Inhaltsverzeichnis Seiten

K. **Nakata**, R. **Shimizu**,
TOYOTA Motor Corporation, Shizuoka, Japan:
Toyotas neue Verbrennungstechnik für hohen thermischen Wirkungsgrad und hohe Motorleistung
Toyota's New Combustion Technology for High Engine Thermal Efficiency and High Engine Output Performance 1 - 17

Dr.-Ing. T. **Pauer**, Dipl.-Ing. M. **Frohnmaier**, Dr.-Ing. J. **Walther**, Dipl.-Ing. P. **Schenk**, Dr.-Ing. A. **Hettinger**, Dr.-Ing. S. **Kampmann**, Robert Bosch GmbH, Schwieberdingen:
Optimierung von Ottomotoren durch Wassereinspritzung
Optimization of Gasoline Engines by Water Injection 18 - 33

Dr. sc. techn. M. **Warth**, Dipl.-Ing. S. **Streng**, Dr.-Ing. P. **Wieske**, Dr.-Ing. U. **Mohr**, MAHLE International GmbH, Stuttgart;
B.Eng. J. **Hall**, MAHLE Powertrain Ldt., Northampton:
Monovalenter Erdgasbetrieb und Downsizing für niedrigste CO_2 Emissionen
Monovalent Natural Gas Combustion and Downsizing for Lowest CO_2 Emissions 34 - 52

Dr. G. **Fraidl**, Dr. H. **Sorger**, Dr. P. **Kapus**, Dipl.-Ing. H. **Melde**, Dr. S. **Lösch**, Dr. W. **Schöffmann**, Dipl.-Ing. M. **Weißbäck**, AVL List GmbH, Graz:
Variable Verdichtung – im Technologiewettbewerb?
Variable Compression – In Competition with Other Technologies? Beilage

Ing. M. **Mürwald**, Dr. U. **Keller**, Dipl.-Ing. J. **Strenkert**, Dr. M. **Maisch**, Dipl.-Ing. F. **Nietfeld**, Dipl.-Ing. S. **Schmiedler**, Daimler AG, Stuttgart / Sindelfingen:
Die neue Generation Hybrid-Antriebe von Mercedes-Benz
The New Generation of Hybrid Powertrains from Mercedes-Benz Beilage

Dipl.-Ing. U. **Wagner**, Dipl.-Ing. M. **Rauch**, Dipl.-Ing. (DH) T. **Eckl**, Schaeffler, Herzogenaurach; Dr. A. **Schamel**, Dipl.-Ing. C. **Weber**, Dipl.-Ing. M. **Springer**, Ford, Köln; Dr. O. **Maiwald**, Dipl.-Ing. T. **Knorr**, Dr. S. **Lauer**, Continental, Regensburg:
48 V P2 Hybridisierung mit optimiertem Motorkonzept – bestmögliche Fahrbarkeit bei exzellenter Verbrauchs- und Kosteneffizienz
48 V P2 Hybrid Vehicle with an Optimized Combustion Engine – Fuel Economy and Costs at their Best Combined with Enhanced Driving Behavior 53 - 82

Y. **Ohta**, S. **Fushiki**, S. **Matsuo**,
TOYOTA Motor Corporation, Shizuoka, Japan:
Der neue PRIUS Antriebsstrang: Der neue 1.8L ESTEC 2ZR-FXE Motor mit dem neuen Hybridsystem
The New PRIUS Powertrain: The New 1.8L ESTEC 2ZR-FXE Engine with the New Generation Hybrid System 83 - 97

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ing. G. **Boretto**, Dr. G. **Basso**, Dr. R. M. **Frank**, Ing. L. **Borgia**,
Ing. L. **Garzarella**, Ing. R. **Carrozza**, Ing. V. **Petronzi**,
General Motors Powertrain Europe s.r.l., Turin;
Dipl.-Ing. M. **Weßlau**, Dipl.-Ing. (FH) A. **Bauer**,
Adam Opel AG, Rüsselsheim:
Der neue 1,6 Liter Diesel Motor mit 2-stufiger Aufladung von General Motors
The New 1.6 Liter Midsize Diesel Engine with Two-Stage Turbocharging from General Motors 98 - 110

Dipl.-Ing. M. G. **Lisbona**, Dipl.-Ing. E. **Bonamassa**, Dipl.-Ing. S. **Cereda**,
Alfa Romeo, Modena:
Der neue 2.2 Voll-Aluminium Alfa Romeo Diesel Motor
The New 2.2 All-Aluminum Alfa Romeo Diesel Engine 111 - 137

Ing. F. **Steinparzer**, Dr. P. **Nefischer**, Dipl.-Ing. W. **Stütz**,
Dipl.-Ing. D. **Hiemesch**, Dr. M. **Kaufmann**, BMW Motoren GmbH, Steyr:
Die neue BMW Sechszylinder Spitzenmotorisierung mit innovativem Aufladekonzept
The New BMW Six-Cylinder Top Engine with Innovative Turbocharging Concept 138 - 159

Dr.-Ing. T. **Heiduk**, Dipl.-Ing. U. **Weiß**, Dipl.-Ing. (BA) A. **Fröhlich**,
Dipl.-Ing. J. **Helbig**, Dipl.-Ing. S. **Zülch**, Dipl.-Ing. S. **Lorenz**,
AUDI AG, Ingolstadt / Neckarsulm:
Der neue V8-TDI von Audi
The New Audi V8-TDI Engine 160 - 192

K. **Gaukel**, M.Sc., D. **Pélerin**, M.Sc., Dr.-Ing. M. **Härtl**,
Prof. Dr.-Ing. G. **Wachtmeister**,Technische Universität München;
Jun. Prof. Dr.-Ing. J. **Burger**, Technische Universität Kaiserslautern;
Dipl.-Ing. W. **Maus**, WM Engineering & Consulting GmbH, Bergisch Gladbach;
Dr. rer. nat. E. **Jacob**, Emissionskonzepte Motoren, Krailling:
Der Kraftstoff OME2: Ein Beispiel für den Weg zu emissionsneutralen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor
The Fuel OME2: An Example to Pave the Way to Emission-Neutral Vehicles with Internal Combustion Engine 193 - 223

Prof. Dr.-Ing. S. **Pischinger**, Dipl.-Ing. F. **Hoppe**, Dipl.-Ing. M. **Krieck**,
M.Sc. O. **Budak**, M.Sc. M. **Zubel**, M.Sc. B. **Graziano**, Dipl.-Wirt.-Ing. B. **Heuser**,
Dr.-Ing. Dipl.-Wirt.-Ing. F. **Kremer**, RWTH Aachen University:
Kraftstoffdesign für zukünftige Motoren – eine Betrachtung aus Sicht des Clusters „Maßgeschneiderte Kraftstoffe aus Biomasse“
Fuel Design for Future Combustion Engines – A View from the Cluster "Tailor-Made Fuels from Biomass" 224 - 252

Prof. Dr. R. **Schlögl**,
Max-Planck-Institut für Chemische Energiekonversion (CEC),
Mülheim a. d. Ruhr:
Fritz-Haber-Institut der Max-Planck-Gesellschaft (FHI), Berlin;
Neue Kraftstoffe aus CO_2
CO_2 to Fuels – Chemical Perspectives 253 - 264

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Prof. Dr.-Ing. J. **Hadler**, Dipl.-Ing. C. **Lensch-Franzen**,
Prof. Dr.-Ing. K. **Kirsten**, Dipl.-Ing. M. **Kronstedt**, Dr.-Ing. C. **Guhr**,
B.Eng. M. **Wittemann**, APL Automobil-Prüftechnik Landau GmbH, Landau;
Dr.-Ing. B. **Kehrwald**, IAVF GmbH, Karlsruhe:
Neue Aspekte für eine tribologisch induzierte CO_2- und Emissionsreduzierung
New Aspects for a Tribologically Induced CO_2- and Emission Reduction 265 - 284

I. **Hwang** B.Sc., H. **Lee** M.Sc., H. **Park** B.Sc., K. **Hwang** B.Sc.,
H. **Choi** M.Sc., K. **Lee** B.Sc., W. **Kim** Dr.-Ing., H. **Kim** M.Sc.,
B. **Han** Dr.-Ing., J. **Lee** B.Sc., B. **Shin** M.Sc., D. **Chae** Dr.-Ing.,
Hyundai Kia Motor Group, Namyang, South Korea:
Hyundai-Kia's hoch innovativer 1.6L DI Ottomotor für Hybridfahrzeug
Hyundai-Kia's Highly Innovative 1.6L GDI Engine for Hybrid Vehicle 285 - 303

I. **Hirose**, Mazda Motor Corporation, Hiroshima, Japan:
Mazda 2.5L SKYACTIV-G Motor mit neuer Aufladetechnik
Mazda 2.5L SKYACTIV-G Engine with New Boosting Technology 304 - 316

T. **Niizato**, Dr. Y. **Yasui**, Y. **Urata**, Y. **Wada**, M. **Jono**, K. **Nakano**,
M. **Taguchi**, Honda R&D Co., Ltd. Automobile R&D Centre, Tochigi, Japan;
M. **Fischer**, Honda R&D Europe (Deutschland) GmbH, Offenbach:
Hondas neue Turbo-GDI Motorenfamilie für globale Anwendung
Honda's New Turbo-GDI Engine Series for Global Application 317 – 333

MEng. S. **Ando**, BEng. K. **Takashima**,
Nissan Motor Co., Ltd., Kanagawa, Japan:
Hocheffiziente Performance – Der neue Infiniti 6-Zylinder Benzinmotor mit Direkteinspritzung und Turboaufladung
Highly Efficient Performance – The New Infiniti V6 Petrol Engine with Direct Injection and Turbocharging 334 - 354

Dipl.-Ing. Dr. R. **Aufischer**, Dipl.-Ing. G. **Hager**, Dipl.-Ing. M. **Offenbecher**,
Miba Bearing Group, Laakirchen:
Reibleistungsreduktion im Kurbeltrieb von LKW-Motoren aus der Sicht eines Gleitlager-Herstellers
Friction Reduction in Truck Engine Crank Trains from the View of a Bearing Manufacturer 355 - 369

Dr.-Ing. H.-O. **Herrmann**, Dr.-Ing. A. **Gorbach**, Dr.-Ing. H. **Lettmann**,
Dr.-Ing. E. **Chebli**, Daimler AG, Stuttgart:
Die (R)evolution der Daimler Heavy Duty Engine Plattform
The (R)evolution of Daimler's Heavy Duty Diesel Engine Platform 370 - 384

Dr. Ir. R. **Smaling**, D. **Mohr**, D. **Eckroth**, A. **Desai**, Dr. C. **Lana**,
Y. **Yuan**, K. **Li**, Cummins Inc., Columbus, IN, USA:
Entwicklung eines Erdgas-Motors für Lastkraftwagen
Development of an On-Road Heavy Duty Natural Gas Engine 385 - 402

Prof. Dr. Thomas **Weber**,
Mitglied des Vorstands,
Konzernforschung & Mercedes-Benz Cars Entwicklung, Daimler AG, Stuttgart:
Intelligenz und Emotion – Innovative Lösungen für die Mobilität der Zukunft
Intelligence and Emotion – Innovative Solutions for the Mobility of the Future Beilage

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr. Volkmar **Denner**,
Vorsitzender der Geschäftsführung,
Robert Bosch GmbH, Stuttgart:
Die Zukunft der Mobilität aus Sicht von Bosch
Bosch's View on Future Mobility Beilage

Matthias **Müller**,
Vorsitzender des Vorstands,
Volkswagen AG, Wolfsburg:
Herausforderungen und Lösungen aus Sicht des Volkswagen Konzerns
Challenges and Solutions from a Volkswagen Group Perspective Beilage

POSTERPRÄSENTATIONEN

Dr. C. **Redtenbacher**, Dipl.-Ing. C. **Kiesling**, Prof. A. **Wimmer**,
LEC GmbH, Graz; Dipl.-Ing. F. **Sprenger**, P. **Fasching** MSc. ETH,
Prof. H. **Eichlseder,** Technische Universität Graz:
Dual Fuel Brennverfahren – Ein zukunftsweisendes Konzept vom PKW- bis zum Großmotorenbereich?
Dual Fuel Combustion – A Promising Concept for Small to Large Engines? 403 – 428

Dipl.-Ing. H. **Brunner**, Assoc. Prof. Dr. techn. M. **Hirz**,
Univ.-Prof. Dr. techn. P. **Fischer**, Technische Universität Graz:
CO_2e-Emissionen verschiedener PKW-Technologien bei realen Nutzerverhalten im Produktlebenszyklus
CO_2e-Emissions of Different Technologies in Passenger Cars at Real User Scenarios in the Product Life Cycle 429 – 446

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783166799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Currently, it is mandatory to improve vehicle fuel economy to respect energy security and climate change. To meet these requirements, Toyota has been developing new technologies called ESTEC (Economy with Superior Thermal Efficient Combustion) for enhancing engine thermal efficiency [1-3]. In addition to improving the vehicle fuel economy, Toyota considers enhancing the engine output performance that is important to realize “Fun to Drive” for customer’s smile.

As for the engine development, it is also essential to consider the world situation such as air environment and a sales area. In terms of sales area, a vehicle sales volume in Asia is growing which means that car manufactures need to develop various types of vehicles and engines for worldwide customers. However, it takes a lot of efforts to develop several types of engines with high thermal efficiency and enhanced performance for worldwide market.

Therefore, Toyota is challenging to build up a new common architecture concept to effectively develop new generation engines. Since building up a new common architecture concept leads to develop new engines effectively, Toyota is considering enhancing value of product by making use of yielded time with efficient engine developments.

This paper presents some physical quantities, such as airflow, air turbulence intensity and tumble ratio which determine combustion characteristics and in-cylinder charging-air amount. Then the direction of the common architecture concept is discussed by using the relationship between the physical quantities and the engine design such as stroke-bore ratio, intake port design, and valve-train system. Toyota is pushing the development for the next generation engines which have not only high thermal efficiency but also high output performance.

Kurzfassung

Um die Herausforderungen der Energieversorgung und des Klimawandels zu meistern, ist es unbedingt erforderlich, den Kraftstoffverbrauch der Fahrzeuge zu senken. Hierzu hat Toyota Technologien unter dem Projektnamen ESTEC (Economy with Superior Thermal Efficient Combustion) entwickelt, um den thermischen Wirkungsgrad zu verbessern [1-3]. Zudem ist verbesserte Motorleistung wichtig für “Fun to Drive” als ein Beitrag zu höchster Kundenzufriedenheit.

In der Motorenentwicklung muss die Situation global betrachtet werden und das Potential für Luftqualität und regionale sowie globale Märkte einschliessen. Stetig wachsende Märkte wie z.B. der asiatische veranlassen die Hersteller neue Fahrzeugmodelle und

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Introduction

Toyota has been focusing on enhancing engine thermal efficiency to meet the social requirements and to overcome environmental issues such as energy security, climate change and air pollution. Figure 1 shows the history of the engine thermal efficiency and the future direction for reducing CO_2 [4,5]. In addition to enhancing the engine thermal efficiency, “Fun to Drive” is an important factor for supplying attractive vehicles. Figure 2 shows the trade-off between the maximum engine thermal efficiency and the maximum engine specific output. To overcome the trade-off, key technologies are intake port design, valvetrain system, and anti-knock quality in engine developments. Toyota is developing new technologies for realizing the future trend in Figure 2.

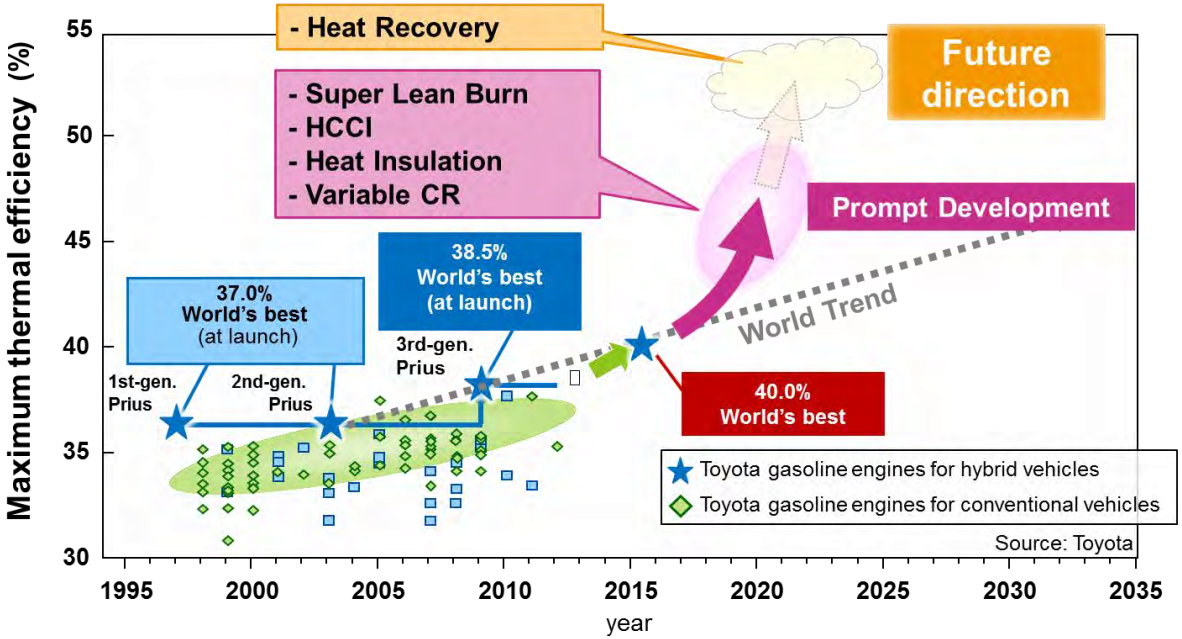


Figure 1. History of maximum engine thermal efficiency and future direction

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

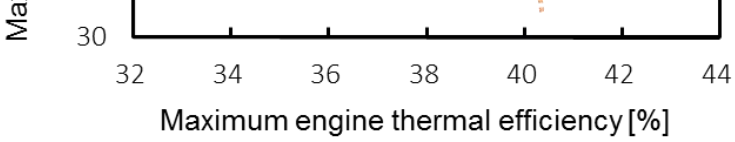


Figure 2. Trade-off between maximum engine thermal efficiency and maximum engine specific output and future trend

In terms of the engine development, selling countries and sales volume should be considered, because the customer's demand change from country to country. Figure 3 shows one example of sales volume change in Europe, U.S.A., Japan, China and BRICs. It shows that emerging countries are becoming important markets for car manufacturers. It means that car manufactures have to develop various types of vehicles and engines to cover different demands such as fuel economy regulation and emission regulation.

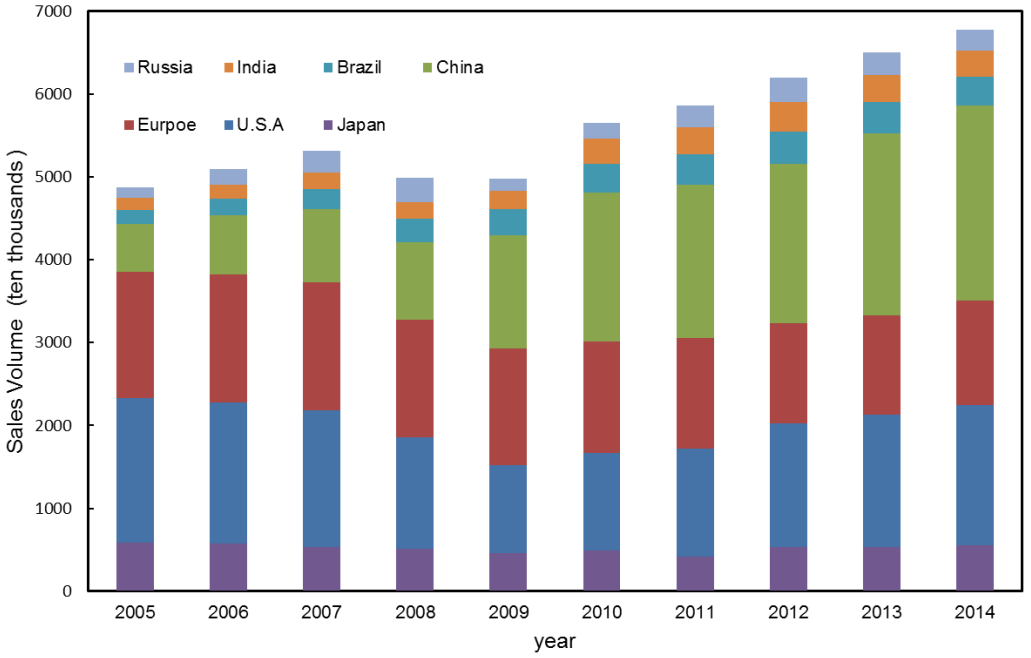


Figure 3. Sales volume in the world

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

pursuing better value of product, the engine development is not always focused on only efficient development. In Toyota's engine development, yielded time by making engine developments more efficient is used to enhance the value of product. To realize this development, a new common architecture concept will be utilized in the next generation engine development. The characteristics of a new common architecture concept are not only to succeed Toyota's ESTEC technologies such as fast combustion which is realized with tumble concept and but also to pursue maximum engine specific output as shown in Figure 2.

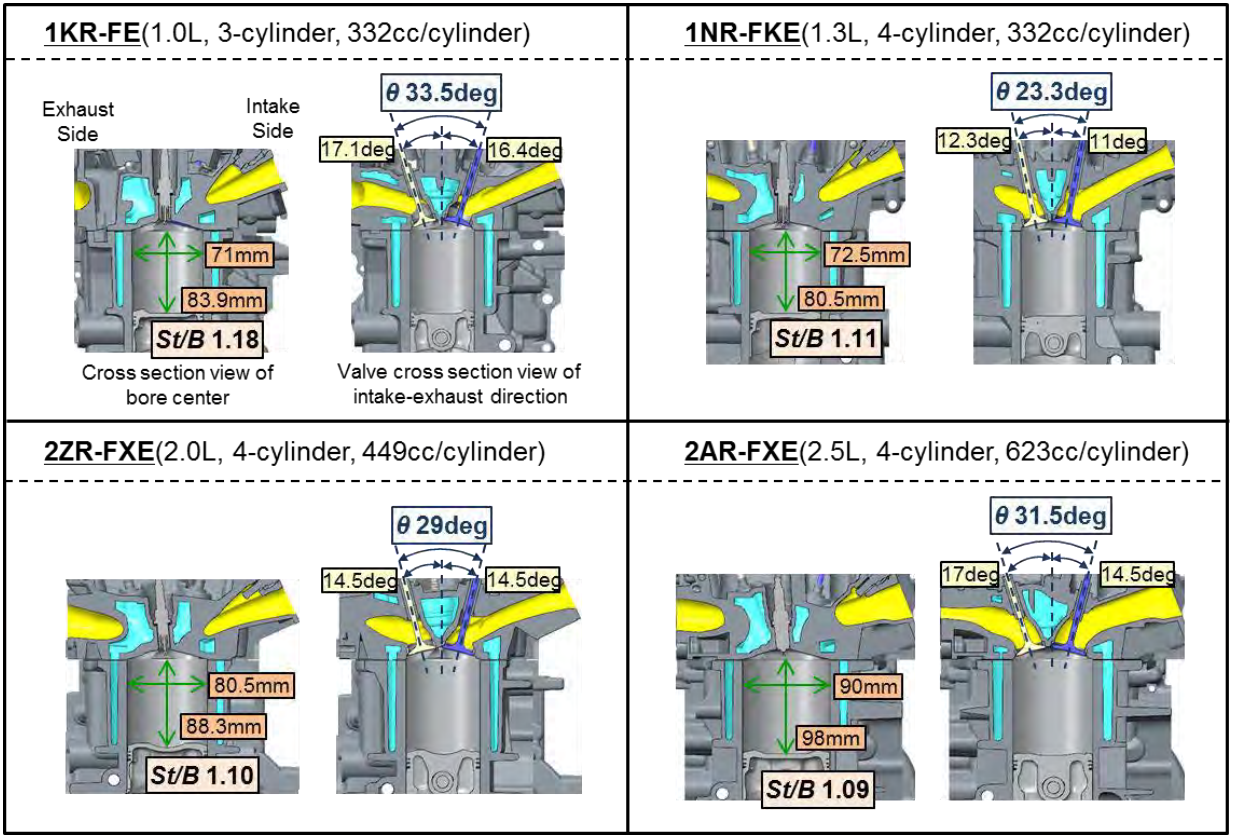


Figure 4. Engine configurations

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

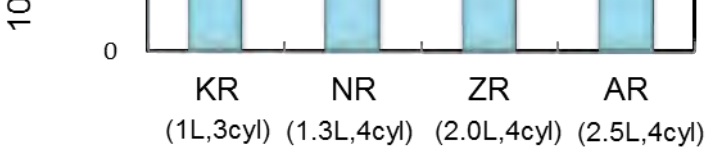


Figure 5. Combustion comparison

Combustion Characteristics

In engines, it is well known that turbulence intensity has an important role to enhance combustion and Damköler's argument has been had a strong influence on combustion research since 1940. In the past fundamental researches, some equations on turbulent burning velocity were proposed. Equation (1) is widely used equation to express turbulent burning velocity. In this equation, St, SL, and u' mean turbulent burning velocity, laminar burning velocity, and turbulence intensity respectively. This equation shows that turbulence intensity has a large role on turbulent burning velocity. Equation (2) shows one example to express laminar burning velocity with equivalence Φ, gas temperature T and pressure P [6]. In addition to these kind of equations, phase diagram of turbulent combustion is often used to describe the combustion characteristics [7].

$$\frac{S_T}{S_L} = 1 + C\left(\frac{u'}{S_L}\right)^n \qquad (1)$$

$$S_L = [30.5 - 54.9(\Phi - 1.21)]\left(\frac{T_u}{T_0}\right)^{\alpha}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\beta} \qquad (2)$$

Figure 6 shows the relationship between turbulence intensity and combustion characteristic which comes from in-house data. Since this figure covers lots of test engines and test conditions, detailed information about engines and test conditions is not described. In this figure, Y-axis represents that bore diameter divided by 10-90% combustion duration. Therefore, it can be considered that Y-axis gives one index to express burning velocity. As it can be seen, turbulence intensity has a strong correlation with burning velocity as the results of fundamental researches. This result shows that turbulence intensity should be in proportion to bore diameter to realize same 10-90% combustion duration. The necessity of realizing same 10-90% combustion duration is described in the next chapter. The

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

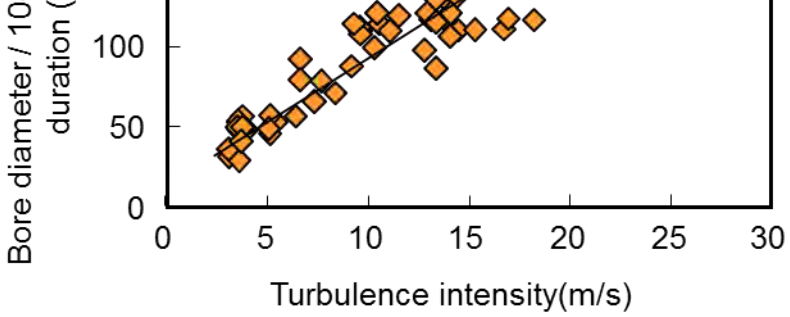


Figure 6. Relationship between turbulence intensity and combustion characteristics

Combustion Target

Fast combustion leads to expand EGR limit and enhance the engine thermal efficiency as demonstrated in ESTEC technology. Figure 7 shows the EGR limit and fuel consumption improvement in various test conditions against 10-90% combustion duration without EGR. It shows that fast combustion is desirable for lowering fuel consumption. However, premature fast combustion has some issues such as increase in cooling heat loss due to high combustion temperature, and combustion noise. Therefore, an appropriate combustion velocity should be considered.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

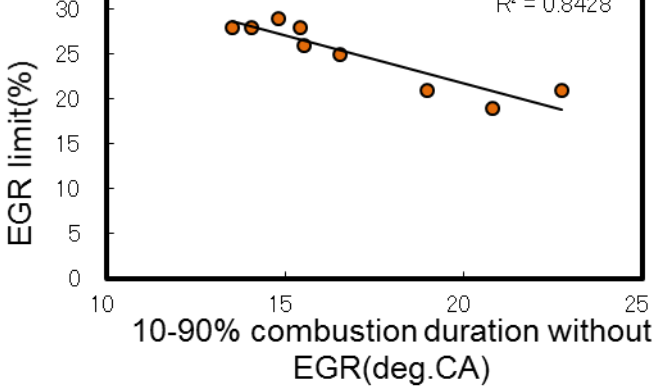


Figure 7. Relationship between 10-90% combustion duration and EGR limit

To consider the appropriate combustion duration from the viewpoint of fuel consumption, the effect of combustion duration on the engine thermal efficiency is estimated with AVL Boost. Figure 8 shows the results without EGR condition at 2000rpm and 6000rpm. In this figure, base point means the reference point of the engine thermal efficiency. As it can be seen, shorter combustion duration gives higher engine thermal efficiency under the adiabatic condition which means that cooling heat loss does not exist. However, since cooling heat loss exists in the real engines, there is a trade-off for combustion duration. In the case of 2000rpm, the appropriate combustion duration seems to be around 15 degrees of crank angle. On the other hand, the appropriate combustion duration seems to be less than 10 degrees of crank angle at 6000rpm. The difference of the appropriate combustion duration comes from the effect of cooling heat loss. Figure 9 shows the effect of combustion duration on degree of constant volume and cooling heat loss ratio when engine speed is changed. The difference of increase in cooling heat loss ratio can be seen less than 30 degrees of crank angle of 10-90% combustion duration, because the duration of heat transfer from combustion gas to cylinder wall gets long when the engine speed becomes low.

As shown in Figure 7, shorter combustion duration also has a large effect to expand EGR limit and reduction in fuel consumption. However, strengthening turbulence intensity is required to reduce combustion duration as shown in Figure 6. It means that flow coefficient of intake port decreases when high tumble concept is adopted [3]. Therefore, the effect of high tumble on engine output performance should be considered. The current engine combustion situation as shown in Figure 5 and intake port development trend show that the appropriate combustion duration is around 15-20 degrees of crank angle of 10-90% combustion duration.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

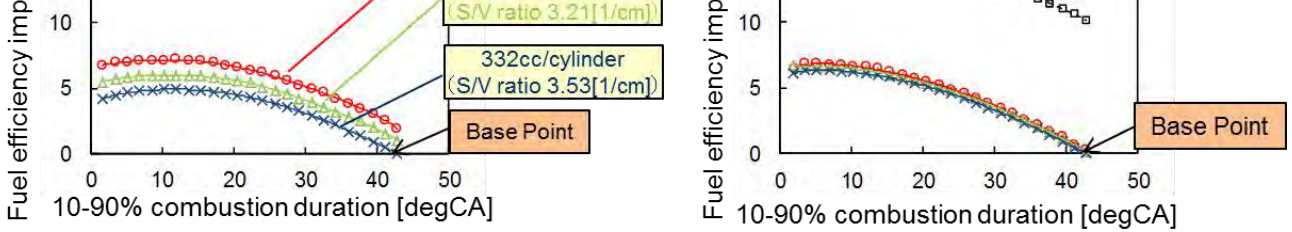


Figure 8. Effect of combustion duration on fuel efficiency

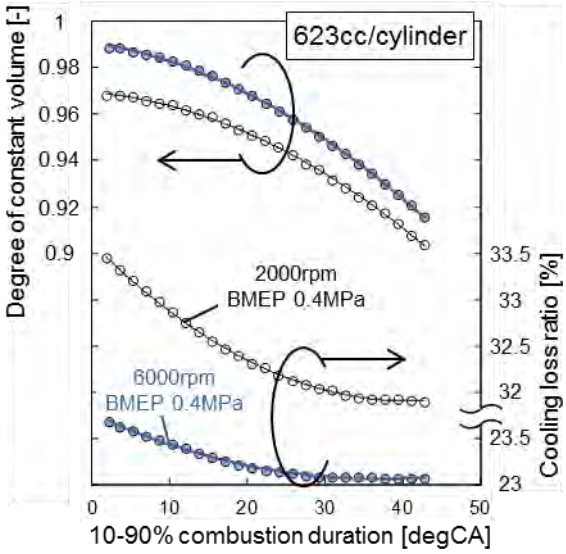


Figure 9. Effect of combustion duration on cooling heat loss

Combustion Design

Engine design should be considered lots of criteria, because engines have important dimensions which determine combustion characteristics and the engine output performance. Therefore, some assumption should be defined before considering the common architecture concept. The fundamental assumption is that stroke bore ratio is constant to consider the common architecture (S/B = constant). As for combustion characteristics, turbulence intensity should be in proportion to bore diameter to realize same 10-90% combustion duration as shown in the previous part and the method for enhancing combustion is high tumble concept.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$E_{IVC} = \frac{1}{2} \cdot I\omega^2$ (5)

$I = a \cdot R^2 \cdot m$ (6)

I: Moment of Inertia
a : Vortex Geometry Coefficient
m : Mass

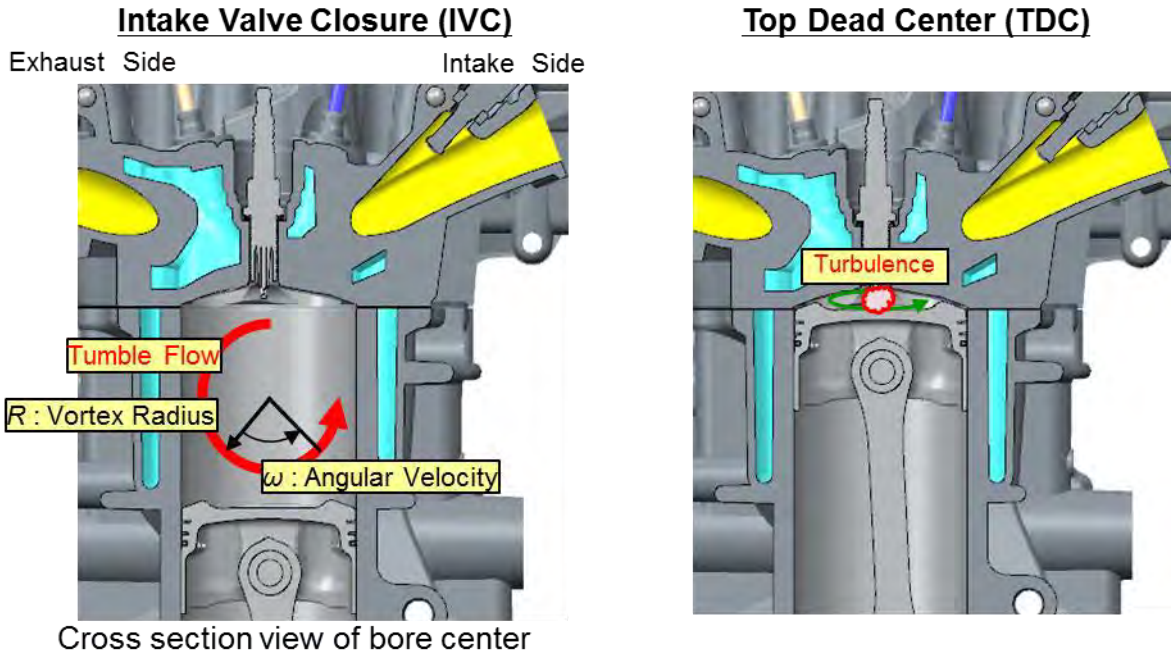


Figure 10. Engine configurations

Figure 11 shows the relationship between kinetic energy at IVC and turbulence energy at TDC. In this figure, IVC is constant when tumble ratio is changed. This relationship is estimated by using STAR-CD. The tested engines are 1.3L engine (1NR-FKE) and its similar figure engines with same S/B ratio as shown in Figure 12. The result shows that turbulence energy at TDC is almost in linear proportion to kinetic energy at IVC. Therefore, turbulent energy at TDC can be described by equation (7). Here, σ is coefficient of conversion from kinetic energy at IVC to turbulence energy at TDC.

$k = \sigma \cdot E_{IVC}$ (7)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

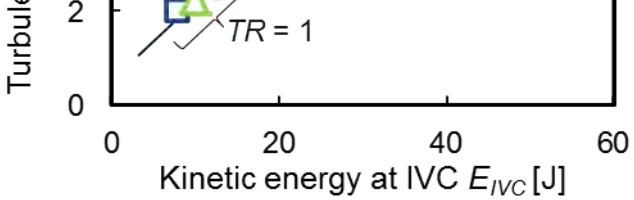


Figure 11. Relationship between kinetic energy and turbulence energy

	□	△	○
Bore [mm]	72.5	80.5	90
Stroke [mm]	80.5	89.4	99.9
Displacement [cc]	332.3	454.9	635.7
St/B [-]	1.11		

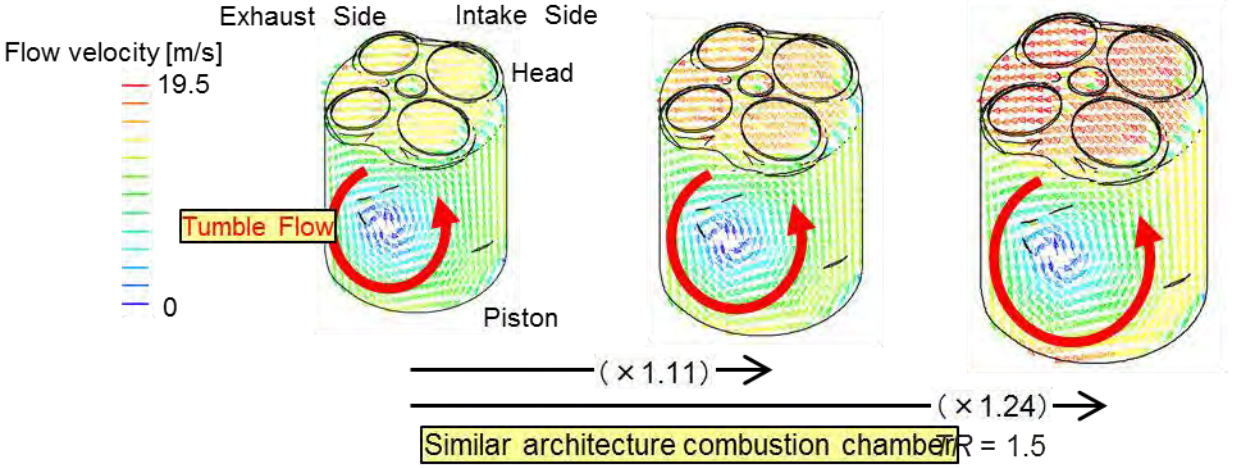


Figure 12. Assumption in CFD model

Turbulence energy also can be described by equation (8). This equation is based on the standard CFD model. In this equation, u' means turbulence intensity.

$$k = \frac{3}{2} \cdot m \cdot u'^2 \qquad (8)$$

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$\sqrt{\frac{}{3m}}$$

$$= TR \cdot R \cdot 2\pi \cdot Ne/60 \cdot \sqrt{\frac{\sigma \cdot a}{3}} \qquad (9)$$

$$u' \propto TR \cdot B \qquad (10)$$

In the next part, the philosophy to fix up the primal parameters such as intake port diameter, intake valve diameter, and intake valve lift is mentioned for realizing same 10-90% combustion duration. Figure 13 shows the important dimensions.

As for intake port diameter and intake valve diameter, the standard assumption is that these dimensions are proportional to bore diameter as shown in equations (11) and (12). The requirement of intake valve lift is derived from the assumption of equations (11) and (12).

$$d_{port} \propto B \qquad (11)$$

$$d_{valve} \propto B \qquad (12)$$

Tumble ratio can be described by equation (13) by using equation (3) and (4). In this equation, tumble ratio TR is expressed by angular velocity ω which is determined with some fundamental factors. Here, some important characteristics are expressed.

$$TR \propto \omega \qquad (13)$$

To consider angular velocity ω, the effect of intake port flow rate, intake valve flow rate, and in-cylinder flow rate should be considered. Since the movement of piston generates air flow in the engine, piston speed is a key factor to determine air flow and turbulence intensity. Piston speed is in proportion to stroke and bore diameter as shown in equation (14), because stroke bore ratio is constant. Since intake port flow rate is in proportion to piston speed, intake port flow rate turns out to be in proportion to bore diameter as shown in equation (15). Intake valve flow rate has a correlation between intake port area and vale curtain area. Therefore, intake valve flow rate can be described by equation (16) and in-cylinder flow rate is calculated by equation (17). Angular velocity is presented by equation (18) and as a result, tumble ratio is described by equation (19) using the relationship between equation (13) and (18). Since the important consideration is that TR is constant

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$u_{in-cylinder} \propto u_{valve} \propto \frac{B^3}{d_{valve} \cdot L} \quad (17)$$

$$\omega = 2\pi \cdot \frac{u_{in-cylinder}}{c} \propto \frac{B^3}{d_{valve} \cdot L \cdot c} \propto \frac{B^2}{d_{valve} \cdot L} \quad (18)$$

$$TR \propto \frac{B^2}{d_{valve} \cdot L} \quad (19)$$

$$L \propto B \quad (20)$$

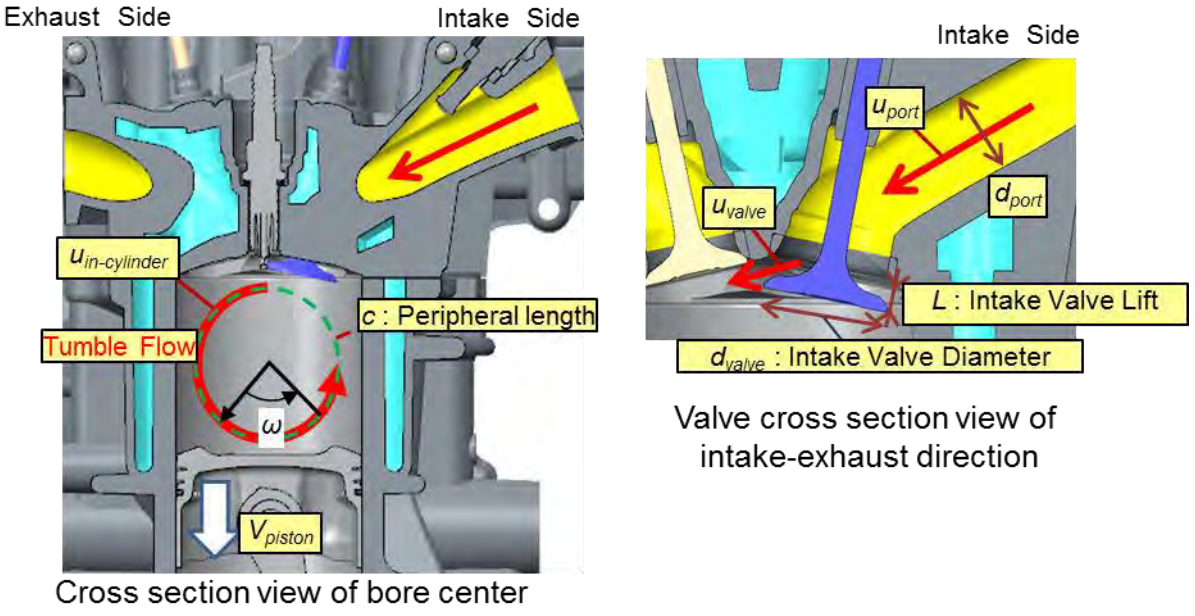


Figure 13. Engine configurations

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

and high engine output performance.

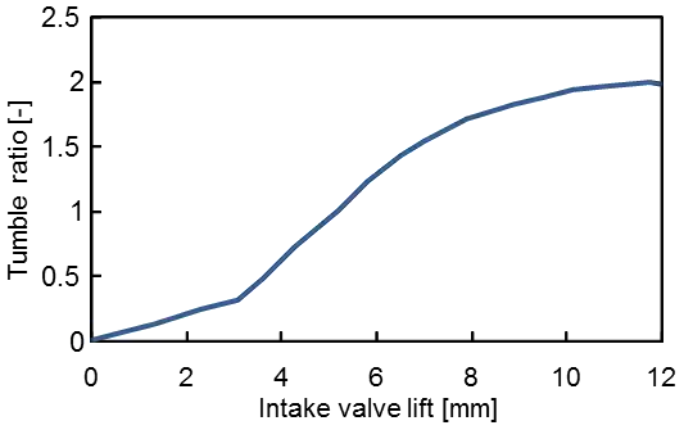


Figure 14. Relationship between intake valve lift and tumble ratio

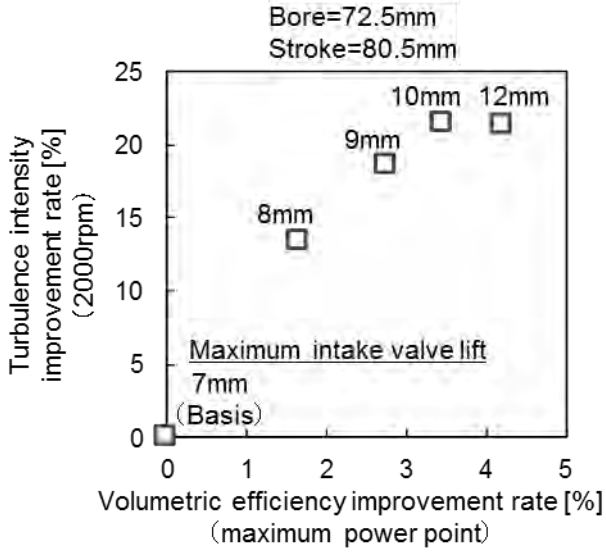


Figure 15. Effect of intake valve lift on turbulence intensity and volumetric efficiency

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

similar 10-90% combustion duration in the condition of same stroke bore ratio and Toyota's engine will have similar tumble ratio against for similar stroke bore ratio engines.

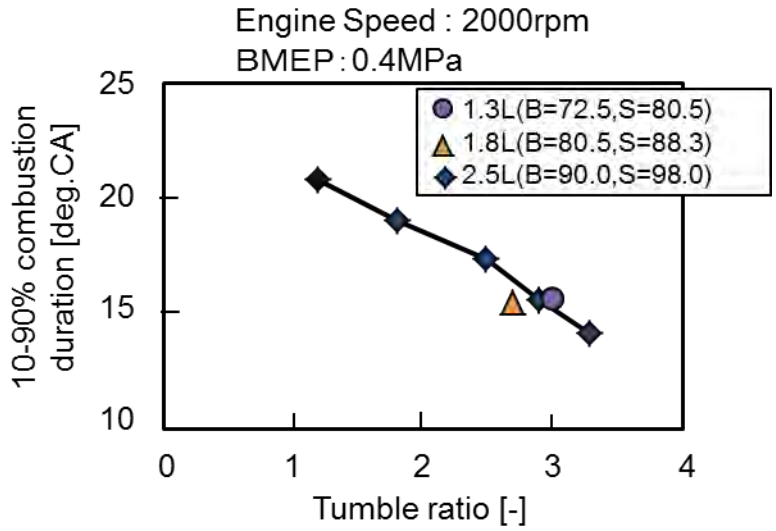


Figure 16. Effect of tumble ratio on combustion duration

Toyota's new common architecture concept improves not only combustion efficiency but also engine output performance where valvetrain system has a key role. To demonstrate the importance of valvetrain system, an analysis is made on valve included angle.

To make a tumble flow in the combustion chamber, a portion of piston movement energy is consumed as pressure drop along intake flow route from intake port to combustion chamber. Figure 17 shows an example of static pressure drop. Since the pressure drop is influenced by valve included angle, the appropriate angle is examined by CFD.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

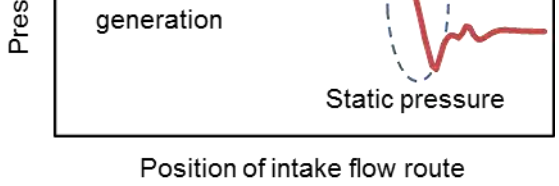


Figure 17. Static pressure drop along the intake flow route

Figure 18 shows the contour figure of tumble flow generation efficiency of tumble ratio 2.0, which is defined in equation (21). E_{IVC} is defined in equation (5) and W_{TG} is the piston work which is consumed to make tumble flow. It seems that more than 40 degrees of valve included angle gives good value. Since there is engine design limitation in the production engine development. it can be considered that around 40 degrees of valve included angle is a comfortable angle regarding the engine design. To verify this estimation, the engine head is prototyped. The valve included angle with the angle between intake port and intake valve is plotted as a red point.

$$\eta = \frac{E_{IVC}}{W_{TG}} \qquad (21)$$

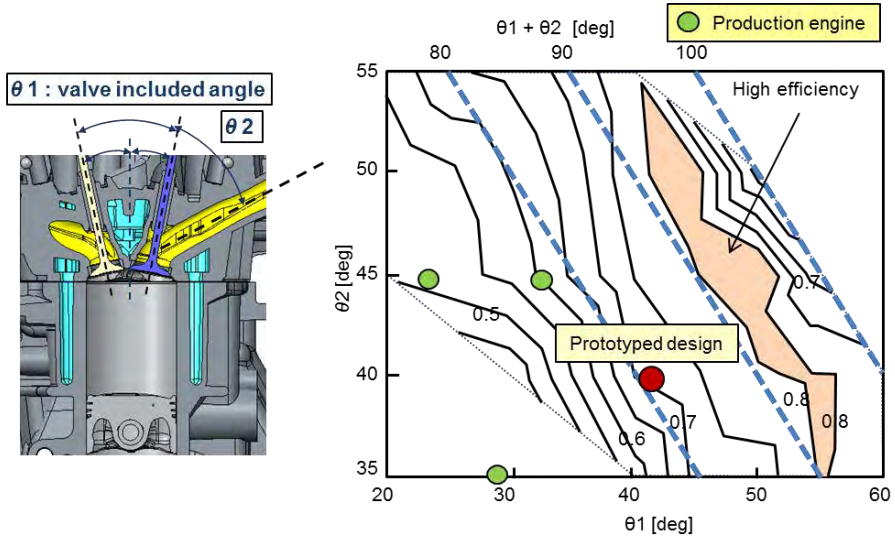


Figure 18. Effect of valve included angle on tumble flow generation efficiency

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

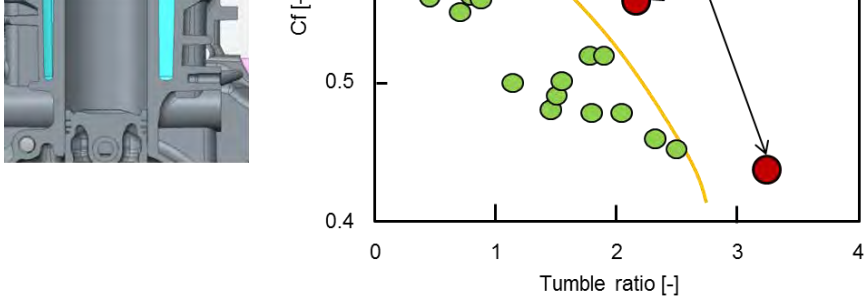


Figure 19. Effect of valve included angle on tumble ratio and flow coefficient

The layout of valvetrain system is identified as an important parameter for Toyota's new common architecture concept to realize both high engine thermal efficiency and high engine output.

Conclusion

Improving both the engine thermal efficiency and the output performance is essential to meet the environmental requirements and to realize customer's smile. For this purpose, Toyota is challenging to build up a new common architecture concept. The key point is to realize same combustion duration for different engine series with high engine output performance. In this paper, fundamental guideline is presented for next generation engine developments. The fundamental assumption is that stroke bore ratio is constant when the engine displacement changes.

1) To build up the fundamental guideline for a new common architecture, some basic equations and CFD analysis are discussed. For achieving same combustion duration, turbulence intensity should be proportional to bore diameter. Therefore, tumble ratio should be constant even if the engine displacement is different.
2) To verify the fundamental guideline, some engine tests are conducted. Since same 10-90% combustion duration is achieved for all engines when similar tumble ratio is kept same, fundamental guideline of tumble concept can be applied to the engine design process.
3) Main dimensions such as intake port diameter and intake valve diameter are also proposed to be proportional to bore diameter. As for intake valve lift quantity, larger valve lift is in the favour of the engine output performance.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

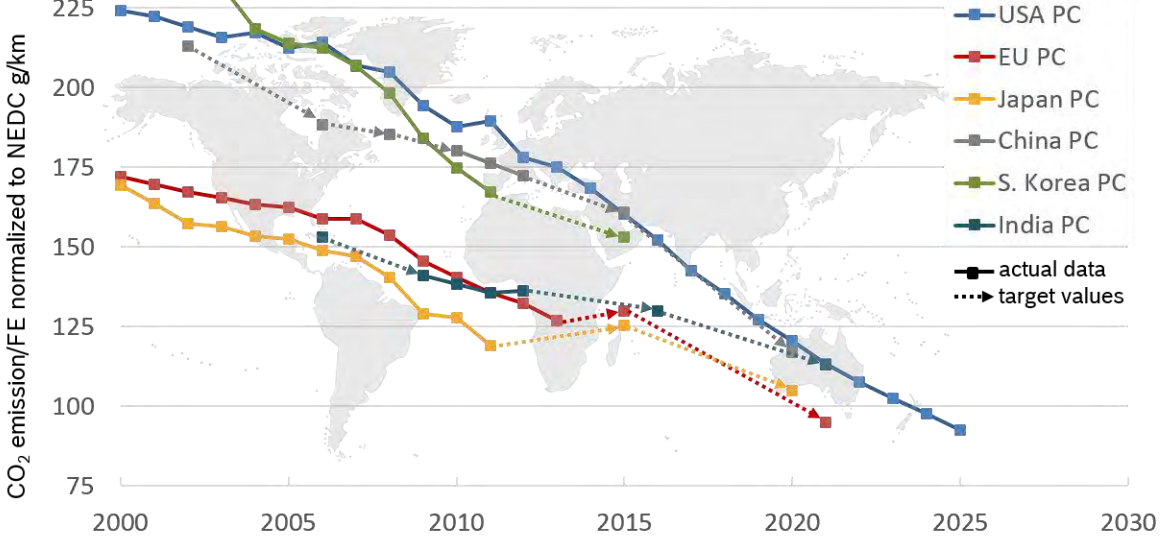
1. Koichi Nakata, “Engine Technology for Improving Fuel Economy”, Toyota Technical Review Vol.60
2. Yamada, T., Adachi, S., Nakata, K., Kurauchi, T. *et al.* “Economy with Superior Thermal Efficient Combustion (ESTEC),” SAE Technical Paper 2014-01-1192
3. Yasuji Sasaki, et al, “The new Toyota 1.0L L3 ESTEC gasoline engine”, Vienna Motor Symposium, 2014
4. Masanori Sugiyama, “Toyota’s Powertrain Philosophy for customer’s smile”, Vienna Motor Symposium, 2015
5. Masanori Sugiyama, “The Future of Automobiles in 2035”, SAE Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, 2015
6. B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGRAW-HILL Book Company, 1988
7. Peters, N, “The turbulent burning velocity for large-scale and small-scale turbulence”, J. Fluid Mech, 1999, vol.384, 107-132
8. Daishi Takahashi, et al, “Combustion Development to Achieve Engine Thermal Efficiency of 40% for Hybrid Vehicles”, SAE Technical Paper 15PFL-0334/2015-01-1254
9. Koichi Nakata, et al, “Engine technologies for achieving 45% thermal efficiency of S.I. engine”, JSAE20150918 / SAE2015-01-1896

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Entwicklung neuer Ottomotoren wird stark durch die vom Gesetzgeber festgelegten CO_2-und Emissionsgrenzwerte, den realen Kraftstoffverbrauch, sowie der Anforderung nach höherer (spezifischer) Leistung und den Kosten beeinflusst. Während Downsizing-Konzepte mit Benzindirekteinspritzung und Turboaufladung einen wichtigen Beitrag zur Optimierung des Ottomotors geleistet haben, ist die weitere Optimierung der Motoreffizienz und -leistung durch das Klopfen der Verbrennung begrenzt. Dieser Bericht zeigt eine kosteneffiziente Lösung, die das Klopfen in Ottomotoren signifikant reduziert und dadurch weiteres Potential heben kann: die Wassereinspritzung.

Obwohl die Wassereinspritztechnologie bereits im Motorsport, der Luftfahrtindustrie etc. eingesetzt worden ist, machen erst die aktuellen Trends in der Abgasgesetzgebung diese Technologie interessant für die Serienproduktion von PKW. Wir beginnen diesen Artikel mit einer kurzen Diskussion über die zukünftige CO_2-Gesetzgebung und die daraus resultierenden weltweiten Veränderungen im Markt für Ottomotoren. In diesem Zusammenhang zeigen wir auf konzeptioneller Ebene, wie die Wassereinspritzung als Lösung für die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der CO_2-Emissionen, sowie für die Steigerung der Motorenleistung genutzt werden kann. Unter Berücksichtigung des Entwicklungsaufwandes der Komponenten und der Kosten in der Serienproduktion präsentieren und bewerten wir verschiedene Implementierungen von Wassereinspritzsystemen. Ergebnisse mit einem Versuchsmotors, der mit der bevorzugten Implementierung ausgerüstet wurde, werden gezeigt und diskutiert, gefolgt von Fahrzeugsimulationen, die dazu dienen, den notwendigen Wasserverbrauch in verschiedenen Fahrzyklen zu berechnen. Weiterhin stellen wir ausgewählte Ergebnisse einer umfangreichen Endkundenbefragung vor, die in den USA und in Deutschland durchgeführt wurde, um die Akzeptanz der Wassereinspritzung und die Bereitschaft, Wasser nachzufüllen, zu bewerten. Zum Abschluss wird aufgezeigt, wie die Erkenntnisse aus den oben erwähnten technischen Untersuchungen und Marktanalysen genutzt werden, um ein Wassereinspritzsystem zu entwickeln, das für die Anforderungen der OEMs und der Endkunden optimal erfüllt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



PC = Passenger Car

Source: ICCT 02/2014 (additional data JATO press release 03/2014 (EU PC 2013), AEA/TNO report 11/2009 (EU LCV 2007))

Abbildung 1: Eine strengere Gesetzgebung bezüglich der CO_2-Werte wird auf den globalen Märkten erwartet.

Eine weitere Herausforderung, besteht darin, dass der Fahrzyklus, der als Basis für den Fahrzeugzertifizierungsprozess genutzt wird, geändert werden soll. Während momentan der neue europäische Fahrzyklus (NEDC) als Basis für die Bestimmung des Fahrzeugverbrauchs (CO_2) und der Fahrzeugemissionen (HC, CO, NOx) während des Fahrzeugzertifizierungsprozesses genutzt wird, soll dieser zukünftig durch den Worldwide Harmonized Light Vehicles Text Cycle (WLTC) ersetzt werden. Obwohl die genaue Definition und Umsetzung des WLTC noch in Diskussion ist, so ist bereits ersichtlich, dass der Zyklus ein aggressiveres Profil als der NEDC haben wird, und ein breiteres Spektrum des Motorenkennfeldes abdeckt. Der WLTC wird voraussichtlich zwischen 2017 und 2020 eingeführt werden.

Zudem fokussiert sich die Öffentlichkeit zunehmend auf die tatsächlichen Fahrzeugemissionen (Real Driving Emissions, RDE), die über die im Testzyklus realisierten Bedingungen hinausgehen. Emissionsgrenzen für die realen Fahrbedingungen werden in 2017 eingeführt. Dadurch werden auch hohe Last- und Drehzahlbereiche des Motorenkennfeldes überprüft, die im Zyklus nicht angefahren werden, aber zukünftig signifikanten Einfluss auf die Motorauslegung und -strategie haben werden, beispielsweise auf die Kraftstoffanreicherung im hohen Last- und Drehzahlbereich.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Weitere Verbesserungen des Ottomotors durch eine dieser beiden Strategien sind jedoch wegen der klopfsteigernden Wirkung eingeschränkt. Für die Umsetzung ist daher eine Verringerung des Klopfens erforderlich. Mögliche Abhilfemaßnahmen sind die variable Kompression (VCR), gekühlte Abgasrückführung, Turbolader mit variabler Geometrie, etc. Vor diesem Hintergrund präsentiert die vorliegende Arbeit eine weitere Lösung zur Minimierung des Klopfens in Motoren mit Downsizing, erhöhter Verdichtung bzw. hoher spezifische Leistung: die Wassereinspritzung. Bosch hat die Wassereinspritzung erfolgreich im Motorsport eingesetzt (World Rally Championship) und entwickelt nun ein Wassereinspritzsystem für die Serienproduktion, und ermöglicht dadurch eine erhebliche Kraftstoffersparnis, eine Reduzierung der CO_2-Emission und/oder ein erhöhtes Drehmoment für zukünftige Ottomotoren.

2. Funktionsweise der Wassereinspritzung

Die Wassereinspritzung hat das Potential, die Effizienz des Motors über das gesamte Motorkennfeld hinweg zu verbessern. Das Grundkonzept besteht darin, Wasser einzuspritzen und seine hohe latente Verdampfungswärme zu nutzen, um die Temperatur vor der Verbrennung zu senken. Je nach gewünschtem Ziel kann dieser Kühlungseffekt auf verschiedene Arten genutzt werden. Diese Möglichkeiten sind im Flussdiagramm in Abbildung 2 erklärt.

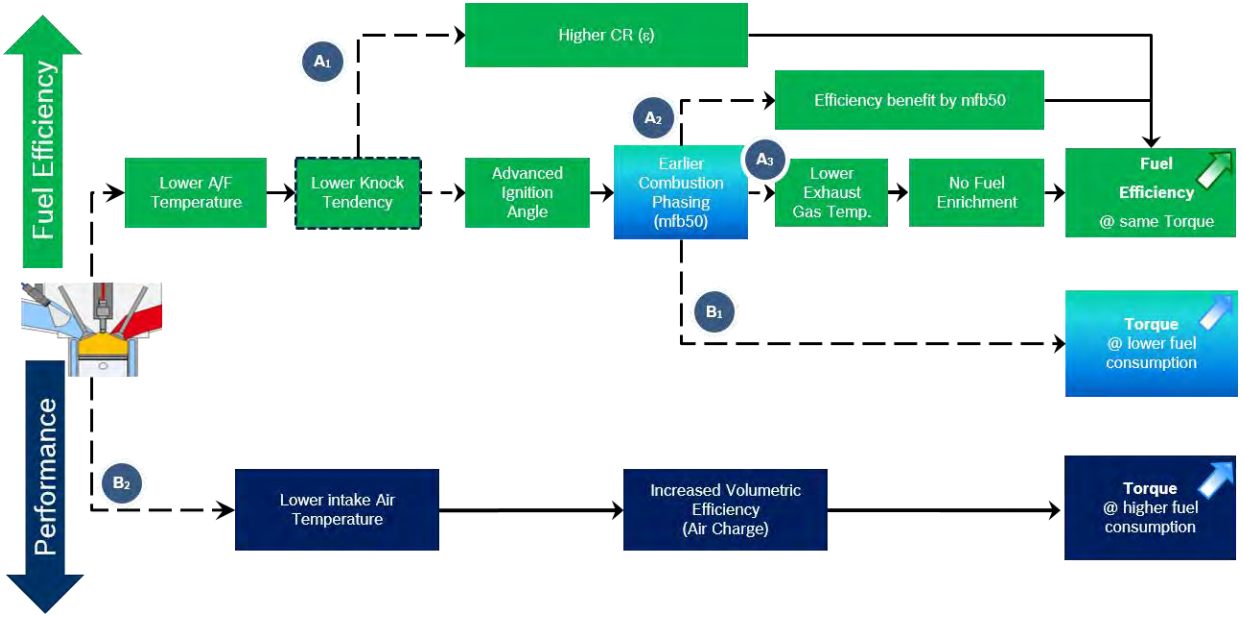


Abbildung 2: Wirkkette der Wassereinspritzung beim Ottomotor

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

klopfbegrenzten Last- und Drehzahl-Bereichen
- Pfad A3: Reduzierte Abgastemperaturen bis hin zur Möglichkeit, die Kraftstoffanreicherung vollständig zu eliminieren[2]. Bei unserem Versuchsmotor resultierte dies in einer Kraftstoffeinsparung von bis zu 13% bei hohen Lasten und Drehzahlen. Somit ist ein λ = 1-Konzept möglich (relevant für RDE).
- Pfad B1: Höheres Drehmoment bei niedrigerem Kraftstoffverbrauch. Während dieser Vorteil für die Testzyklen nicht relevant ist, kann er von Interesse für leistungsorientierte Kunden sein.

Abschließend existiert noch der B2-Pfad, bei dem der Kühlungseffekt des Wassers dazu verwendet wird, die Temperaturen der Ansaugluft zu reduzieren, um eine höhere, relative Luftfüllung zu ermöglichen. Somit kann eine größere Kraftstoffmenge bei gleichem λ eingespritzt werden, um ein höheres Drehmoment zu generieren.

Abgesehen von den Hauptvorteilen der Wassereinspritzung, nämlich CO_2-Reduzierung, höhere Kraftstoffeffizienz und höherer Drehmoment, kann die Wassereinspritzung auch als Maßnahme für weitere Vorteile verwendet werden. Die verringerte Abgastemperatur kann zum einen zur Implementierung von Turboladern mit variabler Turbinengeometrie genutzt werden, oder zum anderen, um die Kosten des vorhandenen Turboladers aufgrund der geringeren thermischen Belastung zu senken. Da die Wassereinspritzung das Klopfen der Verbrennung reduziert, kann sie alternativ auch als effektive Maßnahme gegen Schlechtkraftstoff eingesetzt werden, um so die aktuell notwendige Momentenreduzierung zu eliminieren.

3. Mögliche Implementierungen und Vergleich der Systemkonzepte

Prinzipiell gibt es verschiedene Möglichkeiten eine Wassereinspritzung in einen Verbrennungsmotor zu integrieren. In früheren Ansätzen, z.B. Oldsmobile F85 und in Tuningkits, wie der Leistungselektronik von AEM, wurde eine Mischung aus Wasser und Methanol oder Ethanol in den Turbolader oder dahinter eingespritzt. Ziel war eine Verdampfung des Wassers im Ansaugbereich zur Reduzierung der Ansauglufttemperatur und damit die Erhöhung

[1] Verringertes Motorklopfen durch Wassereinspritzung funktioniert als Schutz gegen minderwertige Brennstoffe, was in manchen Automobilmärkten, wie z.B. in China, ein Thema ist.

[2] Die Fähigkeit der Wassereinspritzung zur Senkung von Abgastemperaturen ist auch deshalb interessant, weil sie als Treiber für die Verwendung von Turboladern mit variabler Geometrie bei Dieselmotoren genutzt werden kann, und es Motorenentwicklern so erlaubt, weiteres Downsizing-Potential zu gewinnen. Als Alternative kann sie dank der gesenkten Abgastemperaturen auch dazu genutzt werden, um Materialkosten für die Turbolader zu verringern.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einlassventil oder direkt in den Brennraum einzuspritzen. Durch die Temperaturerhöhung während der Kompressionsphase wird die Verdampfung des Wassers im Brennraum vor dem Zündzeitpunkt ermöglicht.

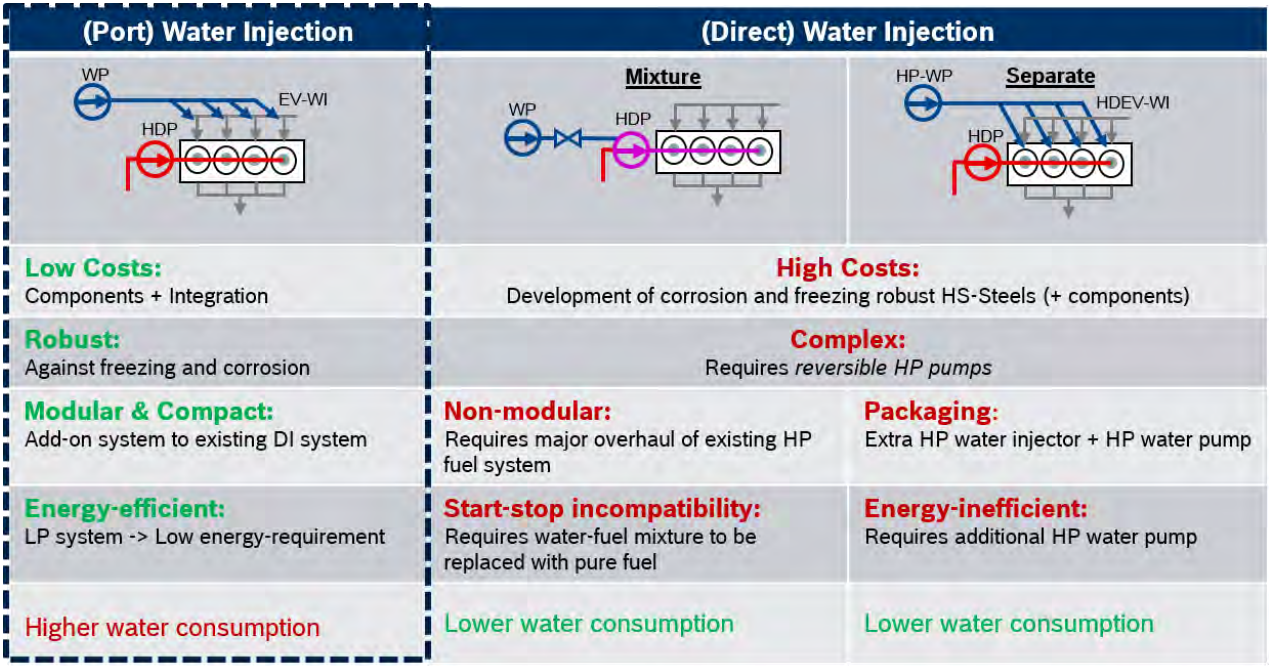


Abbildung 3: Vergleich von möglichen Implementierungen der Wassereinspritzung

1. Wassereinspritzung in das Saugrohr, idealerweise in den Einlasskanal: Bei diesem Ansatz wird das Wasser auf der Einlassseite mit einem Systemdruck von 5 bis 7 bar (Niedrigdruck) eingespritzt, siehe Abbildung 3. Die Vorteile dieses Systems beinhalten eine vereinfachte *Druckversorgung* mit einer elektrischen Wasserpumpe und die Verwendung eines Niederdruckeinspritzventils pro Zylinder. Weiterhin lassen sich die durch das Wasser bestehenden Korrosions- und Frostanforderungen einfacher umsetzen (s. auch Kapitel 6). Demzufolge ist dieser Ansatz ideal für die Industrialisierung des Systems und die für die Umsetzung der Anforderungen der Serienproduktion geeignet und wird somit von Bosch verfolgt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und ein schnelles Ansprechen des Systems beim Zufahren des Wassers in den Brennraum zu ermöglichen. Dadurch entstehen hohe Druckpulsationen und hohe Druckspitzen in der Hochdruckpumpe, im Rail und in den Einspritzdüsen, die oberhalb der Auslegung der heutigen Komponenten liegen. Zur Abdeckung der geänderten schärferen Anforderungen wird ein neues und *komplexes Hochdrucksystem* benötigt, mit den entsprechenden Aufwänden für die Entwicklung und Absicherung und den höheren Preisen für die Komponenten. Am Ende eines Fahrzyklus muss das Wasser aus dem Kraftstoffsystem durch einen Motornachlauf mit Benzin ausgetragen werden wodurch sich Einschränkungen insbesondere bei Hybridkonzepten aber auch bei Start/Stop mit Segeln ergeben. Durch die Verwendung und Mischung von weltweit verfügbaren Kraftstoffen mit den verschiedenen, z.T. nicht genormten Wasserqualitäten ergeben sich große Herausforderungen bezüglich der Korrosions- und Rostschäden in einem solchen Hochdrucksystem für die Entwicklung und Absicherung.

3. Direkte Wassereinspritzung (separat): Hier wird eine für hohe Drücke ausgelegte Wasserdirekteinspitzung *parallel* zu dem vorhandenen Hochdruckkraftstoffeinspritzsystem installiert. Durch die aufwändigeren, neu zu entwickelnden Komponenten sind die Kosten erheblich höher als für eine vergleichbare Niederdruckvariante. Wie im vorherigen Fall ist die Herausforderung der Einsatz von Hochfesten Stählen mit hohen Anforderungen an die Korrosionsbeständigkeit. Die Hochdruckeinspritzventile müssen in die immer kleiner und komplexer werdenden Zylinderköpfe zusätzlich integriert werden. Auch das Rückfördern des Wassers am Ende des Fahrzyklus zur Vermeidung von Frostschäden kann nur durch zusätzliche Ventile und eine hohe Systemkomplexität erreicht werden, was wiederum die Kosten und das Gewicht beeinflussen.

Zusammengefasst hat eine direkte separate Wassereinspritzung den geringsten Wasserverbrauch, dafür aber auch höhere Kosten aufgrund des notwendigen komplexen Einspritzsystems. Ein Niederdruckeinspritzsystem kann wesentlich ökonomischer und robuster realisiert werden. Dieses System wird von Bosch entwickelt und optimiert und erzielte in den aktuellen Motoruntersuchungen vergleichbare Leistungen wie eine direkte Wassereinspritzung.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Installation im Ansaugkanal innerhalb des Zylinderkopfs

Die Einbaupositionen des Einspritzventils sind in Abbildung 4 dargestellt. Die Untersuchungen in diesen Positionen beinhalteten verschiedene Einbauwinkel des Einspritzventils, Variationen des Strahlwinkels, verschiedene Zerstäubungskonzepte (konventionell, verringerte SMD, Drall), Variation des Einspritzdrucks.

Hochgeschwindigkeits-Videoendoskopie (Abbildung 4) wurde genutzt, um das Verhalten des Sprays unter motornahen Randbedingungen zu analysieren. Das bei den Versuchen erlangte Know-how über die Zeitspanne zwischen Öffnung des Einlassventils und dem Eintritt der Tröpfchen in den Brennraum trug zur Sprayoptimierung der Wassereinspritzventile bei.

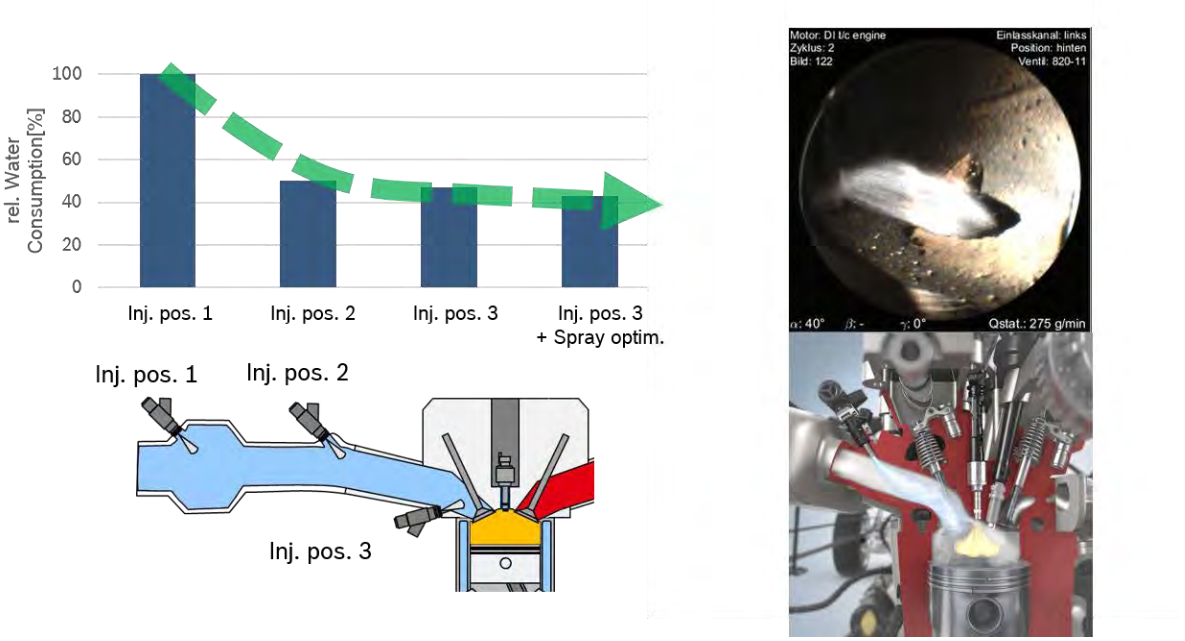


Abbildung 4: Bosch hat sein Wassereinspritzsystem mit Hilfe von Spray-Targeting, Simulationen und experimentellen Versuchen einschließlich Hochgeschwindigkeits-Videoendoskopie optimiert.

Abbildung 4 veranschaulicht den benötigten (relativen) Wasserverbrauch für die drei Einbaukonzepte der Einspritzventile. Der Vergleich wird bei 5000 U/min und einem effektiven Mitteldruck von 20 bar durchgeführt - ein Betriebspunkt, bei dem der Motor aus Komponentenschutzgründen mit 13% Kraftstoffanreicherung betrieben wird. Bei der Gegenüberstellung wird der relative Bedarf an Wasser betrachtet, um λ=1 zu erreichen, dieser ist auf der

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

verwendeten Motor optimierten Spraydesign.

4.1.2 Nutzen der Wassereinspritzung - Effizienzansatz

Um den Wirkungsgrad des Motors zu verbessern, kann die Wassereinspritzung in zwei verschiedene Ansätze unterteilt werden:

a) Pfad A2+A3 in Abbildung 2: Für leistungsstarke Downsizing Motoren, die bei höherem Mitteldruck betrieben werden, ermöglicht die Wassereinspritzung einen Verbrauchsvorteil im Bereich des Motorenkennfeldes oberhalb der Klopfgrenze. Dieses ist in Abbildung 5 schematisch und mittels Messergebnisse dargestellt.

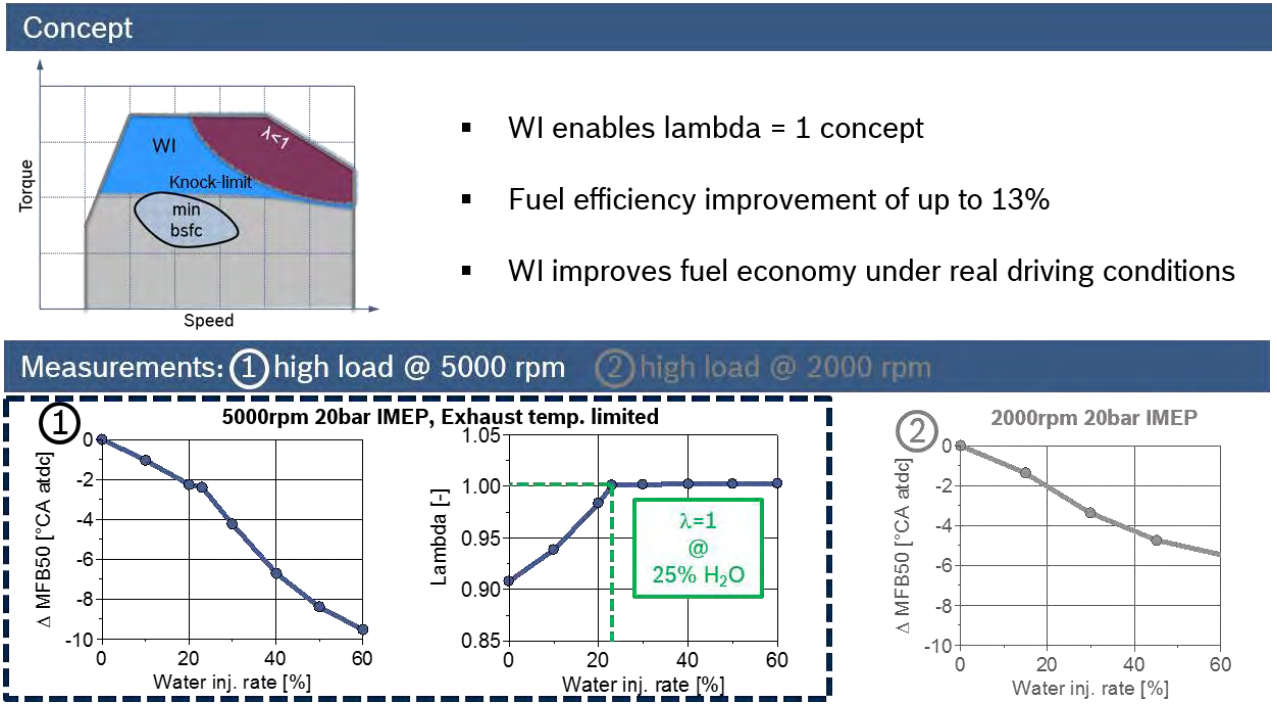


Abbildung 5: Schematische Darstellung und experimentelle Ergebnisse zum ersten Effizienzansatz.

b) Pfad A1 in Abbildung 2: Für Motoren mit leichtem Downsizing kann die durch die Wassereinspritzung verringerte Klopfneigung dazu genutzt werden das Verdichtungsverhältnis zu steigern. Dies würde zu einem Wirkungsgradvorteil im gesamten Motorenkennfeld führen, selbst unterhalb der Klopfgrenze, und wäre somit auch in

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

spritzte Kraftstoffmasse.

Bei hoher Last und hoher Drehzahl vermindert die Wassereinspritzung die Klopfneigung noch effektiver. Das führt zu verringerten Abgastemperaturen und folglich zu der Möglichkeit die Kraftstoffanreicherung zu reduzieren bzw. gänzlich zu vermeiden. An diesem spezifischen Betriebspunkt konnte der Schwerpunkt der Verbrennung um 9,5 °KW vorgezogen werden und führt in Kombination mit der verringerten Anreicherung zu einem kombinierten Verbrauchsvorteil von 13%. Nach Erreichen des λ=1 Betriebs führt eine weitere Steigerung der Wasserrate zu verringerten Abgastemperaturen und folglich zu einer geringeren thermischen Belastung der Abgaskomponenten. Somit bietet dieser Effekt weiteres Potential für kostenattraktive Lösungen von Abgaskomponenten.

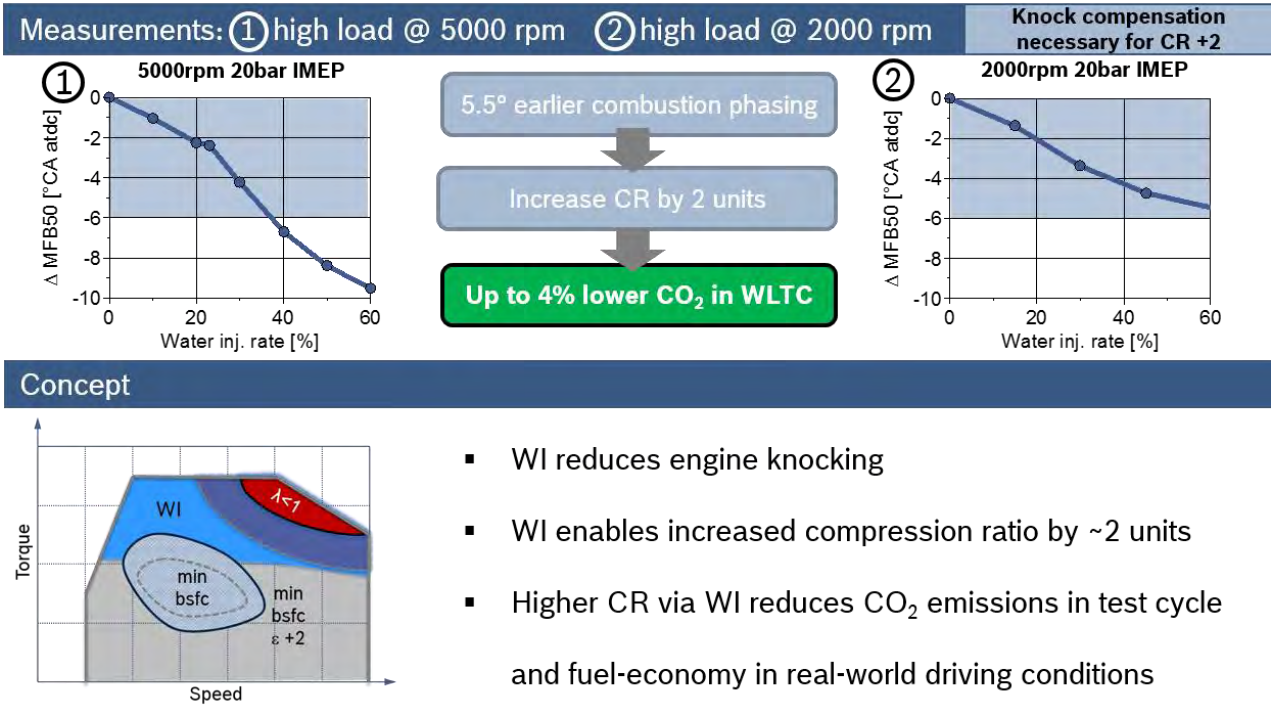


Abbildung 6: Messergebnisse und schematische Darstellung zum zweiten Effizienzansatz. Die Messergebnisse zeigen, wie die Wassereinspritzung zur Steigerung des Verdichtungsverhältnisses genutzt wird.

Wie oben erwähnt, ermöglichen die Vorteile der Wassereinspritzung in diesen beiden klopfrelevanten Betriebsbereichen eine Steigerung des Verdichtungsverhältnisses. Vorangegangene Untersuchungen siehe [2] [3] haben gezeigt, dass die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses um eine Einheit eine Spätverstellung des Verbrennungsschwerpunkts um ca.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ponenten begrenzt. Der Motor wird daher für diese Untersuchungen bei maximaler Turboladerdrehzahl an der Klopfgrenze und einer Kraftstoffanreicherung betrieben, so dass die Abgastemperatur auf einem Niveau unterhalb der Dauerhaltbarkeitstemperaturen der Abgaskomponenten gehalten wird.

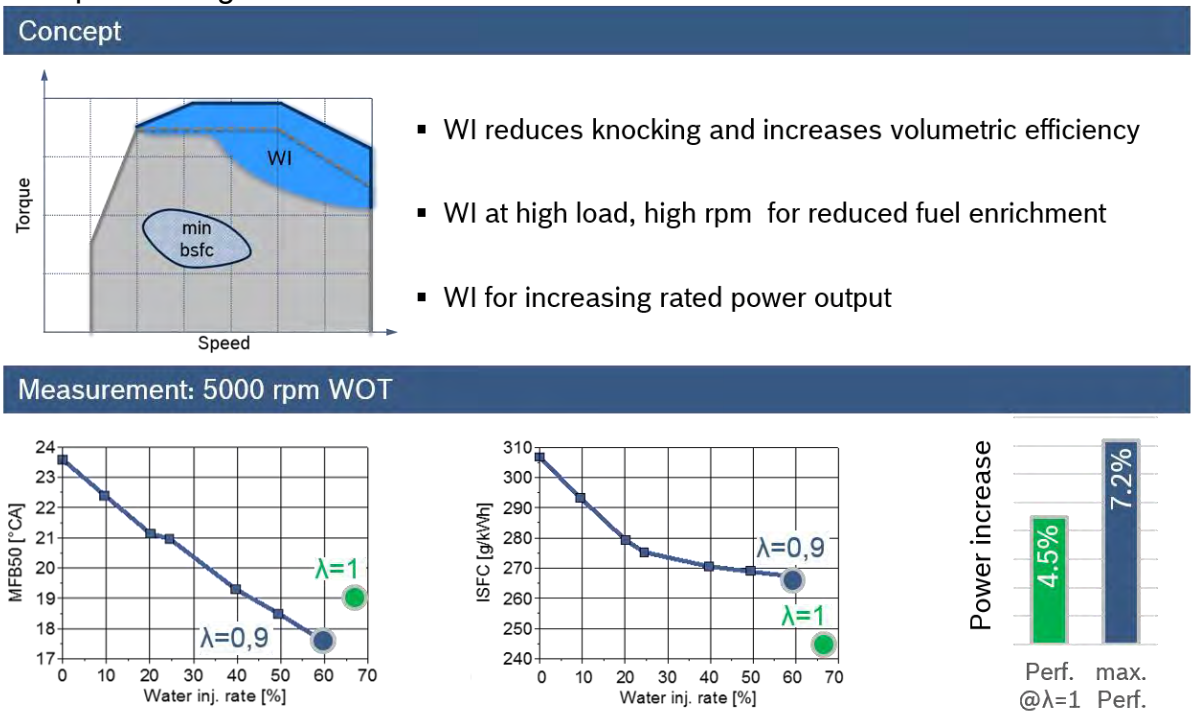


Abbildung 7: Übersicht zum Leistungsansatz mit Wassereinspritzung

Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Abbildung 7 dargestellt. Die Kühlung des Gemischs durch die Wassereinspritzung verringert die Klopftendenz und ermöglicht eine frühere Lage des Verbrennungsschwerpunkts. Dabei kann die Leistung bei einer Wasserrate von 60% um bis zu 7,2% erhöht werden, während die Kraftstoffanreicherung gleichzeitig auf λ=0,9 verringert wird. Zudem resultiert daraus ein Verbrauchsvorteil von 13%.

Der Ansatz zur Leistungssteigerung kann darüber hinaus auch stärker mit dem Verbrauch und Emissionen in Einklang gebracht werden. Dabei wird immerhin noch ein Leistungszuwachs von 4,5% erzielt und zudem durch stöchiometrischen Betrieb ein Verbrauchsvorteil von 20% erreicht.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

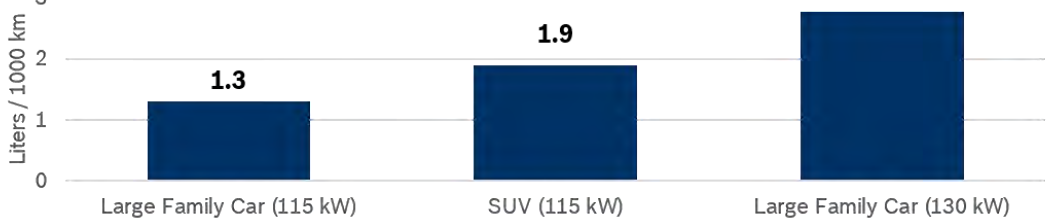


Abbildung 8: Der Wasserverbrauch unter realen Fahrbedingungen wurde unter Berücksichtigung eines breiten Spektrums an Fahrstilen /-situationen mit verschiedenen Motoren und/oder Fahrzeugmodellen errechnet.

4.2. Simulationsergebnisse: Wasserverbrauch

Um eine Vorstellung des Wasserverbrauchs unter realen Bedingungen und für verschiedene Fahrzeugtypen und Motoren zu bekommen, greifen wir auf Simulationen zurück. Der Wasserverbrauch ist abhängig von der Wassereinspritzstrategie, der Kombination aus Motor und Karosserie und vom Fahrprofil. Das verwendete GT-Power Engine-Modell stützt sich auf Prüfstandsmessungen eines Downsizing-Turbomotors mit direkter Einspritzung (mit einer Verdichtungsrate von > 10), und einem interpolierten Motorkennfeld. Die Simulationsergebnisse basieren auf der "λ=1-Strategie". Mit dieser Strategie wird der Komponentenschutz durch die Kraftstoffanreicherung vermieden, indem man auf die Wassereinspritzung zurückgreift, so dass der Motorbetrieb bei λ=1 über das gesamte Motorenkennfeld hinweg möglich ist.

Um verschiedene Fahrbedingungen abzudecken, wurde bei der Simulation ein BOSCH-Standard-Fahrzyklus verwendet (bestehend aus Geschwindigkeitsprofilen für Stadtverkehr, Landstraßen und Autobahnen). Der BOSCH-Fahrzyklus wurde um einen weiteren Hochgeschwindigkeits- und -Beschleunigungszyklus mit der Bezeichnung "Highway (Dynamic)" erweitert, um auch die ungünstigsten Fahrer im Hinblick auf den Wasserverbrauch abzudekken. Abbildung 8 zeigt die Geschwindigkeitsprofile der Autobahnzyklen zusammen mit dem eines „RTS aggressive“ Zyklus. Der Wasserverbrauch wurde für einen Mix aus Fahrprofilen mit den folgenden Streckenanteilen simuliert: 15% innerstädtische Straße, 45% Landstraße, 30% Autobahn und 10% Autobahn mit hoher Geschwindigkeit (dynamisch) in Deutschland.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

verursacht durch einen erhöhten Anfettungsbedarf. Um die Akzeptanz dieses simulierten Wasserverbrauchs zu überprüfen, führten wir eine Endkundenbefragung durch, die im nächsten Abschnitt beschrieben wird.

5. Aspekte des Endkunden

Um eine neutrale Meinung der Endverbraucher hinsichtlich der Wassereinspritzung zu erhalten und die richtige technische Lösung zu finden, die den Erwartungen der Endverbraucher entspricht, beauftragte Bosch das , Fraunhofer-Institut für Arbeitswirtschaft und Organisation IAO (Fraunhofer IAO) mit der Durchführung einer detaillierte Umfrage in Deutschland und den USA. Die Umfrage wurde zwischen August und Oktober 2015 durchgeführt. Sie basierte auf qualitativer Recherche (d.h. mit Schwerpunktgruppen) und einer Online-Umfrage in Deutschland und den USA. Insgesamt befragte das Fraunhofer IAO über 3000 Personen (deutsche und amerikanische Autobesitzer und -käufer), um eine hohe statistische Relevanz bezüglich der Umfrageergebnisse zu erhalten. Die Ergebnisse sind wichtig für die technische Entwicklung des Wassereinspritzsystems bei Bosch und auch von großem Interesse für die OEMs. Eine Präsentation der vollständigen Studie würde den Rahmen dieses Artikels sprengen, weshalb wir lediglich die Ergebnisse darstellen, die für diese Arbeit am relevantesten ist.

Auf die Frage, welches Medium die Endkunden nachtanken würden, war die häufigste Antwort “Leitungswasser”, auf Grund der einfachen Verfügbarkeit. Wie in Abbildung 9 dargestellt, würden aber nur 8% der Deutschen und 9% der US-Amerikaner kein destilliertes Wasser nachfüllen. Das grundsätzliche Interesse an der Wassereinspritzung war sehr hoch. 69% der Deutschen und 85% der US-Amerikaner würden beim nächsten Fahrzeugkauf die Wassereinspritzung nachfragen. Das akzeptierte Nachfüllintervall liegt in beiden Ländern bei maximal 6000 km. Die bevorzugte Nachfüllposition war neben dem Tankstutzen oder im Motorraum. Weitere Aspekte, wie zum Beispiel der Ort des Nachfüllens (Tankstelle, zu Hause, etc.) wurden ebenfalls erfasst.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

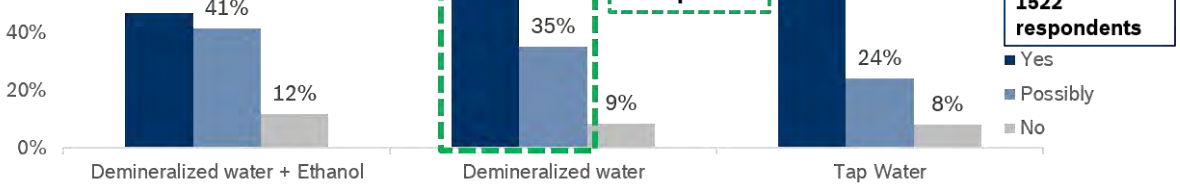


Abbildung 9: Ausgewählte Ergebnisse der vom Fraunhofer IAO durchgeführten Endkundenbefragung.

6. Wassereinspritzsystem und -komponenten

Um die Erwartungen sowohl der Endkunden, als auch der OEMs für das Wassereinspritzsystems zu erfüllen, hat die Robert Bosch GmbH ein System konzipiert, das folgende Komponenten beinhalten:

- Eine durch einen BLDC Motor angetriebene Verdrängerpumpe
- Einspritz-Injektoren für eine Wassereinspritzung im Ansaugkanal
- Ein Wasser-Rail
- Wassertank (wird von einem Partner geliefert)

Das Wassereinspritzsystem, dargestellt in Abbildung 10, muss anspruchsvolle Anforderungen erfüllen, um die Dauerbeständigkeit zu gewährleisten. Besonders kritisch sind dabei Frost, Verschleiß und Korrosion. Im Folgenden wird erklärt, wie wir diese Probleme lösen.

Da alle Komponenten Wasser ausgesetzt sind, müssen sie beständig gegen Korrosion und Verschleiß ausgelegt sein. Obwohl demineralisiertes Wasser verwendet wird, fördert der vorhandene Sauerstoff in der Umgebungsatmosphäre korrosive Reaktionen. Bei den verwendeten Wasser-Injektoren hat sich die Robert Bosch GmbH entschieden, ein neues Einspritzventil zu entwickeln, das auf dem existierenden DENOX-Injektor basiert, da dieser bereits resistent gegen die korrosive Wirkung eines Wasser-Harnstoff-Gemisches ist. Da Wasser im Gegensatz zum alkalischen Harnstoff aber leicht sauer sein kann, sind weitere Änderungen am Material notwendig. Auch die Düsengeometrie muss für höhere Durchflussraten und ein optimiertes Spraybild angepasst werden. Da die Injektordichtung einem hohen Ladedruck ausgesetzt ist, muss diese ebenfalls modifiziert werden. Weitere Maßnahmen bezüglich Verschleiß, besonders im Bereich des Ventilsitzes, müssen in Dauerlauf untersucht werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

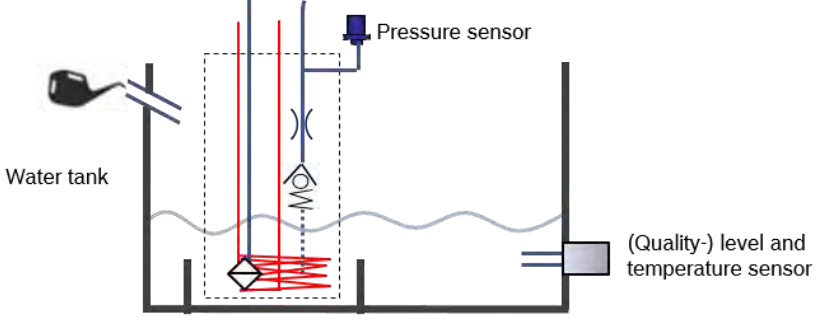


Abbildung 11: Schematische Darstellung des von der Robert Bosch GmbH entwickelten Wassereinspritzsystems für Ottomotoren

Die Entwicklung der Wasserpumpe ist eine der anspruchsvollsten Aufgaben. Wie bereits erwähnt, muss neben der Korrosion auch das Einfrieren verhindert werden, wozu die Pumpe nicht nur bidirektional, sondern auch selbstansaugend sein muss, da das Wasser aus den Leitungen zurück gesaugt werden muss, wenn der Motor abgestellt wird. Um der Korrosion entgegenzuwirken und das Gewicht niedrig zu halten, besteht das Pumpenelement aus glasfaserverstärktem Kunststoff während das Lamellenpaket des Motorstators aus laminiertem, rostfreiem Stahl gefertigt wird und somit Korrosionsschutz garantiert. Die notwendige Trockenansaugfähigkeit wird durch das Verdrängungsprinzip gewährleistet. Ein Rücklaufen des Wassers in die Pumpe wird dadurch verhindert, dass die Pumpe über dem Wasserstand verbaut wird. Diese Maßnahmen garantieren, dass das System kostengünstig realisiert und industrialisiert werden kann und so für die Massenproduktion geeignet ist.

Um Schäden durch Frost im System zu verhindern, wird das Wasser aus den Injektoren, dem Rail und der Pumpe zurück in den einfrierfesten Tank gesaugt, indem die Drehrichtung der Verdrängerpumpe umgekehrt wird, sobald der Verbrennungsmotor ausgeschaltet wird. Eine hydraulische Heizung zum Auftauen des Tanks ist vorgesehen, und wird an die Rücklaufleitung des Kühlwasserkreislaufs angeschlossen. Die hydraulische Erwärmung nutzt die Wärmeenergie des Motors und ist so ökonomischer als eine elektrische Heizung.

Das System ermöglicht eine präzise Zumessung des Wassers bei minimalem Energieaufwand, da die Pumpe nur betrieben wird wenn eine Einspritzung erfolgt. Das Fassungsvermögen des Tanks wird voraussichtlich zwischen 5 und 8 Litern liegen. Der Tank beinhaltet ein Heizelement sowie Druck-, Füllstand- und Temperatursensoren. Ein Qualitätssensor ist als optionale Komponente geplant, um eine potentielle Fehlbetankung zu erkennen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Cheap and robust	More expensive	More expensive
Simple to implement	Complex + inaesthetic	Complex
Standardized water quality	Unreliable water quality	Unreliable water quality
End customer effort required	Reduces refilling requirement	Eliminates refilling requirement

Abbildung 13: Vergleich der reinen Auffülllösung mit alternativen Optionen der Onboard-Wassergewinnung.

7. Zusammenfassung und Fazit

Obwohl das Konzept der Wassereinspritzung bereits seit Langem bekannt ist (z.B. für Flugzeugmotoren, im Motorsport, beim Saab 99 Turbo), hat sie Ihren Weg in die Automobilmassenproduktion aufgrund weniger anspruchsvollen CO_2-Grenzwerte, der Verfügbarkeit von alternativen Technologien und dem erforderlichen Entwicklungsaufwand bisher nicht gefunden. Angesichts jüngster Trends in der Gesetzgebung und auf dem globalen Ottomotorenmarkt generell, besteht jedoch der Bedarf diese Technologie für die Serienproduktion zu verfolgen. Wie in dieser Arbeit aufgezeigt, hat Bosch Lösungsansätze für die damit verbundenen technischen Herausforderungen gefunden, und die Akzeptanz der Endkunden bezüglich dieser Technologie dargelegt, wodurch die Wassereinspritzung zu einer Großserienanwendung befähigt wird.

Aufgrund der oben genannten Gründe sieht Bosch viel Potential bei der Wassereinspritzung und entwickelt deshalb aktuell ein System für die Serienproduktion von PKW. Der Bosch Serienanlauf ist für November 2019 geplant.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

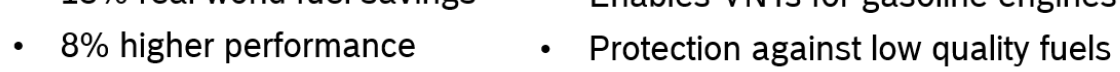


Abbildung 14: Das Bosch-Wassereinspritzsystem für Ottomotoren orientiert sich an einem kosteneffizienten Ansatz, um die Anforderungen der Endkunden und Originalhersteller zu erfüllen.

Quellenverzeichnis

[1] P. Mock, "European Vehicle Market Statistics 2014," *The International Council on Clean Transportation,* 2014.

[2] W. Kleinschmidt, „Zur Simulation des Betriebes von Ottomotoren an der Klopfgrenze," *FORTSCHRITT BERICHTE-VDI REIHE 12 VERKEHRSTECHNIK FAHRZEUGTECHNIK,* 2000.

[3] A. Hettinger, „Identifikation der Stellgrößen im Luft- und Kraftstoffpfad und deren Einfluss auf die Steuerung eines aufgeladenen Ottomotors an der Klopfgrenze," Karlsruhe, 2012.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Monovalenter Erdgasbetrieb und Downsizing für niedrigste CO_2 Emissionen

Monovalent natural gas combustion and downsizing for lowest CO_2 emissions

Kurzfassung

Durch notwendige Kompromisse bei einer bivalenten Auslegung auf Erdgas und Ottokraftstoff können die positiven Kraftstoffeigenschaften von Erdgas nur teilweise genutzt werden. In diesem Beitrag wird das Potenzial eines konsequent monovalent ausgelegten, 1,2 l Dreizylinder Erdgasmotors aufgezeigt. Vergleichend hierzu werden auch Ergebnisse einer bivalenten Motorvariante sowie eines nennleistungs- und nennmomentgleichen Benzinmotors dargestellt. Durch die monovalente Auslegung ergeben sich dieselähnliche Zünddrücke von bis zu 180 bar und spezifische Leistungen bis zu 110 kW/l wodurch hohe Anforderungen an die mechanische und thermische Belastbarkeit des Motors gestellt werden. Erdgasspezifische Zylinderkomponenten ermöglichen signifikante Verbrauchsvorteile bei gleichzeitig hohen spezifischen Leistungen. Eine Abgasturboaufladung mit variabler Turbinengeometrie in Kombination mit einer Erdgas-Saugrohreinblasung erhöht das Drehmoment bei niedrigen Motordrehzahlen, verbessert den transienten Ladedruckaufbau und erlaubt kennfeldweit einen stöchiometrischen Betrieb. Für ein Fahrzeug der Kompaktvan-Klasse lassen sich in Summe gegenüber dem Benzin-Serienmotor bis zu 31 % CO_2 einsparen.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

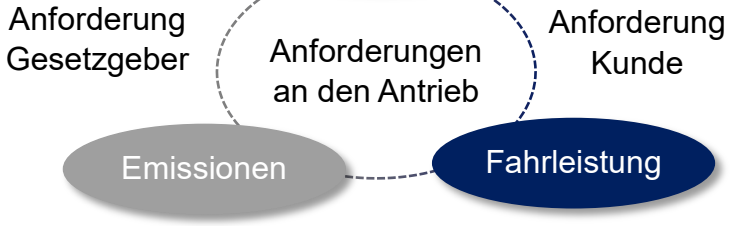


Abb. 1: Herausforderungen in der Antriebsstrangentwicklung

Im Vergleich zu Benzin (Euro-Super Plus) ermöglicht reines Methan aufgrund des höheren H/C-Verhältnisses und Heizwertes als alternativer Kraftstoff einen theoretischen CO_2-Vorteil bis zu 26 %. Aufgrund der realen Gaszusammensetzung von Erdgaskraftstoffen (Methangehalt ca. 90 - 95 %) verringert sich der effektiv erreichbare CO_2-Vorteil primär durch einen geringeren Heizwert im Vergleich zu Methan auf circa 20 %. Ein weiterer Vorteil von Erdgas gegenüber Ottokraftstoffen liegt in der hohen Klopffestigkeit (Research Oktanzahl, ROZ >120) [1]. Neben der kraftstoffseitigen CO_2-Einsparung kann zusätzlich durch Anhebung des Verdichtungsverhältnisses und Downsizing der CO_2-Austoß weiter reduziert werden.

In Abb. 2 sind die Motorbetriebspunkte eines Fahrzeugs der Kompaktvan-Klasse (Referenzgewicht: 1700 kg) mit einem 1,2 l Benzinmotor für den NEDC, den WLTC und als repräsentativer Fahrzyklus für RDE, der RTS95 (Standardized Random Test Sequence „aggressive“) dargestellt. Unterhalb der roten Linie weist Erdgas Effizienzvorteile aufgrund des höheren Verdichtungsverhältnisses ($\varepsilon = 13{,}3 : 1$ bei einer Methanzahl von MZ = 80) gegenüber Benzin ($\varepsilon = 9{,}3 : 1$ bei ROZ = 98) auf. Oberhalb der roten Linie kommt bei Erdgas zusätzlich durch eine verbrauchsoptimalere Verbrennungsschwerpunktlage, sowie der Verzicht auf Anfettung als weiteres Verbrauchspotenzial hinzu. In Fahrprofilen wie dem WLTC oder dem RTS95 ermöglicht Erdgas somit aufgrund seiner - im Vergleich zu konventionellen Ottokraftstoffen - höheren Klopffestigkeit zugleich reduzierte Teil- und Volllastverbräuche.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

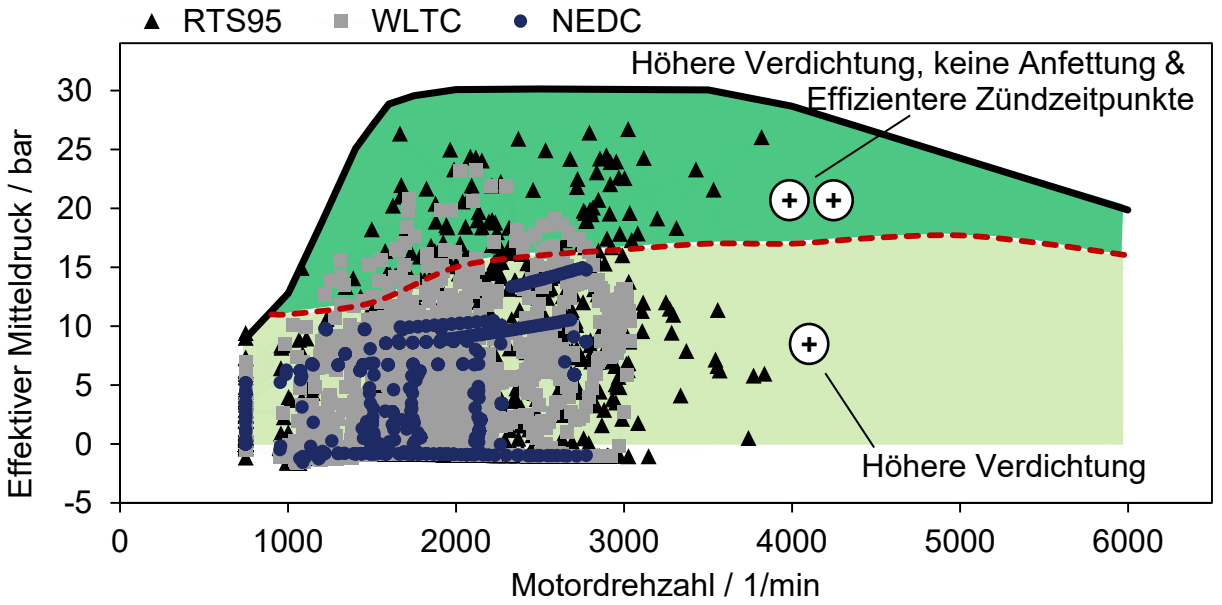


Abb. 2: Motorbetriebspunkte (1,2 l Hubraum) in einem 1700 kg schweren Fahrzeug der Kompaktvan-Klasse im NEDC, WLTC und RTS95 Fahrzyklus

Neben signifikanten CO_2-Einsparungen kann Erdgas auch Emissionsvorteile bieten [2]. Höhere Motorlasten begünstigen bei konventionellen Ottomotoren die Partikelbildung, was im Zusammenhang mit RDE an Bedeutung gewinnen wird (vgl. Betriebspunktverteilung RTS95 in Abb. 2). Erdgas hingegen wird gasförmig in den Brennraum oder das Saugrohr eingeblasen, wodurch Wandbenetzung und Kraftstoffverdampfung an der Brennraumoberfläche vermieden wird. Zudem liegt ein sehr homogenes Gemisch vor, was zusätzlich die Partikelbildung minimiert [2], [3]. Bei stöchiometrischer Verbrennung von Erdgas ist durch den Drei-Wege-Katalysator im betriebswarmen Zustand zudem eine zu Benzin vergleichbare Effizienz bei der Konvertierung von HC, CO und NO_X Emissionen zu erwarten [4].

Neben den Vorteilen von Erdgas als Kraftstoff ergeben sich jedoch auch Herausforderungen, wie z.B. die erhöhte mechanische und thermische Motorbelastung bei monovalenter Auslegung oder die gesteigerte Aktivierungsenergie des Drei-Wege-Katalysators. Tab. 1

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Stöchiometrischer Gemischheizwert	3,1 MJ/m³	3,6 MJ/m³	- Höherer Ladedruckbedarf
Dichte (1 bar, 20 °C)	0,79 kg/m³	730 kg/m³	+ geringere Partikelemissionen - Package, Drucktank - Reichweite
Zündtemperatur	595 °C	400 °C	- Belastung Zündsystem - Konvertierungstemperatur Katalysator

Tab. 1: Vergleich der Kraftstoffeigenschaften von Erdgas und Benzin [4], [5]

2 Downsizing bei Erdgasmotoren

Aktuell für Pkw angebotene Erdgasmotoren sind meist Derivate existierender Ottomotoren. Der Trend zum Downsizing und hohen spezifischen Leistungen hat sich bei Erdgasmotoren noch nicht durchgesetzt, wie aus Abb. 3 ersichtlich ist. Während heute bei Benzinmotoren spezifische Leistungen über 90 kW/l keine Seltenheit mehr sind, liegen Erdgasmotoren im Bereich von 60 kW/l eher auf dem Niveau von Benzin-Saugmotoren. Neue Testverfahren, wie der WLTC und hohe Anforderungen an den CO_2-Flottenverbrauch machen Downsizing jedoch auch bei Erdgasmotoren zunehmend attraktiv.

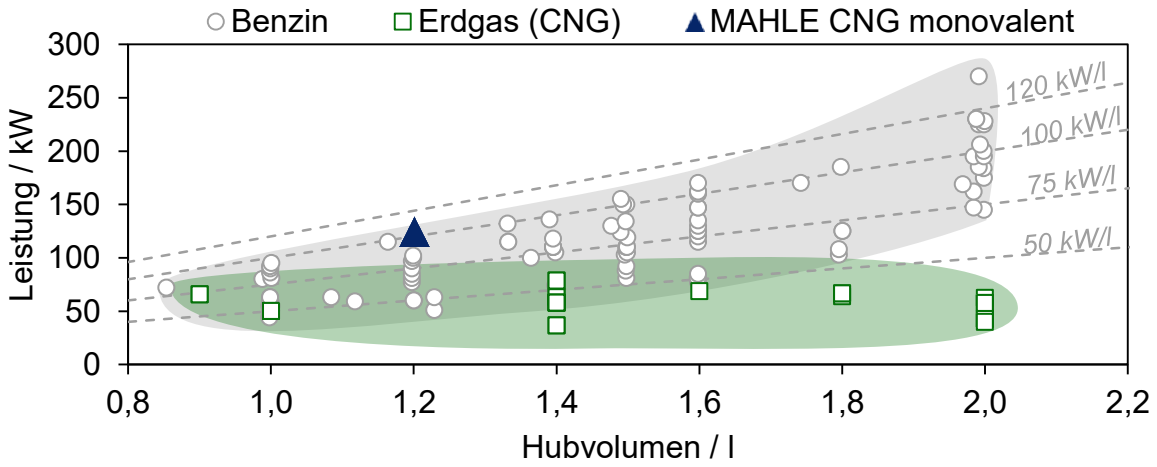


Abb. 3: Spezifische Leistung aktueller (EU5 & EU6) Benzin- und Erdgasmotoren

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die bivalente Auslegung bedeutet in diesem Kontext gleiche spezifische Nennleistung sowie gleiches Nenndrehmoment im Betrieb mit beiden Kraftstoffarten. Bei der monovalenten Auslegung wird hingegen eine Reduzierung der Nennleistung und des Nenndrehmomentes im Benzin-Betrieb akzeptiert.

Die Änderungen des bivalenten Erdgasmotors gegenüber dem Basis Benzinmotor beschränken sich auf eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses ε von 9,3 : 1 auf 12,5 : 1, sowie die Integration einer CNG Saugrohreinblasung (PFI) zusätzlich zur Benzin Direkteinspritzung. Die Spitzendruckfähigkeit (125 bar) des Grundaggregates ist nicht angepasst worden. Das bei den Untersuchungen verwendete Erdgas liegt dabei mit einem Methangehalt von 90 % am unteren Ende der für H-Gas geforderten Qualität [8].

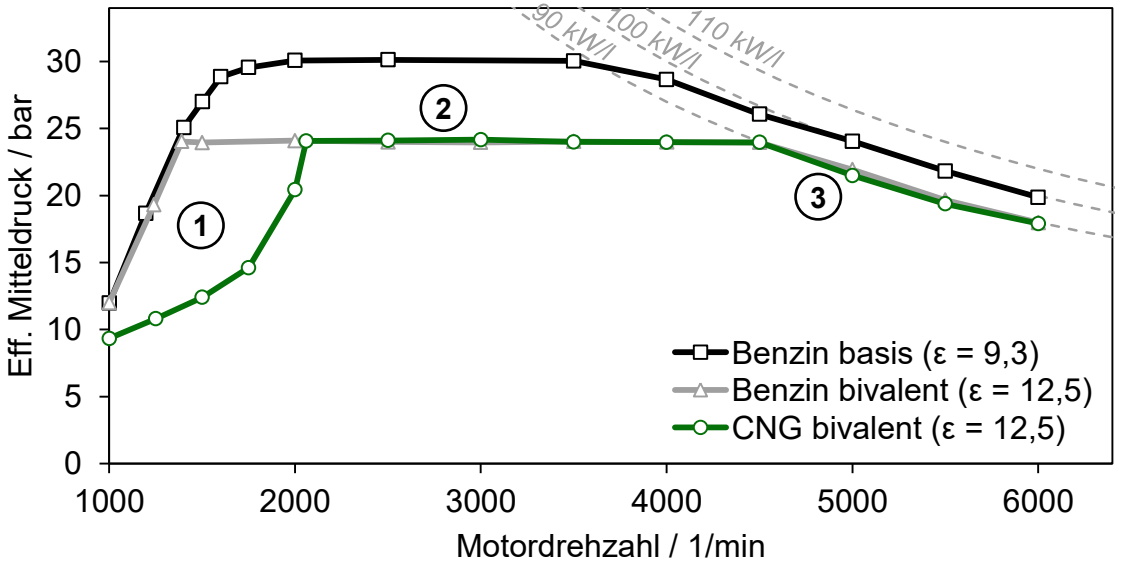


Abb. 4: Vergleich der motorischen Volllastkennlinien

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Benzin-Betrieb erreicht der bivalente Erdgasmotor im unteren Drehzahlbereich mit Hilfe der konventionellen Direkteinspritzung und Scavenging das Drehmomentniveau des Basis Benzinmotors. Im Vergleich zum CNG-Betrieb liegt das Nenndrehmoment bereits ca. 600 1/min früher bei 1400 1/min an.

(2) Beim bivalenten Erdgasmotor wird sowohl im Benzin-, als auch im CNG-Betrieb das gleiche Nenndrehmoment erreicht.
Im CNG-Betrieb wird der maximal zulässige Zünddruck von 125 bar erreicht (Abb. 5 – oben links) und begrenzt das Nenndrehmoment auf 231 Nm (p_{me} = 24,2 bar). Durch die Verschiebung des Zündwinkels in Richtung spät sowie öffnen des Wastegate wird die zulässige Zünddruckgrenze bei maximaler Füllung eingehalten.
Auffällig, im Vergleich zum Benzin-Betrieb (bivalenter Erdgasmotor), ist der leicht höhere, bzw. zu höheren Drehzahlen hin vergleichbare Ladedruckbedarf im Erdgas-Betrieb trotz wirkungsgradoptimalerer Schwerpunktlage (Abb. 5 – unten links). Grund hierfür ist der geringere Gemischheizwert von Erdgas gegenüber Benzin, sowie die Verdrängung von Luft durch Erdgas bei der Saugrohreinblasung.

(3) Bei Nennleistung steigen die thermischen Belastungen im CNG-Betrieb an:
- Abgasverluste verschieben sich aufgrund der früheren Zündzeitpunkte hin zu Wandwärmeverlusten.
- Die höheren Zylinderdrücke begünstigen den Wandwärmeübergang.
- Eine „Anfettung“ ist bei Erdgas schon aufgrund der fehlenden Verdampfungsenthalpie nicht zielführend.
- Durch den passiven Betrieb der Benzin-DI Injektoren steigen deren thermische Belastungen ebenfalls stark an, da keine kühlende Wirkung durch einspritzendes Benzin entsteht (Abb. 5 – unten rechts).

Die Nennleistung wird durch die maximal auftretenden Kolbennabentemperaturen des anspritzgekühlten Schmiedekolbens sowie die Maximaltemperatur von 300°C am ersten Dichtring der Benzin-DI Injektoren begrenzt. Wie beim Nenndrehmoment erreicht der bivalente Erdgasmotor die gleiche Nennleistung im Benzin- und CNG-Betrieb. Im Benzin-Betrieb wird dies jedoch unter Inkaufnahme späterer Schwerpunktlagen sowie schlechteren Kraftstoffverbräuchen erreicht.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

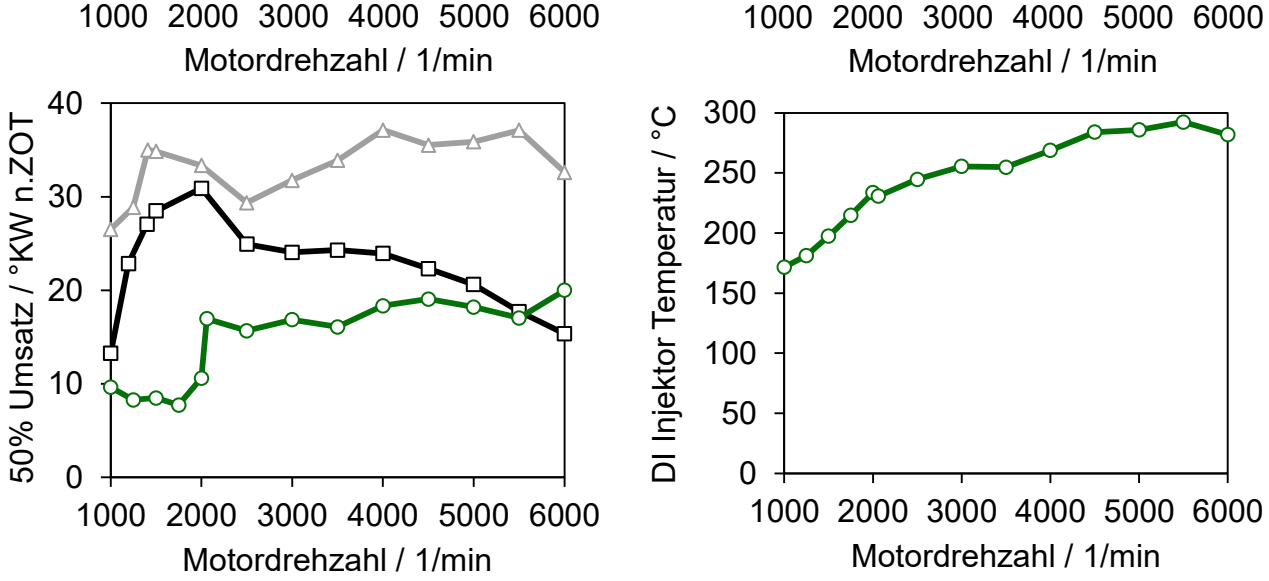


Abb. 5: Vergleich motorische Volllast für die Varianten „Benzin basis“, „Benzin bivalent“ und „CNG bivalent“

Das Verdichtungsverhältnis des bivalenten Erdgasmotors ist mit Hinblick auf die erzielbaren Schwerpunktlagen im Benzin-Betrieb und die Spitzendruckbelastung im Erdgas-Betrieb als hoch anzusehen. Es verbessert jedoch den Teillastverbrauch bei 1500 1/min und 5 bar effektiven Mitteldruck von 277 g/kWh im Basis Benzinmotor auf ein benzinäquivalent[1] von 269 g/kWh im CNG-Betrieb des bivalenten Erdgasmotors, siehe auch Abschnitt 0, Tab. 2. Basierend auf den Ergebnissen sind zur Nutzung des vollen Potenzials von Erdgas eine Erhöhung der Spitzendruckbelastbarkeit und die Verbesserung der Kühlungssituation der Zylinderkomponenten sowie eine Anpassung der Aufladung, bzw. Einspritzung (CNG-DI) notwendig.

[1] Benzinäquivalent: Auf Energiegehalt von Ottokraftstoff bezogen (43 MJ/kg)

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

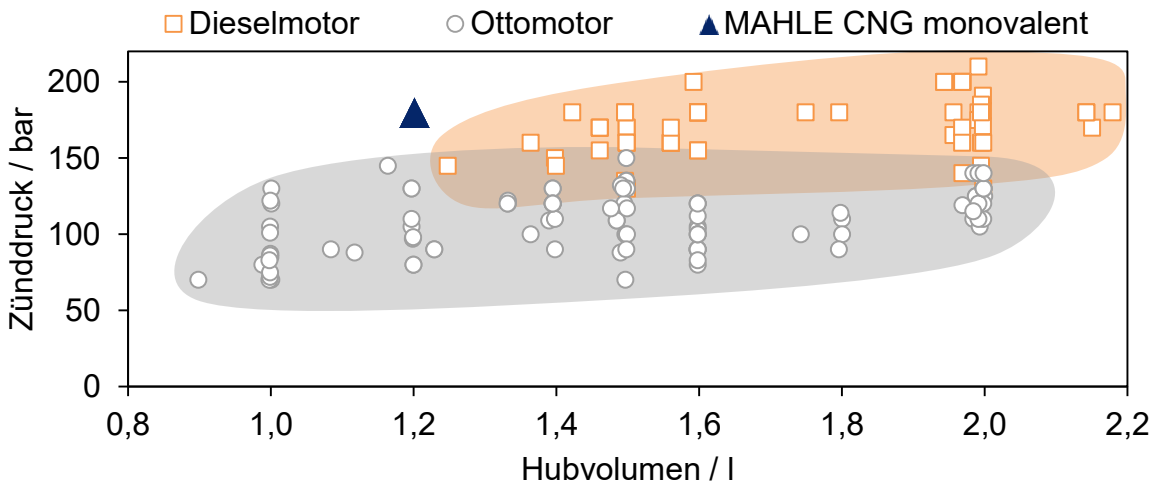


Abb. 6:Typische Zünddrücke aktueller (EU5 & EU6) Diesel- und Ottomotoren

Die maximale spezifische Leistung, welche die thermische Belastbarkeit des Motors in Kombination mit den frühen Zündzeitpunkten maßgeblich definiert, wird von 90 kW/l auf 110 kW/l erhöht. Die Benzin Direkteinspritzung wird durch eine Saugrohreinspritzung ersetzt, die nunmehr lediglich zur Darstellung einer Notlauffunktion dient. Das Verdichtungsverhältnis wird von 12,5 : 1 auf 13,3 : 1 nochmals erhöht um weitere Teillastverbrauchspotenziale zu erschließen sowie die Abgastemperatur im hohen Last-, und Drehzahlbereich zusätzlich abzusenken. Eine Übersicht über die entwickelten, erdgasspezifischen Zylinderkomponenten ist in Abb. 7 dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

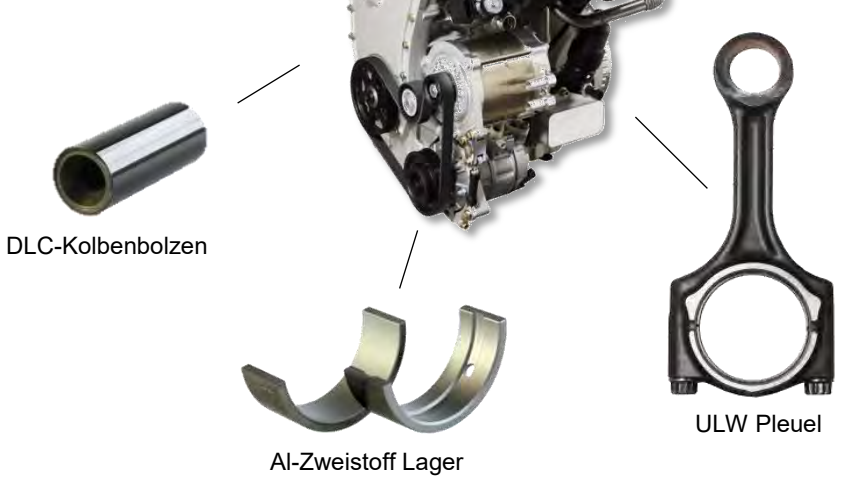


Abb. 7: Zylinderkomponenten für den monovalenten CNG-Motor

Der im Basis Benzin- und bivalenten Erdgasmotor eingesetzte Schmiedekolben wird durch den EVOTEC RSC®, einen Aluminiumguss Leichtbaukolben ersetzt. Ein integrierter Kühlkanal senkt die Temperaturbelastung am Kolbenboden und am ersten Ringsteg. Zudem wird die Steifigkeit der gesamten Kolbenkonstruktion erhöht. Der eingegossene Ringträger sorgt für eine hohe Verschleißbeständigkeit in der ersten Kolbenringnut, so dass die volle Funktionalität des Kompressionsringes über lange Laufzeiten gewährleistet werden kann. Die Kastenwände sind asymmetrisch und an der Druckseite im Vergleich zur Gegendruckseite enger ausgeführt. Hierdurch kann bei gleichzeitig gesteigerter Festigkeit zusätzlich Gewicht eingespart werden.

Die Ringhöhe des ersten Rings wurde von 1,2 mm auf 1,5 mm angehoben, um die Robustheit bei hohen Zünddrücken zu erhöhen. Zusätzlich reduziert eine verschleißfeste Chromnitrid PVD-Beschichtung auf der Lauffläche Reibleistungsverluste und Verschleiß. Der zweite Ring ist als Nasenminutenring-Design ausgeführt und erreicht hierdurch ein hohes Formfüllungsvermögen sowie gutes Ölabstreifverhalten. Der dritte Ring ist dreiteilig ausgeführt, so dass sich die einzelnen Ringteile unabhängig voneinander an Zylinderverformungen und Kolbenkippen anpassen und somit wirksam Ölüberschuss abstreifen können.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

amidimid-Grundmatrix enthaltenen Festschmierstoffe erhöhen zusätzlich die Sicherheit und die bereits sehr hohe Verschleißbeständigkeit der Laufschicht in kritischen Schmierungszuständen (wie z.B. Mischreibungszustände bei Stopp-Start).

Das MAHLE TopTherm® Ventil ersetzt sowohl die Vollschaft-Einlassventile, als auch die konventionellen Hohlventile auf der Auslassseite. Bei den deutlich leichteren TopTherm® Ventilen handelt es sich um natriumgekühlte Hohlventile, die im Tellerbereich große Hohlraumstrukturen aufweisen. Durch Verdampfung des Natriums wird die hohe Wärmebelastung am Teller mittels „Shaker Effekt“ reduziert und die Dauerfestigkeit der Ventile erhöht. Eine Nitrierschicht am kälteren Einlassventil minimiert zusätzlich den Verschleiß. Aufgrund der fehlenden Schmierwirkung von Erdgas tritt bei konventionellen Ventilsitzringen auslassseitig erhöhter Verschleiß auf, welcher durch den Wechsel auf einen optimierten Sinterwerkstoff effektiv verringert werden kann.

Die erforderlichen Änderungen des Grundmotors für den monovalenten Erdgas-Betrieb beschränken sich auf eine Überarbeitung der Steuerkette, die nun für Druckgradienten bis zu 6 bar/°KW geeignet ist. Zudem wurden die Zylinderkopfschrauben an die hohen Zünddrücke angepasst, um eine ausreichende Anpresskraft für die Zylinderkopfdichtung unter allen Betriebsbedingungen zu gewährleisten.

Die Summe der Änderungen in den Zylinderkomponenten zeigt sich eindrucksvoll im Vergleich der Volllastkurven des monovalenten Erdgasmotors (CNG monovalent) zur bivalent ausgelegten Motorvariante, sowie dem Basis Benzinmotor in Abb. 8. Aufgrund der auch im monovalenten CNG-Betrieb eingesetzten Erdgas Saugrohreinblasung bleiben die Drehmomentnachteile bei niedrigen Drehzahlen bestehen. Das Nenndrehmoment erhöht sich jedoch um 24 % von 231 Nm (p_{me} = 24,2 bar) auf 286 Nm (p_{me} = 30 bar) und erreicht damit das Niveau des Basis Benzinmotors, bei deutlich früheren Verbrennungsschwerpunktlagen (siehe Abb. 9). Die Nennleistung kann gegenüber dem bivalenten CNG-Motor auf 132 kW, bzw. 110 kW/l ebenfalls um 20 % gesteigert werden und übertrifft damit sogar die Benzin Basisvariante um 10 kW/l.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

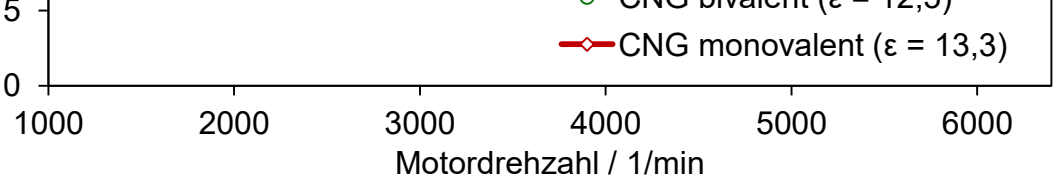


Abb. 8: Volllastvergleich „Benzin basis“ gegenüber „CNG bivalent“ und „CNG monovalent“

Im Bereich des Nenndrehmoments erreicht der monovalente Erdgasmotor einen Zylinderspitzendruck von 177 bar (Abb. 9). Grund hierfür sind neben der hohen Verdichtung die frühen Zündzeitpunkte, welche durch die geringe Klopfneigung von Erdgas erst ermöglicht werden. Ab 2000 1/min ist mit 15 °KW n. ZOT eine leicht späte Verbrennungsschwerpunktlage aufgrund klopfender Verbrennung und zur Vermeidung von zu hohen Druckgradienten (< 6 bar/°CA) erforderlich.

Vergleichbar zu den Ergebnissen aus Abschnitt 3 (Abb. 5 – oben rechts, Benzin bivalent gegen Erdgas bivalent) steigt der Ladedruckbedarf des monovalenten Erdgasmotors gegenüber dem Basis Benzinmotor bei gleichem Nenndrehmoment aufgrund des geringeren stöchiometrischen Gemischheizwertes sowie der Verdrängung von Luft durch Erdgas bei der Saugrohreinblasung um bis zu 14 %. Im Unterschied zu Abschnitt 3, bleibt der Ladedruckbedarf des monovalenten Erdgasmotors auch mit steigender Motordrehzahl über dem des Basis Benzinmotors. Die Gründe hierfür sind zum einen die höheren Motorlasten ab 4000 1/min und zum anderen die abnehmenden, relativen Unterschiede der Schwerpunktlagen beider Motorvarianten zueinander (Abb. 9 – unten links).

Die Nennleistung wird durch die Grenzdrehzahl des Abgasturboladers limitiert. Die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von 12,5 : 1 des bivalenten Erdgasmotors auf 13,3 : 1 in der monovalenten Variante, sowie die frühen Schwerpunktlagen (< 15 °KW n. ZOT) kompensieren den Anstieg der Abgastemperatur durch die Leistungssteigerung und liegen im Maximum bei 930 °C.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

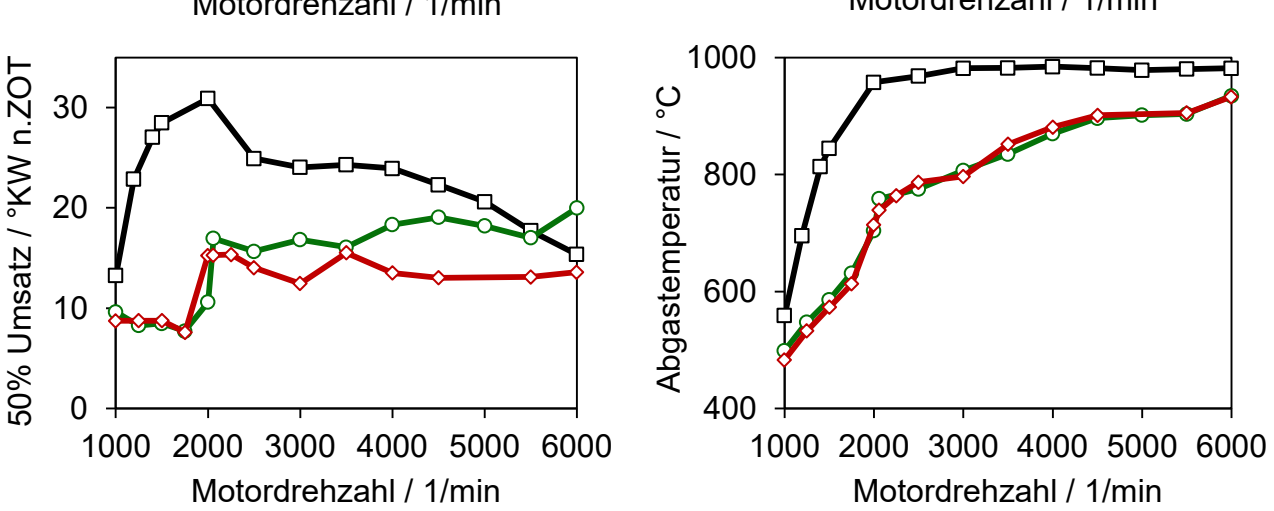


Abb. 9: Vergleich motorische Volllastergebnisse für die Varianten „Benzin basis“, „CNG bivalent“ und „CNG monovalent“

Aufgrund der höheren mechanischen und thermischen Belastbarkeit der Zylinderkomponenten kann sowohl das Nenndrehmoment als auch die Nennleistung für den monovalenten CNG-Betrieb deutlich gesteigert werden. Zur Verbesserung des Drehmomentaufbaus bei niedrigen Drehzahlen sind zusätzliche Maßnahmen notwendig, die hier einen höheren Ladedruck bzw. eine höhere Zylinderfüllung ermöglichen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

am Turbineneintritt. Dies ermöglicht den Einsatz eines VTG-ATL, welcher mittels Leitschaufelverstellung mehr Drehmoment im unteren Drehzahlbereich und gleichzeitig hohe spezifische Nennleistungen darstellen kann. Zudem erlaubt die VTG bei transienten Lastanforderungen im Vergleich zu einem nennleistungsgleichen WG-ATL einen schnelleren Ladedruckaufbau, welcher im Fahrzeug zu einer spürbaren Verbesserung der Längsdynamik beiträgt [9]. Mithilfe von 1D-Simulationen ist im Vorfeld der Prüfstandversuche ein geeigneter VTG-ATL ausgewählt worden. Abb. 10 zeigt den Vergleich der Verdichter- und Turbinenkennfelder zwischen dem Basis WG-ATL und dem für den monovalenten Erdgasmotor eingesetzte VTG-ATL. Der VTG-ATL ist speziell für ottomotorische Anwendungen von Bosch Mahle Turbosystems (BMTS) entwickelt worden. Sowohl das Verdichterrad, als auch das Turbinenrad des VTG-Abgasturboladers haben im Vergleich zum Wastegate-Abgasturbolader einen kleineren Durchmesser, wodurch das Massenträgheitsmoment um 40 % reduziert wird [10].Die allgemeine Temperaturgrenze von 850°C bei Diesel VTG-Abgasturboladern konnte dank konstruktiver Maßnahmen auf 980°C erhöht werden [10].

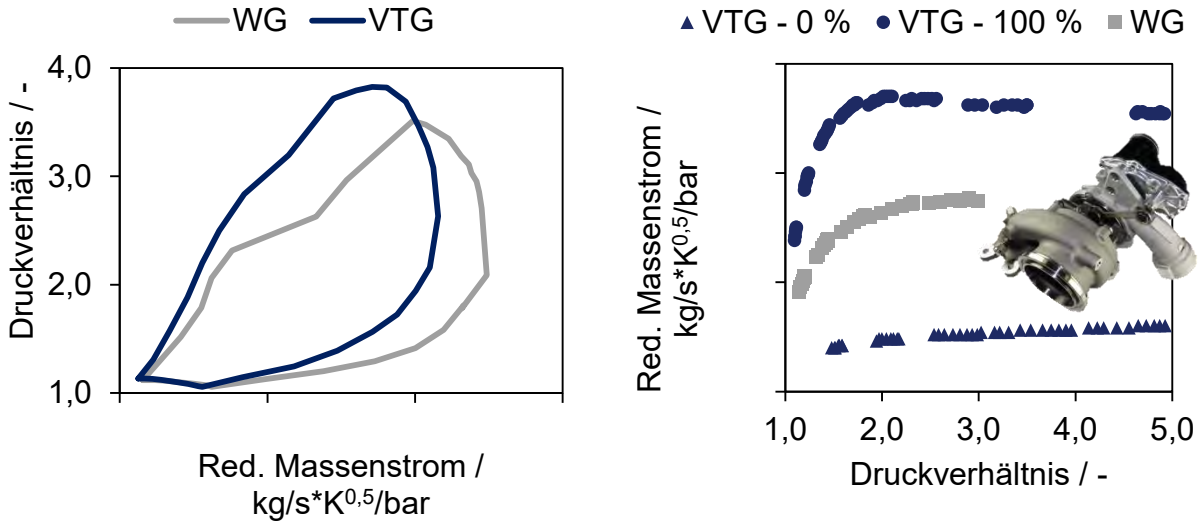


Abb. 10: Vergleich Verdichter- (links) und Turbinenkennfelder (rechts) des WG- und VTG-Abgasturboladers

Wie die Volllastmessungen in Abb. 11 zeigen, kann durch die Verstellung der Leitschaufeln beim VTG-ATL der Ladedruck im unteren Drehzahlbereich deutlich erhöht und das

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

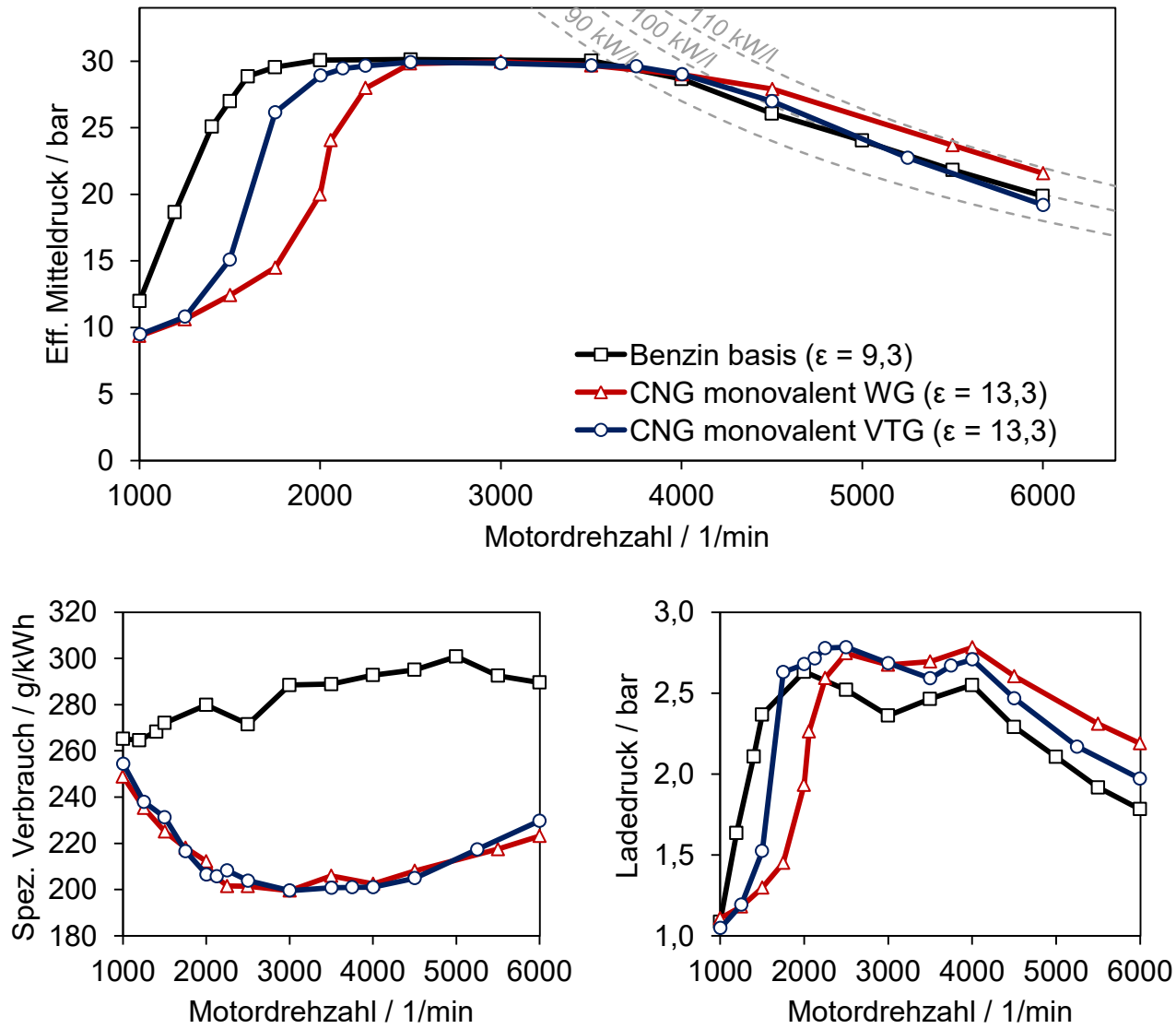


Abb. 11: Motorvolllastvergleich des Benzin-DI Basismotors (Benzin basis) gegenüber der monovalenten CNG Variante mit Wastegate (WG) und variabler Turbinengeometrie (VTG) Aufladung

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

	bei 3500 1/min	bei 3500 1/min	bei 4500 1/min
Nennmoment	286 Nm 1750 - 4500 1/min	231 Nm 2000 - 4500 1/min	286 Nm 2000 - 4000 1/min
Spez. Kraftstoffverbrauch Nennleistung	292 g/kWh	211 g/kWh	204 g/kWh
Spez. Kraftstoffverbrauch p_{me} = 5 bar, 1500 1/min	277 g/kWh	249 g/kWh (Erdgas-Betrieb)	247 g/kWh (Erdgas-Betrieb)
Zünddruck	125 bar		180 bar
Turbolader	BMTS Wastegate		BMTS VTG
Steuergerät	MAHLE Flexible ECU		

Tab. 2: Gegenüberstellung Motordaten MAHLE Basismotor, bivalenter CNG-Motor und monovalenter MAHLE CNG-Motor mit VTG-Abgasturboaufladung

6 Demonstratorfahrzeug

Zur Bewertung des Potenzials vom monovalenten Erdgasantrieb und Downsizing im Fahrzeug, wird der MAHLE Downsizing Motor mit den erdgasspezifischen Zylinderkomponenten und der VTG-Abgasturboaufladung (Tab. 2) in einen Kompaktvan integriert. Das Fahrzeug hat ein Leergewicht von 1700 kg und bietet damit für einen 1,2 l Motor hohe Anforderungen an die Fahrbarkeit und Dynamik (Abb. 12).

Ein an die Mehrleistung angepasstes Handschaltgetriebe überträgt das gegenüber dem Serienmotor (1,4 l Kompressor + Abgasturboaufladung) um 66 Nm höhere Nenndrehmoment des monovalenten MAHLE CNG-Motors. Die Getriebestufung, sowie die Gesamtübersetzung bleiben dabei vergleichbar zum Basis Serienfahrzeug, allerdings ist das Getriebe um eine Stopp-Start Funktion erweitert worden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Basisfahrzeug (VW Touran, 1,4 l TSI Ecofuel) erreicht im CNG-Betrieb einen CO_2-Ausstoß von 125 g/km im NEDC. Gegenüber dem leistungsäquivalenten Modell mit Benzinmotor entspricht dies bereits einem CO_2-Vorteil von 19 % [11].Der für Neuzulassungen in der Europäischen Union ab 2021 festgelegte CO_2-Emissions-zielwert beträgt 105 g/km für ein Fahrzeuggewicht von 1700 kg. Dies bedeutet für das gewählte Basisfahrzeug selbst im bivalenten CNG-Betrieb noch eine weitere CO_2-Reduktion von 16 %. Durch Stopp-Start und die konsequent monovalente CNG Auslegung könnte diese Zielvorgabe auf Basis der hier gezeigten Resultate ohne weitere Maßnahmen bereits heute praktisch erfüllt werden.

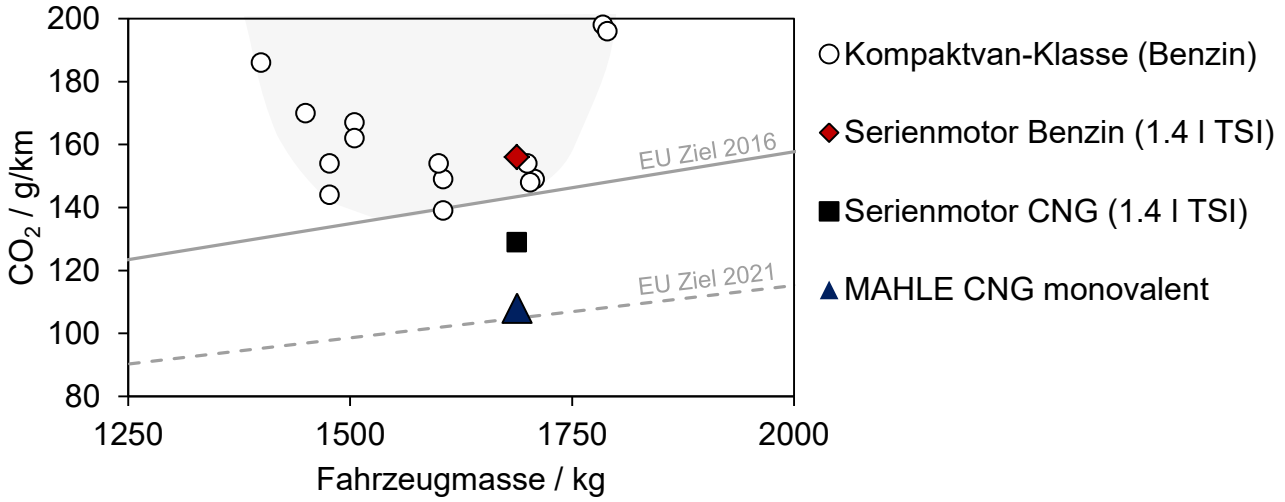


Abb. 13: CO_2-Anforderungen der EU. Heutige Fahrzeuge der Kompaktvan-Klasse (Ottomotor) im Vergleich zu einem bivalenten Serien-Erdgasmotor und dem monovalenten MAHLE Downsizing Motor

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

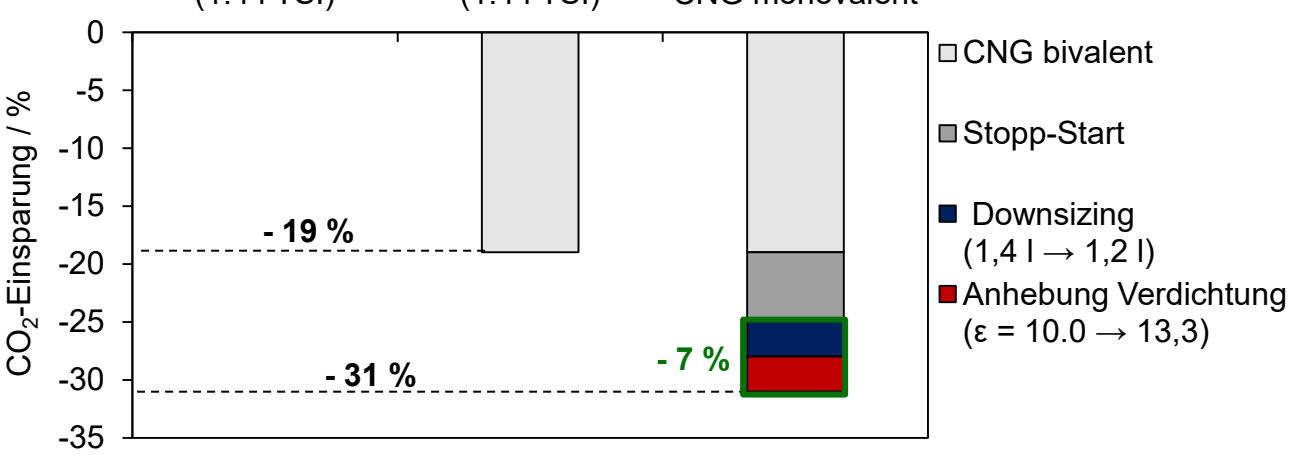


Abb. 14: CO_2-Einsparpotenziale: 1,4 l bivalent CNG Serienmotor sowie monovalenter MAHLE CNG-Motor gegenüber einem leistungsäquivalenten 1,4 l Benzin Serienmotor [11]

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

hohen Belastungen standhalten und andererseits weitemin ein für Ottomotoren typisches Drehzahlniveau ermöglichen.

Durch den Einsatz einer VTG-Abgasturboaufladung kann bei einer Erdgas-Saugrohreinblasung zusätzlich das Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen verbessert werden. Nachteile, die durch den Verzicht auf Scavenging entstehen, können gemildert und kennfeldweit ein stöchiometrischer Betrieb erreicht werden. Gegenüber einem Wastegate-Abgasturbolader erfolgt bei transienten Lastanforderungen ein schnellerer Ladedruckaufbau und sorgt für eine gute Längsdynamik im Fahrzeug. Gegenüber heutigen bivalenten Erdgasmotoren (1,4 l TSI, $\varepsilon = 10 : 1$) können durch erweitertes Downsizing (1,4 l → 1,2 l Hubraum) und die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses ($\varepsilon = 10 : 1 \rightarrow \varepsilon = 13{,}3 : 1$) bis zu 7 % CO_2-Emissionen eingespart werden. Im Vergleich zu leistungsgleichen Benzinmotoren kommt das kraftstoffseitige Potenzial von Erdgas noch hinzu. Zusammen mit Stopp-Start kann somit in Summe bis zu 31 % CO_2 bei identischen Fahrleistungen eingespart werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[3] A. Königstein, J. Fritzsche, K. Kettenring, B. Ley, R. Nolte und P. Schaffner, „Alternatives to Meet Future Particulate Emission Standards with a Boosted SIDI Engine," in *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2015.

[4] R. van Basshuysen, Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015.

[5] K. Reif, Ottomotor-Management im Überblick, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015.

[6] V. Korte, H. Blaxill, G. Lumsden und D. Hancock, „Downsizing am Beispiel eines 1,2 l 3-Zylindermotors," in *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2008.

[7] G. Lumsden, D. OudeNijeweme, N. Fraser und H. Blaxill, „Development of a Turbocharged Direct Injection Downsizing Demonstrator Eengine," in *SAE International*, 2009.

[8] „DIN 51624:2008-02, Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Erdgas Anforderungen und Prüfverfahren".

[9] A. Sterner, M. Hofstetter, M. Kerkau, M. Beer, R. Ronneburger und S. Knirsch, „Die variable Turbinengeometrie für die ottomotorische Anwendung beim neuen 3,6 l Biturbo - Motor des Porsche 911 Turbo," in *11. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2006.

[10] J. Müller, J. Ritzinger, R. Jost, D. Naunheim und M. Kropp, „Einsatz eines Abgasturboladers mit variabler Turbinengeometrie zur Optimierung des ottomotorischen Gesamtkonzeptes," in *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, Stuttgart, 2015.

[11] Volkswagen, „Der Touran - Technik und Preise," Volkswagen AG, 2012.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kurzfassung

Das vorgestellte Fahrzeugkonzept visiert den Markt zwischen den 48 V-Startergeneratorsystemen und Hochvolt-Hybridsystemen an. Das im Hinblick auf das Kosten/Nutzen Verhältnis attraktive 48 V-Hybridsystem gewinnt als eines der wenigen ausgeführten P2-Hybridfahrzeuge mit manuellem Getriebe dabei eine besondere Bedeutung.

Um gleichermaßen eine große CO_2-Einsparung bei gleichzeitig guter Fahrbarkeit darzustellen, wurde ein hochverdichteter Turbo-Otto-DI-Motor mit „später Einlass schließt“ Strategie und einem RaAx-Turbolader (Radial-Axial-Turbinengeometrie) kombiniert. Aus diesem Motorkonzept wurde mit einem 48 V-P2-Hybridsystem ein hoch effizienter Gesamtantriebsstrang kreiert. Es werden die Synergien, die sich aus der Kombination des optimierten Verbrennungsmotors und der 48 V-Technik heben lassen, dargestellt. Hierbei ermöglicht ein elektrisch beheizbarer Katalysator innovative Betriebsmodi unter Einhaltung der gesetzlichen Emissionsrandbedingungen.

Die zentrale Komponente des Hybridsystems ist ein P2-Hybridmodul, das gegenüber einem P0-Riemenstartersystem ein erhöhtes Rekuperationspotential hebt, sowie rein elektrische Fahrmanöver und damit eine CO_2 optimierte Betriebsstrategie ermöglicht. Es zeichnet sich insbesondere durch eine achsparallel angeordnete und über einen Riemen angebundene E-Maschine sowie einen regelbaren Kolben-Klimakompressor mit Magnetkupplung aus. Weitere Bestandteile sind, neben einer Kupplung „K0“ zum Abkoppeln des Verbrennungsmotors, die ebenfalls integrierte automatisierte Fahrkupplung „K1“. Zu den Funktionen dieses P2-Hybrids zählt die Möglichkeit eine elektrische Fahrzeugklimatisierung ohne Mehrkosten und rein elektrisches Fahren bei niedrigen Geschwindigkeiten realisieren zu können. Letzteres legt den Grundstein für automatisiertes Einparken auch mit Handschaltgetrieben. Die Möglichkeit eines komfortablen und schnellen Motorstarts über die 48 V-E-Maschine, vergleichbar mit einem Startergeneratorsystem, bleibt erhalten. Dies bildet das Fundament für eine CO_2 optimierten Gesamtfahrstrategie, in der die jeweils optimalen Antriebsmöglichkeiten des Gesamtantriebsstranges bei hoher Fahrkultur zusammengefügt werden.

Das Hybridmodul kann universell sowohl mit Handschaltgetrieben als auch mit automatisierten Getrieben jeder Bauart kombiniert werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

anspruchsvolles Ziel, da sich sowohl die Grenzwerte für Abgasemissionen wie auch die Randbedingungen der Testzyklen, z.B. WLTP (Worldwide harmonized Light-duty Test Procedure) und RDE (Real Driving Emissions), weiter verschärfen. Die Optimierung zukünftiger Verbrennungsmotoren wird zwar weiter voranschreiten, es steht jedoch schon jetzt fest, dass diese Maßnahmen von Fahrzeuggewichtreduktionen und Reibungsoptimierung flankiert werden müssen. Da sich ein rascher Umbau, hin zu alternativen und CO_2 optimierten Kraftstoffstoffen im angestrebten Zeitraum nur schwer realisieren lässt, wird die Hybridisierung der Antriebstränge eine entscheidende Weiche auf dem Evolutionspfad der automobilen Antriebe darstellen. Vor allem durch (teil-) elektrisches Fahren in ineffizienten Kennfeldbereichen und durch Rekuperation erschließt die Hybridisierung bisher ungenutztes Effizienzpotential für den Gesamtantriebsstrang. Die Spannweite der denkbaren und bereits angebotenen Systeme reicht dabei von ertüchtigten 12 V Bordnetzsystemen über 48 V mild hybridisierte bis hin zu extrem leistungsfähigen „Hochvolt-Fahrzeugen“, in denen der Elektroantrieb zur eigenständigen Antriebseinheit dient und nicht nur unterstützend zum Einsatz kommt.

Mit der Einführung von elektrischen Fahrzeugsystemen wird aktuell ein weiterer zukunftsweisender Pfad in der Fahrzeugtechnologie beschritten. Leistungsspitzen, die beispielweise bei der Implementierung von energieintensiven aktiven Fahrdynamiksystemen, aber auch reiner Komfortfunktionen wie Scheiben- und Sitzheizungen entstehen, verlangen nach fahrzeugelektrischen Spannungsnetzen, die die Anforderungen praktisch nur durch eine Anhebung der Bord(teil)netzspannungsebene erfüllen können. Diese Forderung vereint sich auf natürliche Art mit der bereits angesprochenen Antriebsstranghybridisierung, bei der in alltagsrelevanter Größenordnung ebenfalls elektrische Leistungen bewegt werden, die höhere Bordnetzspannungslagen erfordern.

Alle oben vorgestellten und am Markt erhältliche Hybridsysteme haben individuelle Stärken in Bezug auf Alltagstauglichkeit, Investitions-, Anschaffungs- und Betriebskosten, Integrationsfähigkeit in Fahrzeugsysteme sowie auf Zusatzfunktionen und lokal geltende gesetzgeberische Vorgaben. Die Summe dieser vielfältigen Mischung an Möglichkeiten und Beschränkungen macht es derzeit unmöglich, Systeme zu benennen, die kurz- und mittelfristig am Markt erfolgreich sein werden. Es werden die Systeme sein, die den Kunden bei seiner individuellen Fahrzeugnutzung am besten unterstützen und ihm – wie mit einem neu angeschafften Fahrzeug gewohnt – gleichzeitig gesteigerten Komfort, Fahrspaß und ein neues Fahrerlebnis bieten. Abbildung 1 verdeutlicht, dass eine milde Hybridisierung mit 48 V hierbei eine sehr interessante Wahl im Hinblick auf die relevanten Fahrzeugattribute darstellen kann.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

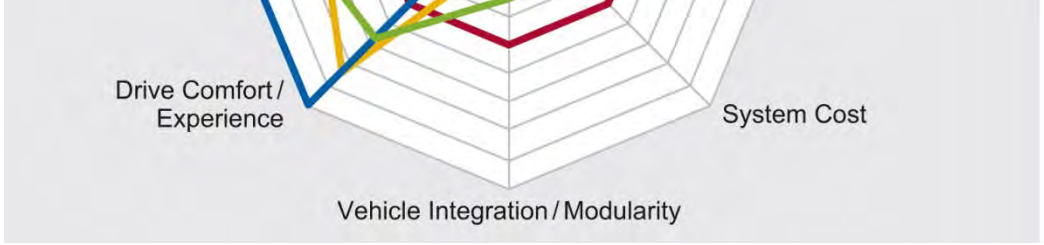


Abbildung 1: Tendenzielle Gegenüberstellung verschiedener Hybridisierungs-Konzepte

Das sogenannte Gasoline Technology Car 1 (GTC1) wurde im Jahr 2014 basierend auf einem Ford Focus als hochintegriertes Fahrzeugkonzept vorgestellt [2]. Es handelt sich dabei im Wesentlichen um ein mildes 48 V-P0-Hybridfahrzeug mit Handschaltung und einer automatisierten Kupplung, die eine Segelfunktion unterstützt.

Für das GTC2 haben sich die Entwicklungspartner die Aufgaben gestellt, die Gesamtantriebsstrangeffizienz in einem ottomotorischen Umfeld durch eine 48 V-Hybridisierung zu maximieren und dabei Funktionen mit kundenrelevantem Zusatznutzen zu realisieren. Besondere Aufmerksamkeit wurde dabei der modularen und kostengünstigen Integrationsfähigkeit in bereits bestehende Fahrzeugplattformen gewidmet.

Das vorgestellte GTC2-Fahrzeug basiert wie sein Vorgänger auf einem Ford Focus. Die 48 V-Hybridisierung ist bei diesem Fahrzeug allerdings in P2-Anordnung ausgeführt. Diese Architektur gestattet bei Eliminierung des Motorschleppmomentes maximale Rekuperation durch das Abkoppeln des Verbrennungsmotors sowie elektrisches Fahren. Im Sinne einer ganzheitlichen Optimierung wird auch der 1.0 l GTDI-Fahrzeugmotor in seiner Effizienz weiter verbessert und im synergetischen Zusammenspiel mit dem Hybridantrieb ein Minimum an CO_2-Ausstoß in einem preislich attraktivem Antriebssystem darstellen.

Es wird gezeigt werden, dass das GTC2-Konzept bei der Erzielung der CO_2-Flottenverbrauchsziele einen hochinteressanten Lösungsansatz darstellt. Gleichzeitig wird selbstverständlich die Euro 6c Emissionsgesetzgebung erfüllt ohne den Fahrspaß, den heutige Automobile bieten, einzuschränken.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Antriebsstrangmanagement übernimmt.

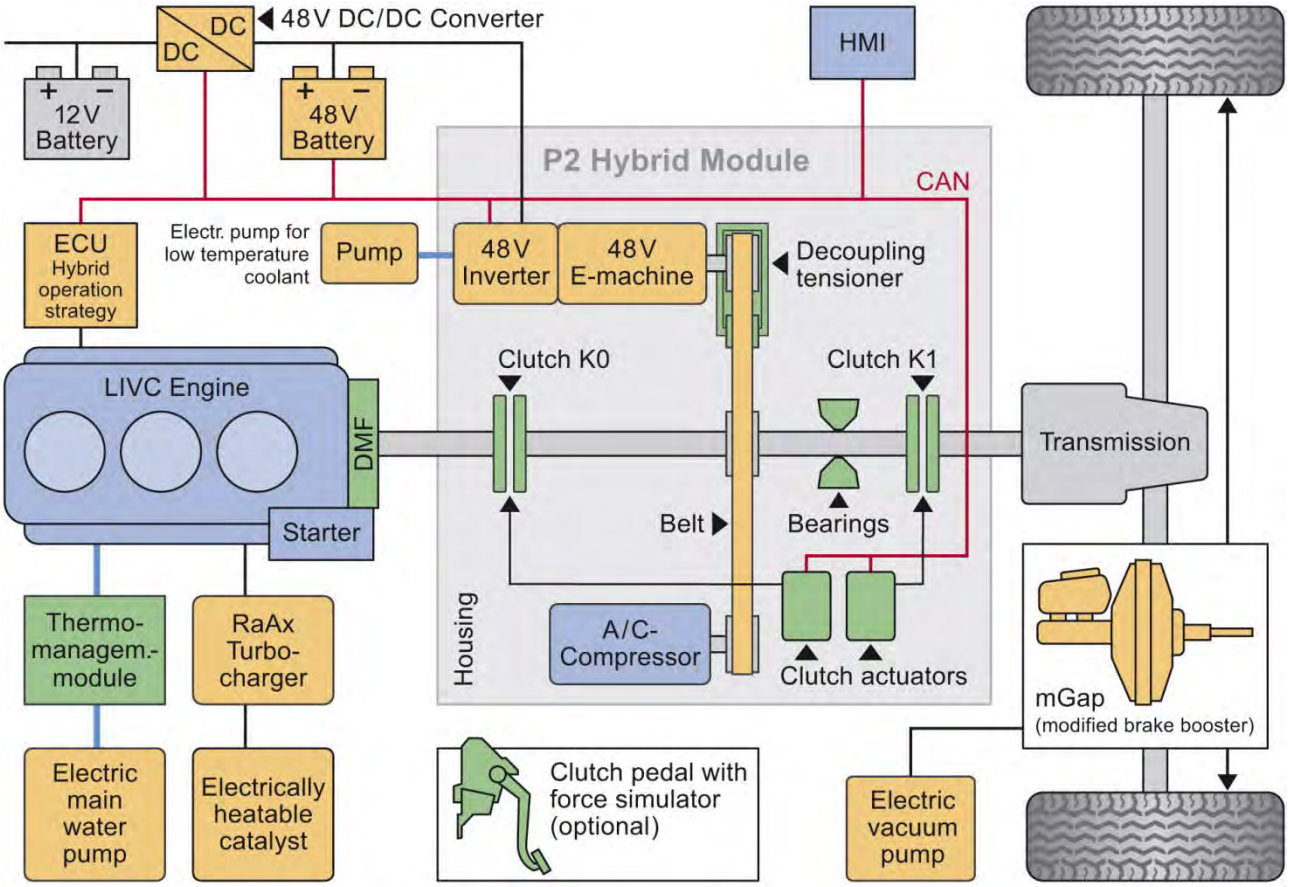


Abbildung 2: System-Architektur des 48V P2-Hybridfahrzeugs

2.1 Verbrennungsmotor mit RaAx Turbolader und erhöhter Verdichtung

Um den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors weiter zu steigern, gibt es Ansätze die geometrische Verdichtung zu erhöhen und gleichzeitig die Expansionsarbeit stärker zu nutzen. In einem Miller/Atkinson-Zyklus wird durch ein frühes beziehungsweise spätes Einlassventil Schließen (im Folgenden Early bzw. Late Intake Valve Closing, EIVC oder LIVC, genannt) das effektive Kompressionsverhältnis durch Wahl der Steuerzeit bestimmt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

CR = 11 / CR = 10	– 2.7 %	– 2.4 %
CR = 12 / CR = 10	– 3.8 %	– 2.9 %

Abbildung 3: 1.0 l Otto DI LIVC Motor - Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Zyklusverbrauch

Referenz und damit zu einer verringerten Volllast bzw. Dynamik des Verbrennungsmotors. Zur Kompensation der Dynamik und der Füllungsverluste wird ein Turbolader mit RaAx-Turbinengeometrie für den Zielmotor ausgelegt [4].

2.2 P2 Hybridisierung auf 48 V Basis

Im Fahrzeug wurde als Hybridisierungsvariante ein 48 V-P2-Hybrid umgesetzt (siehe Abbildung 2). Die wohlbekannten Vorteile dieses Konzeptes beruhen auf der Tatsache, dass der Verbrennungsmotor vom Antriebsstrang abgekoppelt und abgeschaltet werden kann, wenn er kein Antriebsmoment liefern soll. Dadurch entfallen dessen Schleppverluste bei Hybridzuständen wie Rekuperation, Coasting (offener Antriebsstrang), Segeln (elektrisches Halten der Geschwindigkeit) und elektrischem Fahren. Letzteres oder zusätzliche elektrische Features, wie sie im weiteren Verlauf dieses Artikels beschrieben sind, werden erst dadurch sinnvoll möglich.

Die 48 V-P2-Antriebshybridsierung wird zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe in Form eines Hybridmoduls eingebracht. Dieses enthält sowohl die E-Maschine als auch einen Klimakompressor. Beide Komponenten sind über einen gemeinsamen Riementrieb an den Antriebsstrang angebunden. Die für einen P2-Hybriden charakteristische Kupplungsanordnung „vor“ und „hinter“ der E-Maschine wird zum Verbrennungsmotor hin durch eine im Hybridmodul integrierte Reibkupplung „K0“ realisiert. Die Kopplung an das Getriebe erfolgt über die trockene Einscheiben-Anfahrkupplung K1 des gewählten Handschaltgetriebes. Diese ist dabei als automatisierte Kupplung ausgeführt und ebenfalls in das Hybridmodul integriert.

Für das GTC2-Konzeptfahrzeug ist diese Automatisierung in zwei Varianten umgesetzt: Zum einen in der Version mit elektronischem Kupplungs-Management (EKM). Das Kupplungspedal entfällt dabei, die Schaltabsicht des Fahrers wird durch entsprechende Sensorik erkannt. Außerdem wird alternativ eine Version mit Kupplungspedal inklusive Pedalkraftsimulator aufgebaut. Dieses ist zwar ebenfalls automatisiert, kann jedoch nach wie vor vom Fahrer betätigt werden (Clutch-by-wire, CbW). Aufbau, Funktionsweise und Eigenschaften des Hybridmoduls werden detailliert in Kapitel 3.2 beschrieben.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

der Fahrt eine redundante Motorstartoption zu haben (siehe Kapitel 3.2.4), bleibt der serienmäßig vorhandene Ritzelstarter erhalten. Der 12 V-Generator kann jedoch entfallen. Gegenüber anderen Hybridkonzepten, wie P3- und P4-Hybriden, hat das P2-Hybridkonzept bei sich ändernder Fahrzeuggeschwindigkeit den Vorteil, dass die Drehzahl der E-Maschine über das Mitführen der Getriebegänge weiter im idealen Effizienzbereich der E-Maschine gehalten werden kann.

Die Energiebilanz für einen Ford Focus im NEFZ-Zyklus (Abbildung 4) erläutert die oben geschilderten qualitativen Vorteile des P2-Systems gegenüber einem P0-Hybriden näher. Es wird deutlich, dass die rekuperierte Energie im Falle des P2-Hybridsystems wesentlich höher ist, so dass nach Abzug der Verluste und der Energie für die Versorgung des Bordnetzes („Energy transfered through DCDC“) eine deutlich größere Energiemenge verbleibt, die zur elektrischen Antriebsunterstützung genutzt werden kann. Umgekehrt bedeutet dies, dass diese elektrisch bereitgestellte Antriebsenergie nicht verbrennungsmotorisch geleistet werden muss, was sich in der Bilanz in einer entsprechenden Verbrauchs- bzw. CO_2-Einsparung manifestiert.

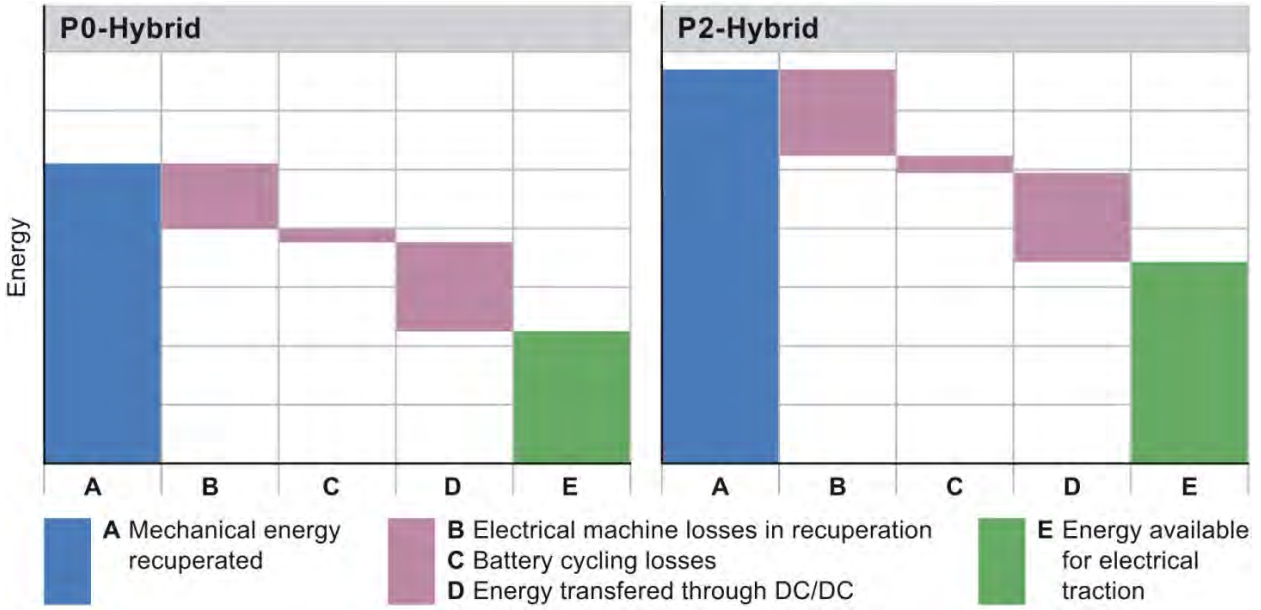


Abbildung 4: Energiebilanz eines 48 V-P0- und eines P2-Hybridsystems (Fahrzeug Ford Focus) im WLTP

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

wenn der Fahrer das Pedal weiter durchdrückt, greift automatisch die Reibbremse zusätzlich mit in den Bremsvorgang ein. Das „natürliche Bremsgefühl“ wird dadurch nicht beeinträchtigt.

Das Thermomanagement des Verbrennungsmotors zeichnet sich durch eine elektrische Wasserpumpe in Kombination mit einem Thermomanagement-Modul aus (Abbildung 5). Mit diesem Ansatz ist es möglich, sowohl den Kühlmittelfluss kontinuierlich zu regeln als auch schrittweise die vom Wasserkreislauf durchflossenen Teilkreisläufe zu- oder abzuschalten. So können diverse Kühlszenarien von „kein Fluss“, über selektive Kühlung z.B. des Zylinderkopfes bis hin zum vollen Kühlmittelfluss durch den gesamten Verbrennungsmotor und den Kühler realisiert werden. Bei diesem Kühlkonzept entfällt die mechanische Wasserpumpe und als Folge der gesamte stirnseitige Neben-aggregateantrieb am Verbrennungsmotor („FEAD“), da der Klimakompressor, wie bereits oben beschrieben, in das Hybridmodul integriert wurde.

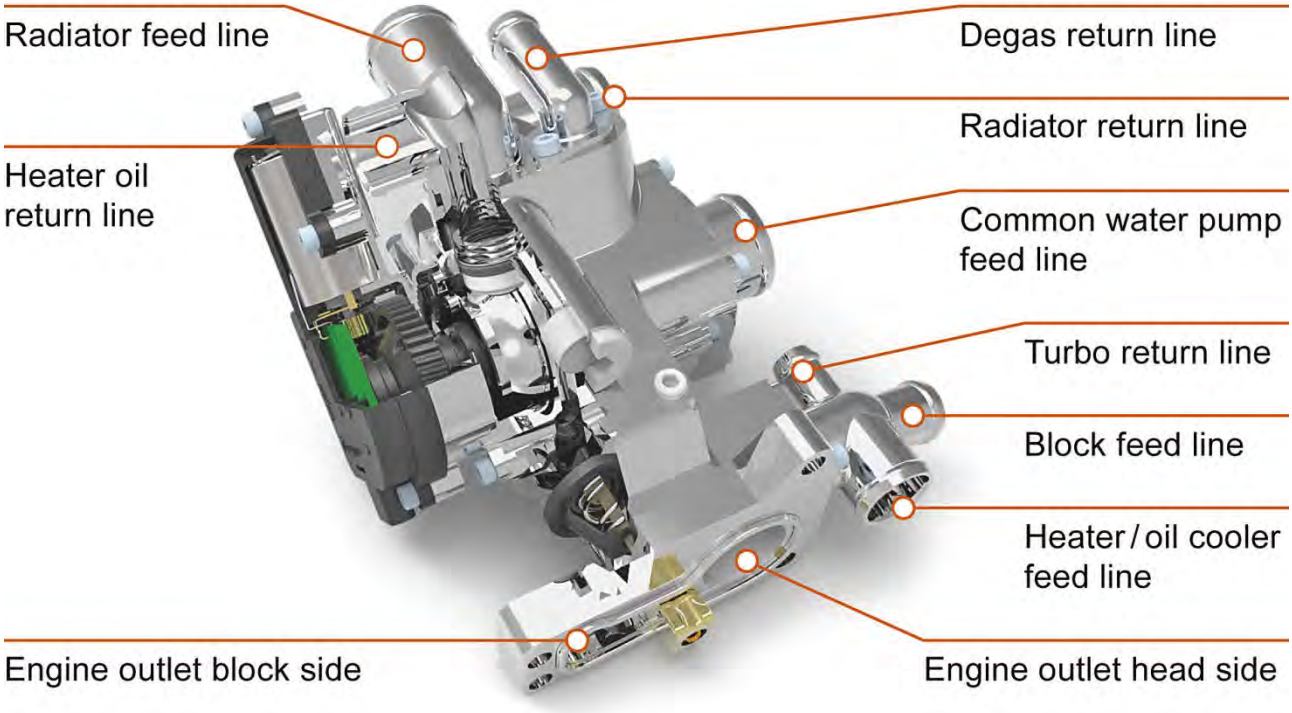


Abbildung 5: Wärmemanagementmodul (Funktionsmuster)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ein Motorkonzept mit einer Verdichtung von CR=12,0 und EIVC Strategie gewählt. Die Einlass-Öffnungsdauer wird signifikant verlängert, um der auftretenden Klopfproblematik zu begegnen, aber gleichzeitig auch die Teillastwirkungsgrade weiter steigern zu können. Der Verstellbereich der Einlassnockenwellensteller konnte dabei vom Basismotor übernommen werden. Ein zusätzliches (vollvariables) Ventiltriebssystem wird in dieser Kombination nicht berücksichtigt. Als weitere wichtige Motorkomponente ersetzt ein neuer, auf das neue Motorkonzept gematchter RaAx Turbolader den Standardlader.
Damit kann der Motor für das GTC2 Fahrzeug allein durch modifizierte Kolben und eine neue Einlassnockenwelle dargestellt werden, was die zusätzliche Komplexität und die Kosten für den Motor sehr gering hält.

3.1.1 Auswahl des LIVC Konzeptes

Basierend auf Voruntersuchungen mit einem vollvariablen Ventiltrieb ergeben sich für den 1.0 l Ecoboost Motor für die Auswahl der EIVC- bzw. LIVC-Strategie Vor- und Nachteile. Die wichtigsten Kriterien sind in der Entscheidungsmatrix (Abbildung 6) zusammengefasst.

Beide Strategien ermöglichen eine Entdrosselung des Motors, da die Laststeuerung bei weitgehender Entdrosselung durch die Wahl der Einlass Schließt-Steuerzeit festgelegt wird. In Bezug auf die Ladungswechselverluste ist die EIVC-Strategie leicht vorteilhaft.
Der Einfluss auf die Verbrennung ist bei den beiden Verfahren deutlich unterschiedlich. Im Falle einer EIVC-Strategie ist die Turbulenz im Brennraum geringer als im Basismotor. Die daraus resultierende verlängerte Brenndauer wirkt sich negativ auf die Klopfneigung und damit den spezifischen Kraftstoffverbrauch aus. Diese müsste durch zusätzliche motorbauliche Maßnahmen verbessert werden. Hier ist die LIVC-Strategie im Vorteil, da die lange Ventilöffnungsdauer genügend Turbulenz erzeugt und diese länger im Brennraum konserviert. Der Effekt, dass die Saugrohr-Temperatur durch Rückschieben von Ansaugluft aus dem Zylinder leicht zunimmt, stellt keinen größeren Nachteil dar.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

on turbo charging / full load curve	Higher charge air pressure and wider compressor map needed for transparent full load curve	Charge air pressure compensation for LIVC smaller than for EIVC
Effect on valve train	2-step Variable Valve Lift (VVL) to maintain engine power (small lift => EIVC) standard variable valve timing range	Wide Variable Valve Timing (VVT) range or 2-step Variable Valve Lift to maintain engine rated power
Functional impact	MAF sensitivity very high for small valve lift and camshaft timing => new adaptation needed	› High MAF sensitivity versus cam timing › Implement backflow into control strategy
System cost / complexity	**Medium** 2-step VVL	**Low** Fixed valve lift

Abbildung 6: Entscheidungsmatrix EIVC gegenüber LIVC

Der aus den Strategien zu realisierende Verbrauchsvorteil ist bei den beiden Verfahren leicht unterschiedlich über das Motorkennfeld verteilt. Bei der LIVC-Strategie werden im Vergleich zu der EIVC-Strategie die etwas höheren Ladungswechselverluste durch die deutlich effizientere Verbrennung überkompensiert, so dass sich in Summe die LIVC-Strategie sowohl bei der Effizienz, bei der Applizierbarkeit sowie bei den Kosten als vorteilhaft erweist. An der Volllast bleibt die Ladungstemperatur durch die geringere innere Verdichtungsarbeit niedriger, was einen positiven Effekt auf die Klopfneigung zur Folge hat. Dies ermöglicht eine geometrische Verdichtungserhöhung auf CR=12,0, die mittels modifizierter Kolben umgesetzt wird. Das so definierte System wird in den Basismotor integriert und auf dem Motorprüfstand kalibriert und vermessen. Die folgende Grafik stellt die Verbrauchskennfelder des Basismotors und des Zielmotors gegenüber.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

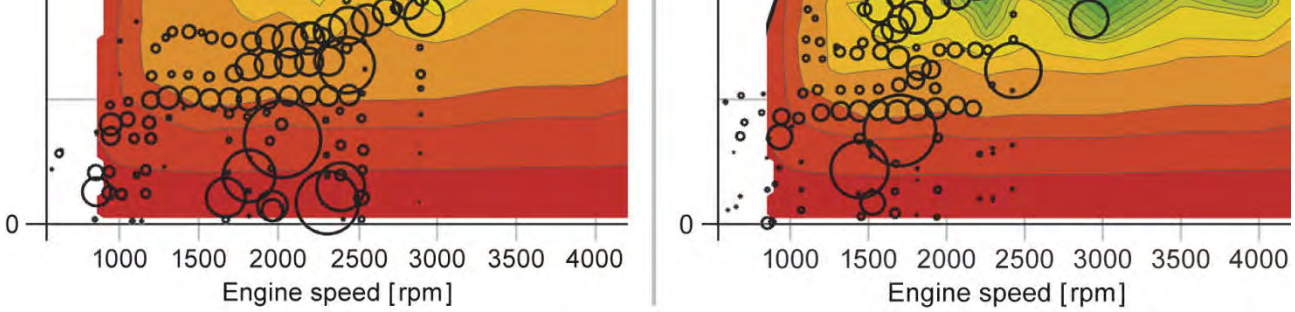


Abbildung 7: Spezifischer Kraftstoffverbrauch Referenzmotor (GTC1) im Vergleich zu LIVC-Motor (GTC2) mit NEFZ-Lastpunkten

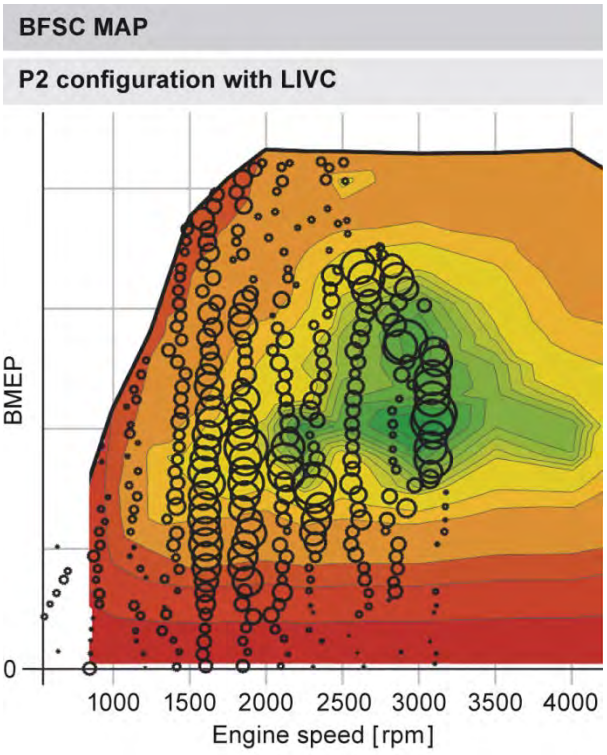


Abbildung 8: WLTP Lastpunkte beim LIVC Motor

Aus der Verbrauchssimulation sind die Lastpunkte, in denen der Verbrennungsmotor im NEFZ betrieben wird, durch Kreise markiert. Die Kreisfläche dient als Maß für die zeitliche Gewichtung der entsprechenden Lastpunkte. In der Grafik für den Zielmotor (rechts) ist bereits eine angepasste Betriebsstrategie mit Downspeeding und elektrischem Fahren so berücksichtigt, wie sie in dem P2-Hybridfahrzeug implementiert ist. Das Downspeeding ist über eine Schaltpunktanzeige (GSI) implementiert. Die für ein Hybridfahrzeug im NEFZ frei wählbaren Schaltpunkte sind dabei so gewählt, wie sie auch für den WLTP als optimal berechnet werden. Der NEFZ wir hier nur noch zum Vergleich mit dem Referenzfahrzeug GTC1 herangezogen.

Aus der Abbildung 8 kann entnommen werden, dass das Fahrzeug im WLTP deutlich höherlastig betrieben wird als dies beim NEFZ mit Downspeeding der Fall ist. Werden die Lastpunkte des WLTC in dem Verbrauchskennfeld betrachtet, so ist auch hier klar zu erkennen, dass sich der vergrößerte Hocheffizienzbereich („sweet spot“) des LIVC-Motors gut nutzen lässt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der RaAx-Turbolader besitzt eine radial-axiale Turbinengeometrie. Diese ermöglicht es, die Turbinengeometrie so zu gestalten, dass bereits bei niedrigen Drehzahlen ein hoher Ladedruck erzeugt werden kann. Gleichzeitig steigt bei hohem Gasdurchsatz im Nennleistungspunkt der Abgasgegendruck im Vergleich zum Standardlader nicht so stark.

Darüber hinaus ist das Trägheitsmoment des Turbinenrades reduziert, wodurch der Lader auch bei geringen Massendurchsätzen deutlich spontaner hochdreht. So gelingt es trotz der Anhebung des Verdichtungsverhältnisses das Drehmoment im unteren Drehzahlbereich auf einem hohen Niveau (gleiche Low-End-Torque-Charakteristik) zu halten und das transiente Motorverhalten sogar zu verbessern. Die linke Grafik der Abbildung 9 zeigt den Drehmomentaufbau (Time-To-Torque, TTT) für verschiedene Motorkonstellationen mit dem Standardlader bei 1500 min^{-1}. Im Vergleich zum Basismotor (CR=10,0) wirkt sich erwartungsgemäß die höhere Verdichtung und die damit verbundene erhöhte Klopfempfindlichkeit negativ auf den Momentenaufbau aus. Die rechte Grafik verdeutlicht, dass sich der Momentenaufbau mit dem RaAx-Lader deutlich spontaner gestaltet und das TTT dadurch sogar auf ein besseres Niveau gehoben werden kann.

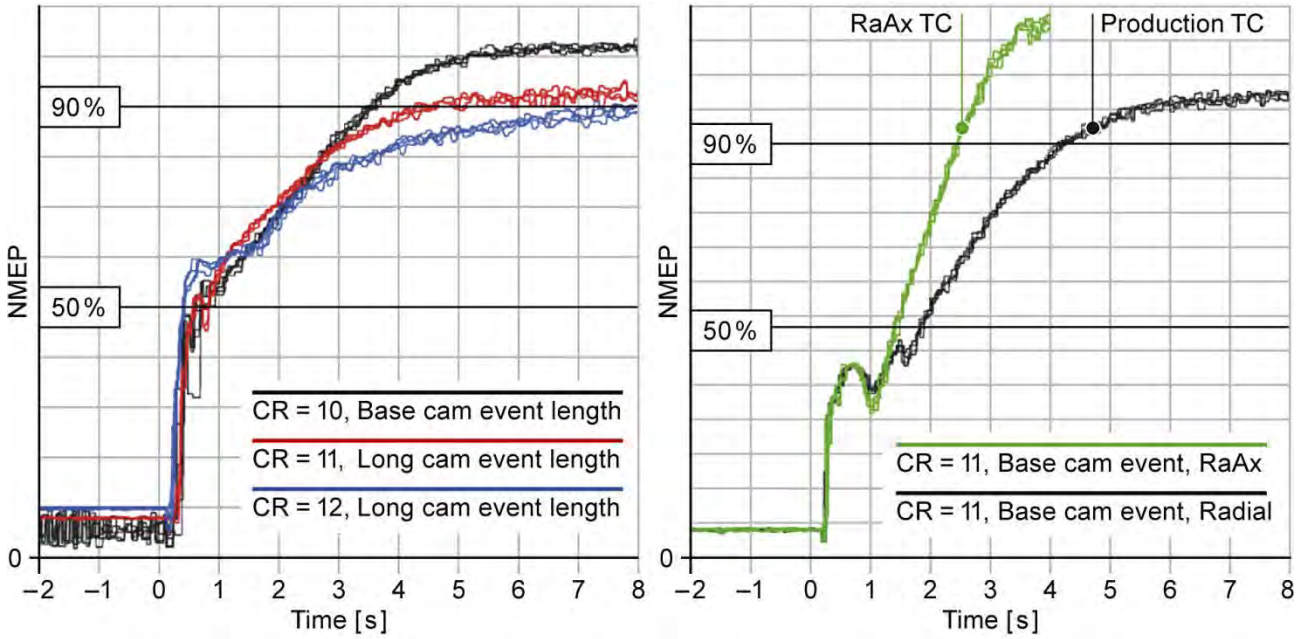


Abbildung 9: Time-To-Torque Effekt mit unterschiedlich modifizierten Motoren und Turbolader-Konfigurationen bei 1500 min^{-1}

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

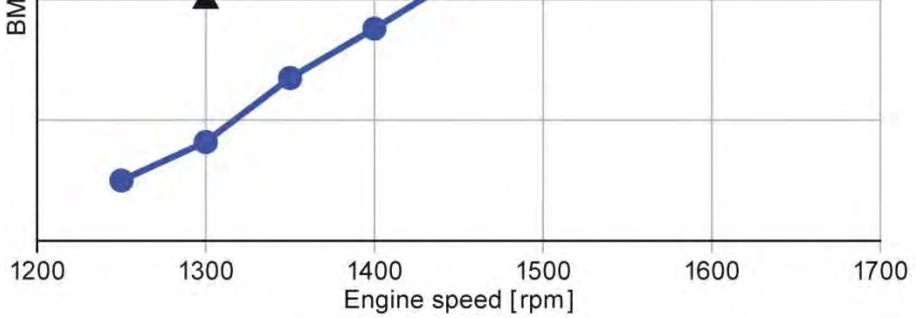


Abbildung 10: Erreichbarer Mitteldruck bei CR=12,0 mit Serienturbolader im Vergleich zur RaAx Technologie

Hier ist der RaAx Turbolader so ausgelegt, dass er die fehlende Füllung durch das LIVC Konzept komplett kompensieren kann. Durch das elektrische Drehmoment der 48 V Hybridisierung bekommt man in diesem Drehzahlbereich zusätzlich den Freiheitsgrad, die Kalibration der Ventilsteuerzeiten auf eine moderate Spülstrategie anzupassen.

3.1.3 Elektrisches Katheizen ermöglicht eine verbrauchsoptimale Betriebsstrategie

Bereits im GTC1 wurde gezeigt, dass man mit einer konsequenten „Verbrennungsmotor-Aus“-Betriebsstrategie [5] die Energieeffizienz des Gesamtsystems steigert. Um die gesetzlichen Anforderungen bzgl. Abgasemissionen und die Betriebsstrategie eines P2-Hybridsystems (häufiges Abkoppeln und Abstellen des Verbrennungsmotors) sinnvoll kombinieren zu können, wurde in das Fahrzeug ein elektrischer Heizkatalysator („EHC“) integriert. Dieser ist als Metallfolienkatalysator ausgeführt und wird in der finalen Ausführung bei einer Betriebsspannung von 48 V mit einer elektrischen Leistung von 4 kW sehr schnell auf die zur Konvertierung notwendige Temperatur aufgeheizt. Der EHC legt damit den Grundstein für eine P2-Hybrid-Betriebsstrategie, die sich auf maximale CO_2-Einsparungen konzentrieren kann.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

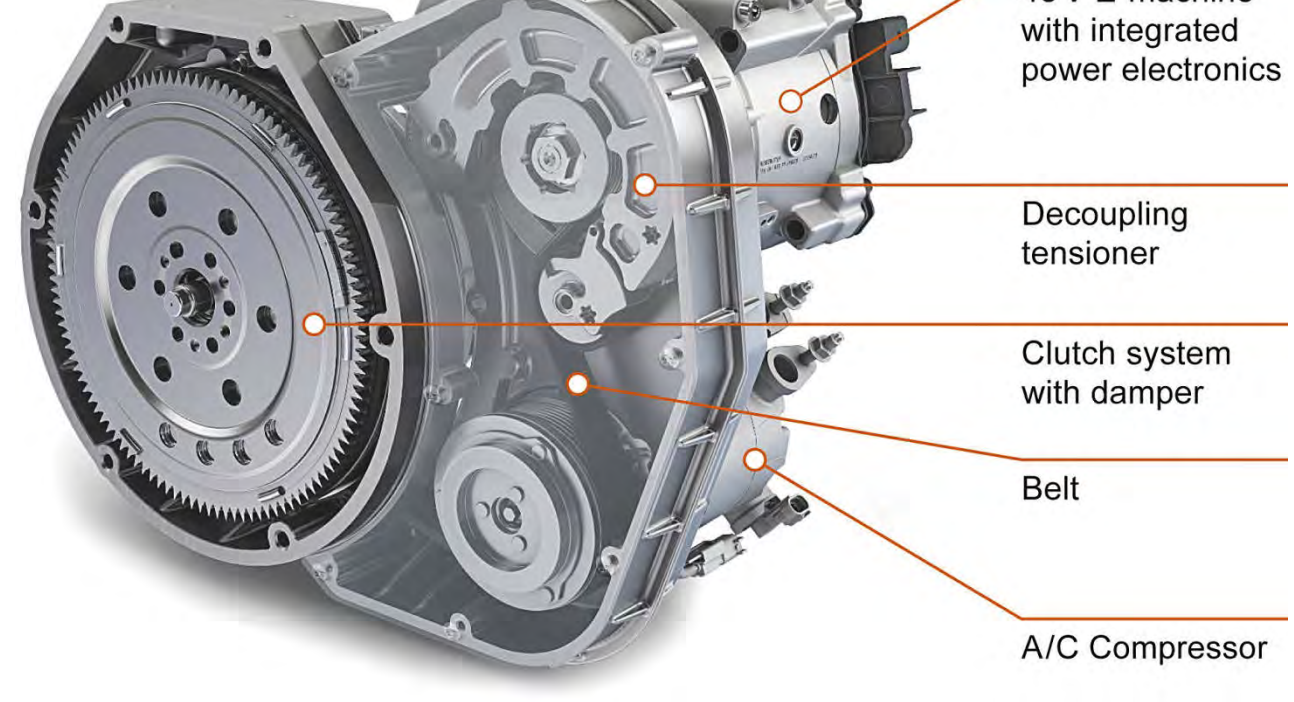


Abbildung 11: Achsparalleles Hybridmodul

Diese achsparallele Topologie weist eine kompakte axiale Bauweise auf, welche speziell bei front-quer angeordneten Antriebssträngen das Packaging erleichtert. Das Hybridmodul ermöglicht es zusätzlich, den Riementrieb am Frontende des Verbrennungsmotors entfallen zu lassen und es erlaubt eine Standklimatisierung ohne elektrischen Klimakompressor.

Das Kupplungssystem sowie der Riementrieb einschließlich eines Entkopplungsspanners sind durch ein Gehäuse vor Umwelteinflüssen abgeschirmt. Der Elektromotor mit stirnseitig integrierter Leistungselektronik und der Klimakompressor sind seitlich an diesem Gehäuse angeflanscht und modular austauschbar.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

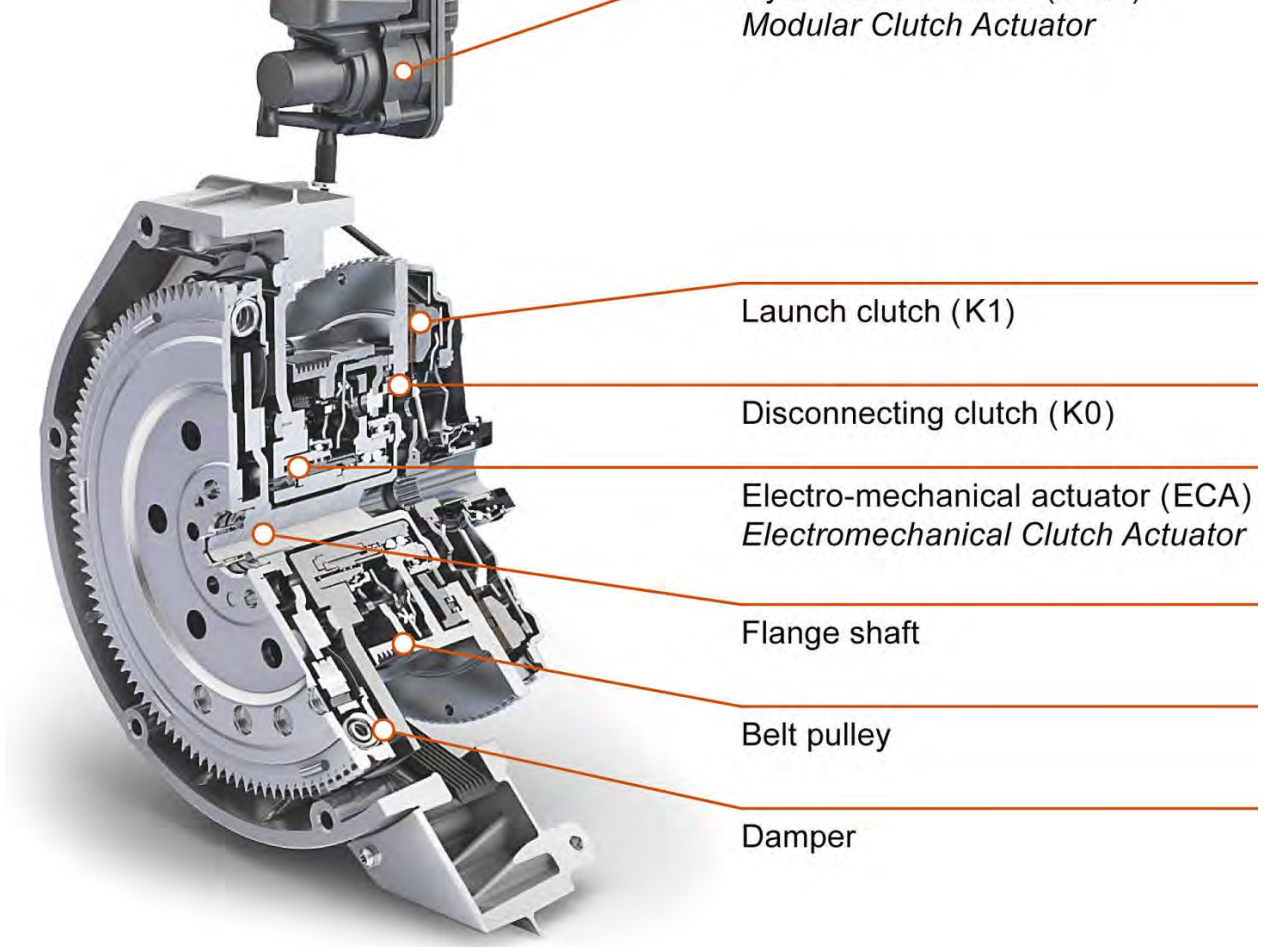


Abbildung 12: Schnittbild Kupplungssystem

Beide Aktuatoren kommunizieren über ein integriertes Steuergerät mit dem CAN-Bus. Die Kupplungen sind modulierbar und eignen sich im Falle der K1 auch für automatisierte Anfahrvorgänge, Kriechen und die Schlupfregelung sowie im Falle der K0 für einen Wiederstart des Verbrennungsmotors mit einem geregelten Anschleppmoment.

Die notwendigen Signale zur Kupplungsansteuerung der K1 (EKM) werden zum einen von einem Schaltabsichts-Sensor erfasst, welcher direkt an der Außenschaltung am Schalthebel sitzt. Er übermittelt die Schaltabsicht, d.h. die Information, dass der Fahrer damit beginnt, den Schalthebel von seiner aktuellen Position weg zu bewegen. Die frühzeitige Absichtserkennung ermöglicht eine schnelle Reaktion der

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Schleppverluste des Verbrennungsmotors werden eliminiert. Das Drehmoment wird also von der Riemenscheibe über die K1 zum Getriebe übertragen.

Während der Schub- und Verzögerungsphasen gibt es drei Unterzustände. Im Rekuperationsmodus ist die K0 geöffnet, es ist lediglich der Verbrennungsmotor vom Antriebsstrang abgekoppelt, der Elektromotor kann rekuperieren. Beim Coasting ist bei geöffneter K1 sowohl der Verbrennungsmotor als auch der Elektromotor vom Antriebsstrang abgekoppelt. Bei einer gewünschten Verzögerung und gleichzeitig vollgeladener Batterie gibt es zusätzlich die Möglichkeit des Schubbetriebs, bei welchem die Motorbremse genutzt werden kann. In diesem Falle sind beide Kupplungen geschlossen. (siehe Abbildung 13)

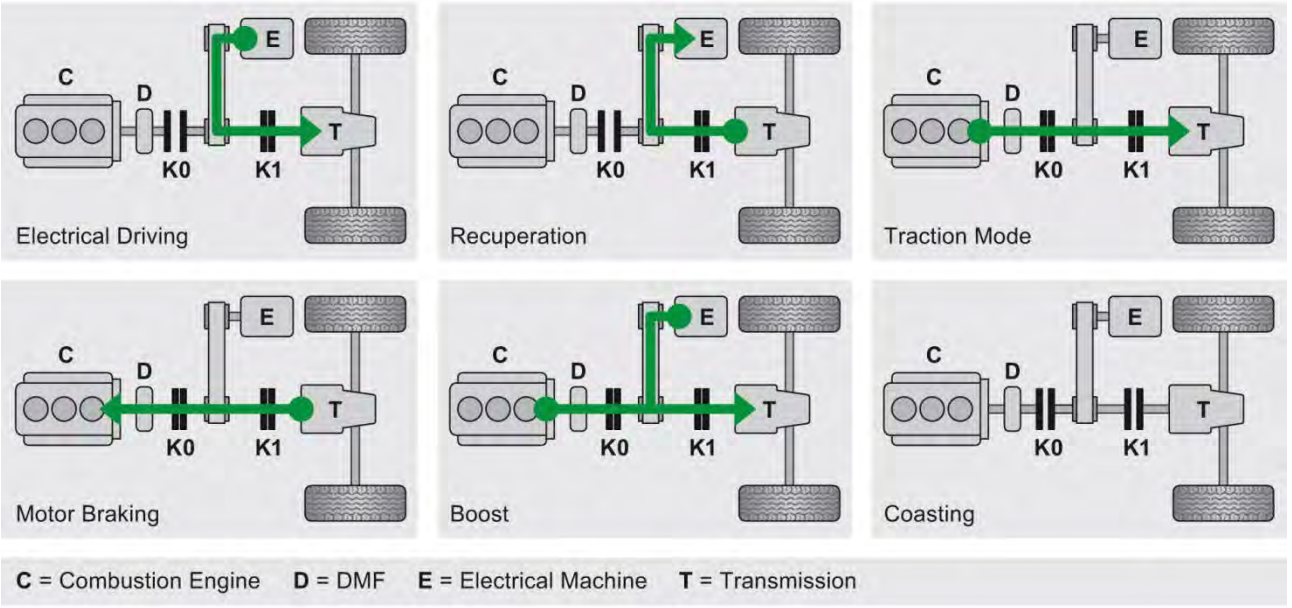


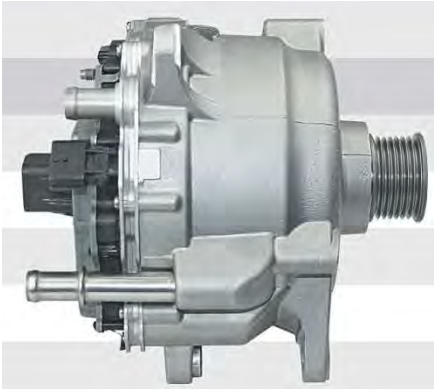
Abbildung 13: Betriebszustände der Kupplungen K0 und K1

3.2.2 Elektrisches 48 V-System

Das elektrische 48 V-System setzt sich aus drei Komponenten zusammen: der wassergekühlten 48 V-E-Maschine, dem 48 V/12 V-DC/DC-Wandler und der 48 V-Li-Ionen Batterie.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Sowohl die E-Maschine als auch der Inverter werden im Fahrzeug über den Niedertemperatur-Wasserkreislauf des Ladeluftkühlers gekühlt. Dabei ermöglicht die verbaute kleine elektrische Wasserpumpe auch einen E-Maschinen Betrieb bei stillstehendem Verbrennungsmotor, wie es für ein P2-Hybridfahrzeug erforderlich ist.



48 V Electrical Machine

Parameter	Value
Type	Induction machine
Nominal voltage	48 V
Maximum start torque on crankshaft	> 130 Nm
Peak power P_{dc} (generator)	14.7 kW
Peak power P_{mech} (motor)	11.7 kW

Abbildung 14: 48 V-E-Maschine mit integriertem Inverter und zugehörige Kenndaten.

Die Verbindung zwischen dem 48 V- und 12 V-Bordnetz wird über einen bidirektionalen DC/DC-Wandler mit einer Nominalleistung von 3 kW und einem typischen Wirkungsgrad von mehr als 96% hergestellt (Abbildung 15). Seine Hauptaufgabe besteht nach Entfall des 12 V-Generators, in der dauerhaften Versorgung der 12V-Verbraucher und dem Laden der 12V-Batterie. Umgekehrt erlaubt der DC/DC-Wandler auch die Unterstützung des 48 V-Netzes aus der 12 V-Batterie heraus, was allerdings aufgrund der begrenzten Entladekapazität der Bleisäure-Batterie auf kurze Zeitintervalle beschränkt ist.

48 V DC/DC Converter

Parameter	Value
Type	48 V/12 V DC/DC converter
Power	3 kW (continuously)
Efficiency	> 96 % (typically)
Mass	2.5 kg

Abbildung 15: DC/DC-Wandler und zugehörige Kenndaten.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dimension	243 x 175 x 175 mm

Abbildung 16: 48 V-Li-Ionen-Batterie und zugehörige Kenndaten.

Die Dimensionierung der E-Maschine und der zugehörigen 48 V-Batterie erfolgte im Hinblick auf ein optimales Verhältnis aus erreichbarer CO_2-Ersparnis und geringen Kosten. Eine wesentliche Aufgabe des Projektes besteht auch darin, den sinnvollen Umfang von Zusatzfunktionalitäten des 48 V-Systems, wie z.B. dem Durchführen von elektrischen Fahrmanövern, zu ermitteln und darauf basierend die Auslegung der 48 V-Komponenten neu zu betrachten.

3.2.3 Riementrieb

Der Riementrieb des Hybridmoduls im GTC2-Konzeptfahrzeug ist als Dreischeiben-Design aufgebaut und beinhaltet wie bereits beschrieben den 48 V-Elektromotor sowie einen Klimakompressor in der Ausführung als regelbarer Kolbenkompressor mit Magnetkupplung (siehe Abbildung 17). Dieser Aufbau lässt aufgrund der beiden vorhandenen Trennkupplungen eine einfache und effiziente Umsetzung einer Standklimatisierung zu, auf die in einem späteren Kapitel detaillierter eingegangen wird.

Abbildung 17: Riementrieb im Hybridmodul

Die Positionierung des Riementriebs hinter dem Zwei-Massen-Schwungrad führt zu einer deutlichen Reduzierung der durch den Verbrennungsmotor eingebrachten Torsionsschwingungen.
Zur Darstellung der Ungleichförmigkeiten sind die Fälle Zuboosten und Rekuperation betrachtet worden, welche die höchsten Belastungen für den Riementrieb darstellen (Abbildung 18).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

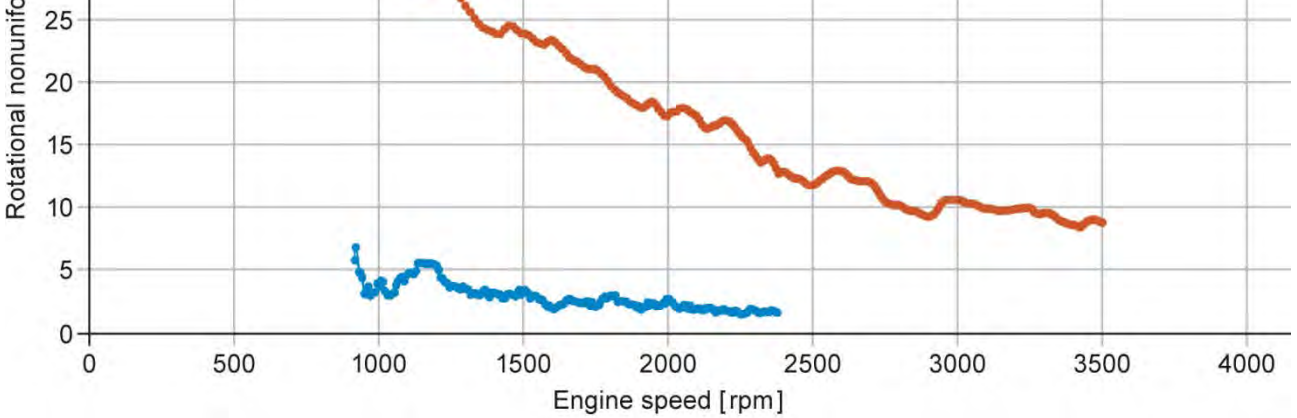


Abbildung 18: Ungleichförmigkeiten im Riementrieb

Diese gedämpften Ungleichförmigkeiten begünstigen die Riementriebsauslegung auf Fahrzeuglebensdauer. Mit Hilfe der etablierten Software SIMDRIVE konnte für das GTC2-Konzeptfahrzeug bei zum ehemaligen FEAD vergleichbarer Riemenbreite und Rippenanzahl ein Riementrieb nebst Lagerkonzept und Spannsystem ausgelegt werden, der die Lebensdaueranforderungen sicher erfüllt und zudem deutlich mehr Boost- und Rekuperations-Lasten erlaubt als bei P0-Auslegungen der gleichen Leistungsklasse.

Die oben erwähnten Lastwechsel zwischen Boost-Betrieb und Rekuperation der elektrischen Maschine stellen hohe Anforderungen an das Riemen-Spannsystem. Dabei entsteht ein Zielkonflikt. Einerseits soll die Riemenspannung im wechselnden Leertrum stets aufrecht erhalten werden. Andererseits sind möglichst viele der verbleibenden Ungleichförmigkeiten zu bedämpfen.

Die Lösung dieses Konfliktes bietet der Entkopplungsspanner, siehe Abbildung 19. Er besteht aus einem Gehäuse, welches über ein Gleitlager mit definierter Reibkraft direkt am Gehäuse des Elektromotors angebunden ist und sich um die Achse des Elektromotors drehen lässt. Auf diesem Gehäuse ist eine Spannrolle fest angeordnet. Eine zweite Spannrolle sitzt auf einem beweglichen Hebel und ist über ein Bogenfederpaket gegenüber der ersten Rolle verspannt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

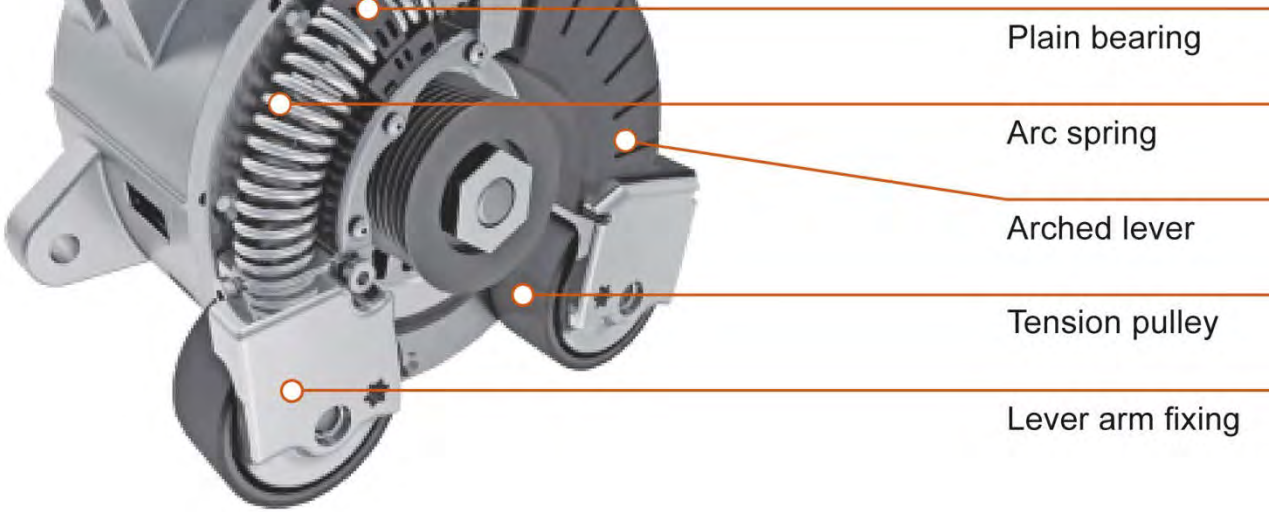


Abbildung 19: Aufbau Entkopplungsspanner

3.2.4 Motorstart

Das GTC2-Konzeptfahrzeug kann sowohl mit ausgeschaltetem Verbrennungsmotor coasten bzw. rekuperieren, als auch im niedrigen Geschwindigkeitsbereich elektrisch fahren bzw. segeln. Im Vergleich zu einem P0-Hybrid gibt es dadurch häufigere Wechsel zwischen den Betriebszuständen und eine entsprechend höhere Anzahl an Wiederstarts des Verbrennungsmotors.

Es existieren mehrere Möglichkeiten, den Verbrennungsmotor im Konzeptfahrzeug zu starten. Diese hängen jeweils vom gewählten Fahrzustand ab und werden im Folgenden beschrieben.

Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, den Verbrennungsmotor konventionell mit dem 12 V-Ritzelstarter zu starten. Idealerweise kommt der Ritzelstarter außer im Fehlerfall nur beim Tieftemperaturinitialstart zur Anwendung. Somit werden die (Wieder-)Starts in allen Betriebszuständen durch die 48 V-E-Maschine ausgeführt. Es wird zwischen Starts aus dem Stillstand, dem elektrischen Fahren bzw. Segeln, der Rekuperation und dem Coasting unterschieden. Beim Wiederstart aus dem elektrischen Fahren bzw. Segeln wird in Abhängigkeit der Drehzahl, Last und der Fahrpedalstellung entschieden, ob die K1 beim Starten voll geöffnet ist oder schlupfend betrieben wird.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

48V Electric Motor	K0 closed K1 open	K0 slipping K1 open K0 slipping K1 slipping	K0 slipping K1 slipping	K1 open K0 closed
Pinion Starter	K0 open K1 closed	K0 open K1 closed	K0 open K1 closed	K0 open K1 open

Initial (re)start strategy Backup start strategy

Abbildung 20: Möglichkeiten des Verbrennungsmotorwiederstarts

Neben dem klassischen Start über die E-Maschine (analog zu einem P0-System) bei welchem der E-Motor fest mit dem Verbrennungsmotor verbunden ist (K0 geschlossen, K1 offen), gibt es in einer P2-Topologie weitere Möglichkeiten den Verbrennungsmotor zu starten.

So ist aus dem Segeln heraus der Zustart des Verbrennungsmotors eine besonders herausfordernde Betriebssituation. Ausgehend von einem elektrisch unterstützten Segelbetrieb fordert der Fahrer dabei mehr Drehmoment als von der E-Maschine bereitgestellt werden kann. Der nun notwendige Startvorgang des Verbrenners wird im GTC2-Konzeptfahrzeug mit dem sogenannten K0-Schlupfstart durchgeführt.

Der K0-Schlupfstart mit offener K1 (K0 schlupfend, K1 offen) ist ein Start, bei welchem die K1 kurzzeitig geöffnet wird und im Hintergrund die K0 schlupfend mit maximaler Dynamik geschlossen wird. Hierbei wird neben dem Drehmoment des 48 V-Elektromotors zusätzlich die Rotationsenergie des Kupplungssystems sowie des Riementriebs genutzt. Dieser Start wird aufgrund seiner hohen Wiederstartdynamik als bevorzugte Variante angesehen. Abbildung 21 zeigt beispielhaft diesen Wiederstartablauf aus dem Segelbetrieb mit 33 km/h. Die dabei erreichte Zeit von der Momentenanforderung durch den Fahrer bis zum Anliegen des verbrennungsmotorischen Momentes liegt in der Größenordnung vergleichbarer rein verbrennungsmotorisch angetriebener Fahrzeuge mit Coasting-Funktion.

Eine alternative Möglichkeit zum Start des Verbrennungsmotors ist der K0-Schlupfstart mit schlupfender K1 (K0 schlupfend, K1 schlupfend). Dabei wird die K1 nicht vollständig geöffnet, sondern schlupfend auf das Fahrerwunschmoment eingeregelt. Parallel wird die K0 ebenfalls schlupfend auf ein definiertes Verbrennungsmotor-Anschleppmoment

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

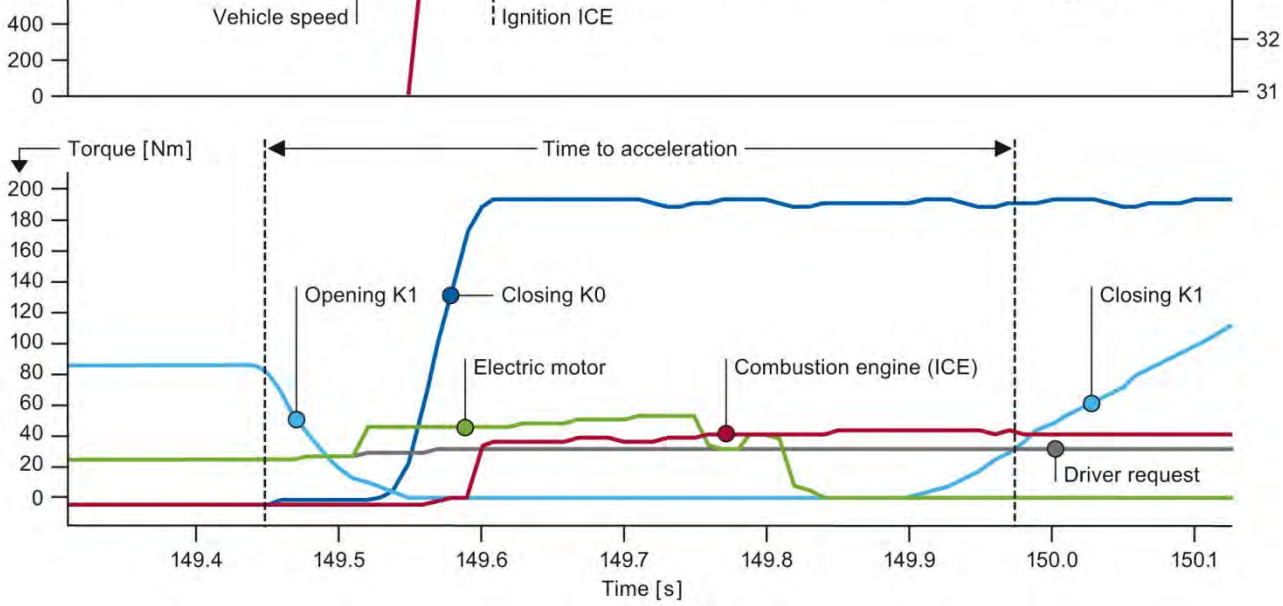


Abbildung 21: Wiederstartmessung aus elektrischer Fahrt mit offener K1

4 Gesamtsystemperformance

4.1 Fahrbarkeit eines Hybridsystems mit manuellem Getriebe

In den vorherigen Kapiteln ist auf die Systemtopographie des GTC2 Konzeptfahrzeuges eingegangen worden. Nachfolgend soll die Fahrbarkeit des P2-Systems in Verbindung mit der Handschaltung näher beleuchtet werden.

Die Gewohnheiten des Fahrers im Hinblick auf ein Fahrzeug mit Handschaltung, steht speziell bei Kupplungsbetätigung und beim Gangwechsel nicht immer im Einklang mit der bestmöglichen Betriebsstrategie einer P2-Hybridisierung. Die Hybridisierung ermöglicht neue Funktionen wie Coasting, Segeln, Kriechen oder elektrisches Anfahren, deren Umsetzung den Fahrer aus dem Dreiklang Kupplungs-Modulation, Schaltvorgang und Fahrmoment-Dosieren heraus überfordern.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

das Fahrzeug rein elektrisch ankriechen, das Kupplungsmanagement wird dabei ohne Zutun des Fahrers vom EKM übernommen. Die Kriechgeschwindigkeit pendelt sich bei etwa 6 km/h und damit auf dem Niveau eines Automatik-Fahrzeuges ein, auch die Beschleunigung auf die Kriechgeschwindigkeit ist vergleichbar. Fordert der Fahrer in dieser Phase ein moderates Antriebsmoment an, kann weiter elektrisch beschleunigt werden.

4.1.2 Fahrzustand „Hybrides Fahren“

Die Fortsetzung des oben beschriebenen Beispiels ist der Übergang in das hybride Fahren.
Dabei wird in Abhängigkeit des vom Fahrer angeforderten Antriebsmomentes der Verbrennungsmotor zugeschaltet. Die Aufteilung des Antriebsmoments erfolgt entsprechend der Betriebsstrategie unter Berücksichtigung verschiedenster Parameter, unter anderem z.B. auch des Ladezustandes (State of Charge) der 48 V-Li-Ionen Batterie.
Unterschreitet das angeforderte Antriebsmoment wieder die Grenze zum hybriden Fahren, (beispielsweise wenn der Fahrer das Fahrpedal in einem niedrigen Bereich konstant hält, Konstantfahrt im Stadtverkehr) und befindet sich der SoC-Zustand innerhalb der applizierten Grenzen, kann der Übergang zurück zum rein elektrischen Fahren erfolgen.

4.1.3 Fahrzustand „Coasting und Segeln“

Hält der Fahrer die Lastanforderung sowohl im verbrennungsmotorischen als auch im hybriden Fahrzustand unterhalb kalibrierbarer Grenzen und betätigt das Bremspedal nicht, so erfolgt der Übergang in das Coasting (Antriebsstrang offen). Dieser Zustand tritt beispielsweise dann ein, wenn das Fahrzeug die gewünschte Geschwindigkeit erreicht hat.
Dabei wird zunächst die Kupplung K0 geöffnet. Nach einer kurzen Haltezeit wird nachfolgend der Verbrennungsmotor abgeschaltet, sofern dies nicht durch Inhibitoren (z.B. SoC) verhindert wird. Da die Kupplung K1 nach wie vor geschlossen ist, bleibt der Momentenfluss zum Elektromotor bestehen. Geringe Fahrmomentenanforderungen können daher durch den Elektromotor abgedeckt werden (elektrisch unterstütztes Segeln).
Die Segelphase wird solange aufrechterhalten, bis das Fahrerwunschmoment steigt oder ein Parameter außerhalb seines zulässigen Bereiches liegt (Inhibitor wird „gesetzt“, z.B. SoC der 48 V-Batterie).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die zuvor beschriebene elektrifizierte Kupplung gestattet die Implementierung dieser energieoptimalen Rekuperations-Strategie, ohne dabei den Fahrer zu belasten. Dieser gibt lediglich das gewünschte Verzögerungsmoment vor, das Wechselspiel der Kupplungen erledigt die Kupplungssteuerung automatisch.

Die Erweiterung eines handgeschalteten Fahrzeugs um ein P2-Hybridmodul auf 48 V-Basis bedeutet, wie oben beschrieben, keinerlei Einschränkung für den Fahrer. Das Konzeptfahrzeug lässt sich für den Fahrer wie gewohnt intuitiv bewegen und erfordert keine sonderliche Umgewöhnung beim Umstieg von einem konventionell angetriebenen Fahrzeug.
Stattdessen erhält der Fahrer sogar eine erweiterte Funktionalität. So gesellen sich zu dem konventionellen Fahrmodus weitere Betriebsarten wie hybrides oder auch rein elektrisches Fahren bis hin zum automatischen Segelbetrieb. Dieses geschieht stets mit dem Fokus, Verbrauch und Emissionen zu reduzieren und parallel dazu den Fahrspaß und -komfort zu erhöhen.

4.1.5 Zukünftiges Potenzial

Die gewählte Topologie besitzt auch das Potenzial für zusätzliche Funktionen wie beispielsweise das elektrische Einparken in Verbindung mit einem Handschaltgetriebe. Im Konzeptfahrzeug könnte dazu auf den serienmäßigen Einparkassistenten zurückgegriffen werden, der bereits ein teilautonomes Einparken ermöglicht. Der Fahrer sucht dazu wie bisher mit der Hilfe des Einparkassistenten eine geeignete Parklücke. Beim Anhalten legt er den Rückwärtsgang ein und bestätigt im nächsten Schritt den Einparkvorgang. Der Elektromotor erzeugt dann ein ausreichendes Antriebsmoment, um das Fahrzeug selbständig in die Parklücke zu manövrieren. Das Vorwärts- beziehungsweise Rückwärtsfahren wird mittels einer Drehrichtungsumkehr des Elektromotors gesteuert. Es ist also kein Wechsel zwischen Vorwärts- und Rückwärtsgang mehr notwendig. In einer weiteren Entwicklungsstufe könnte die elektrische Einparkfunktion daher sogar vollkommen autonom umgesetzt werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fahren („engine on“), hybridisches Fahren („hybrid drive“) mit gleichzeitigem Betrieb von Verbrennungsmotor und der E-Maschine, rein elektrisches Segeln („e-motor only“) sowie die elektrische Rekuperation der Bewegungsenergie des Fahrzeugs („recuperation“) zum Einsatz.

Auffallend ist, dass ca. 50% der Zeit der Verbrennungsmotor (Modi Segeln und Rekuperation) abgeschaltet und vom Antriebsstrang abgekoppelt ist und damit zu den erhöhten Verbrauchseinsparungen des P2-Hybridsystems im Vergleich zu einem P0-Hybriden beiträgt. Die langen Abschaltphasen des Verbrennungsmotors verdeutlichen noch einmal die bereits diskutierte Bedeutung des elektrisch beheizbaren Katalysators (EHC) für die Konvertierung der Abgasemissionen.

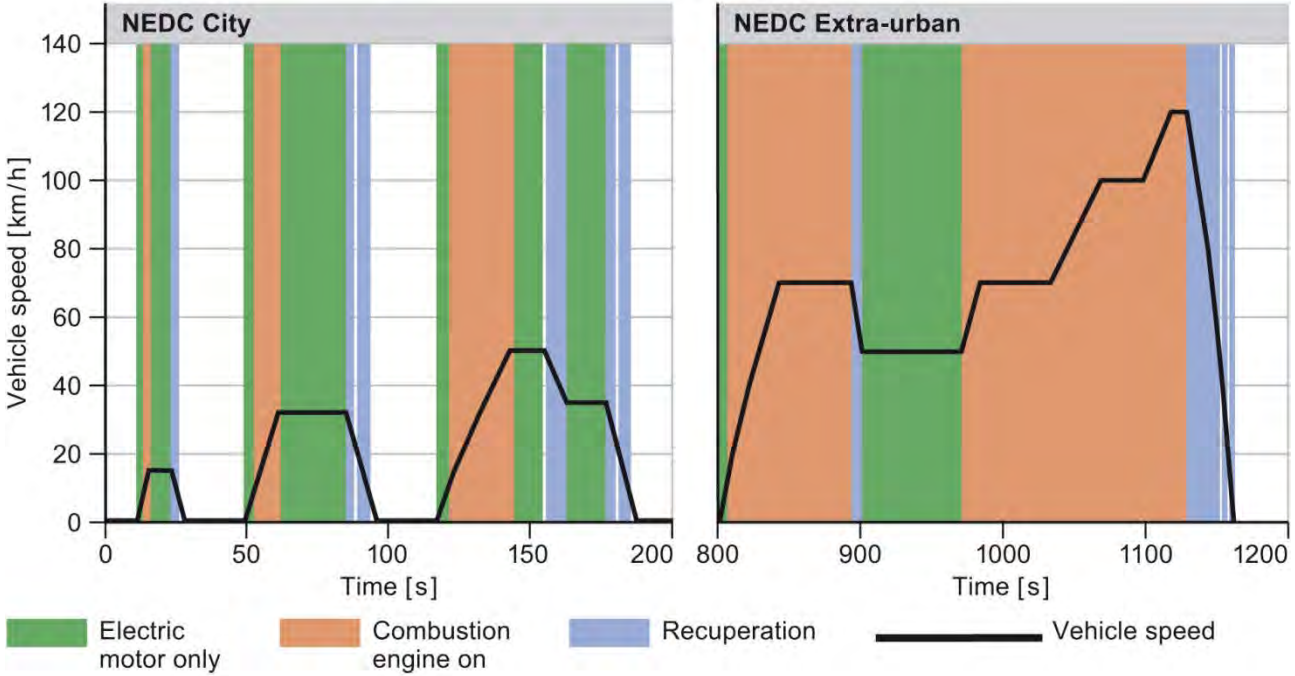


Abbildung 22: Betriebsstrategie zur Simulation der CO_2-Emissionen. Dargestellt sind die unterschiedlichen Hybridmodi im NEFZ-Zyklus (links: vergrößert ein „city driving cycle“, rechts: der „extra urban driving cycle“).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

kurzzeitig zum Schalten geöffnet. Zur grundsätzlichen Betriebsstrategie zählt natürlich auch, den Verbrennungsmotor in den Stillstandsphasen des Fahrzeugs, wie bei heutigen Start/Stopp-Systemen abzustellen.

Geht man vom NEFZ zur derzeitigen Version der neuen Test-Prozedur WLTP über, so führt der häufige Wechsel zwischen Beschleunigungs- und Abbremsphasen, sowie das Fehlen von Konstantfahranteilen zu einem viel häufigeren Wechsel zwischen den Betriebsmodi. Nichtsdestotrotz tragen die gleichen Maßnahmen wie im NEFZ zu den im WLTP erzielten CO_2-Einsparungen bei. Dies sind das rein elektrische Anfahren aus dem Stand und anschließend die Beschleunigung mit Hilfe des Verbrennungsmotors, wenn signifikant Leistung benötigt wird. Verzögerungen werden weiterhin über Rekuperation bei abgekoppeltem und abgeschaltetem Verbrennungsmotor und ggf. unter Zuhilfenahme der Reibbremse abgefahren. Weiterhin wird ein für den WLTP typisches „Abflachen“ in den Verzögerungsverläufen in der Regel ebenfalls rein elektrisch realisiert. Auf diese Weise wird ein ineffektives Starten und anschließendes Wiederabstellen des Verbrennungsmotors zwischen zwei Rekuperationsphasen vermieden.

4.2.2 Simuliertes CO_2-Potenzial im NEFZ und unter WLTP Bedingungen

Die unter Verwendung der in Kapitel 4.2.1 beschriebenen Betriebsstrategie erreichbaren Verbrauchseinsparpotentiale sind für das vorgestellte 48 V-P2-Hybridfahrzeug im Vergleich zum heutigen Serienfahrzeug wie auch zu einem entsprechend aufgebauten 48 V-P0-Hybridsystem in Abbildung 23 zusammengefasst. Dargestellt sind sowohl die Ergebnisse für den zur Zeit noch gültigen NEFZ als auch für die zukünftig angestrebte Testprozedur WLTP. Hierbei wird nicht nur der Testzyklus selbst angepasst, sondern auch die weiteren Rahmenbedingungen der neuen Testprozedur WLTP. Insbesondere die veränderte Fahrzeugmasse, der Bordnetzverbrauch und die neuen Fahrwiderstände werden berücksichtigt. Ferner werden die Beiträge der verschiedenen getroffenen verbrauchssenkenden Maßnahmen zum Gesamtverbrauch aufgezeigt. Die Ergebnisse des NEFZ dienen wieder dem Vergleich dem Vorgängerprojekt GTC1.

Es wird deutlich, dass sich bei dem getroffenen technischen Ansatz die Einsparungen des nach dem LIVC-Prinzip arbeitenden Verbrennungsmotors in idealer Weise mit denen des 48V-Hybridsystem überlagern, ohne dass sich die Effekte der beiden Maßnahmen gegenseitig aufheben. Es wird klar, dass das vorgestellte System aus Verbrennungsmotor und Hybridsystem einen großen Schritt in Richtung der Erreichung zukünftiger Verbrauchsanforderungen dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

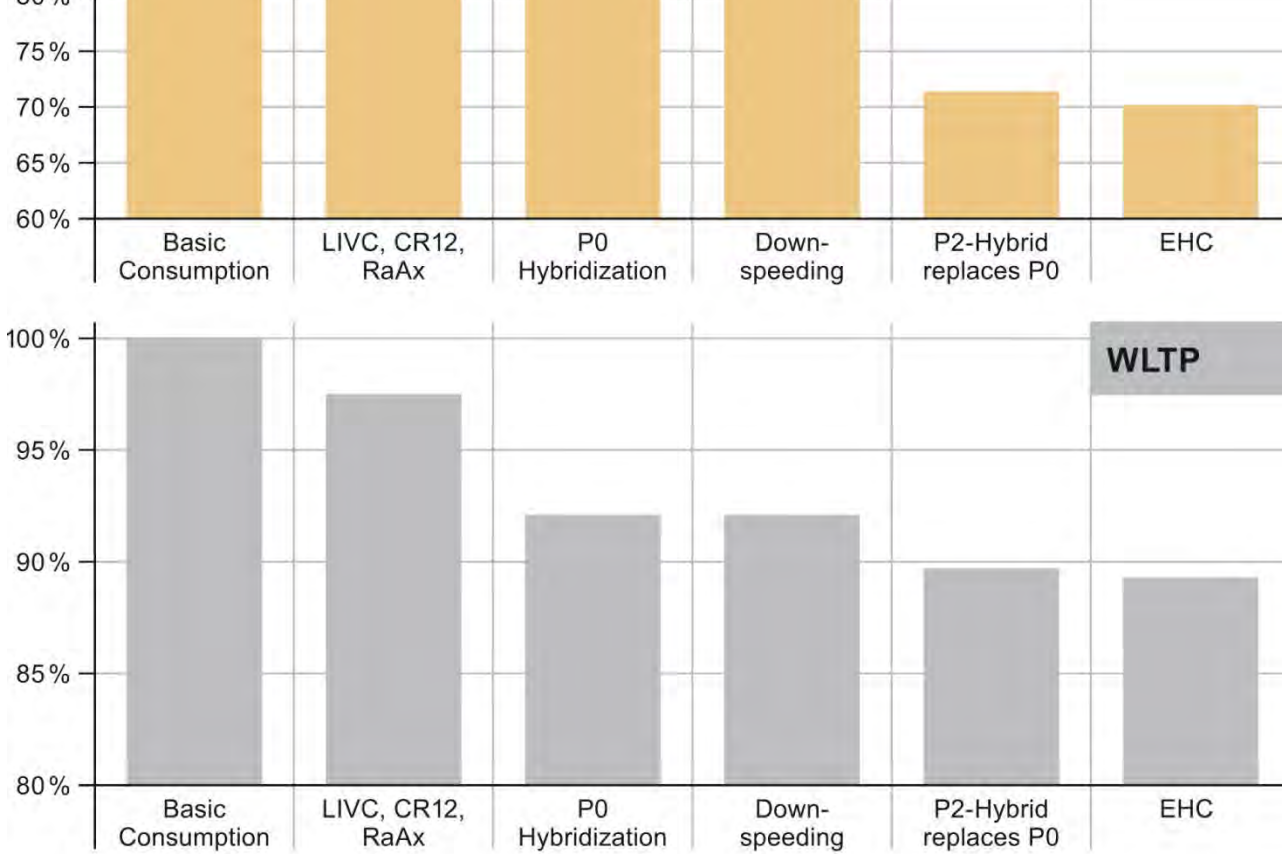


Abbildung 23: Simulierte Gesamt-Einsparung im NEFZ und WLTP für 48 V-P0- und P2-Hybridsysteme im Vergleich zum Ford Focus Serienfahrzeug (1.0 l Ecoboost, 92 kW). Dargestellt sind die relativen Einsparungen, aufgeteilt in die Beiträge der verschiedenen technischen Maßnahmen.

4.2.3 Betriebsstrategie zwischen Energieeffizienz und Fahrbarkeit

Eine Aufgabe des Versuchsträgers wird es sein zu ermitteln, in wie weit die bei den Verbrauchssimulationen verwendete Betriebsstrategie die Fahrbarkeitsanforderungen eines realen Fahrzeugs erfüllt. Prinzipiell wird dies der Fall sein, da alle geforderten Hybridmodi, insbesondere auch die Möglichkeit des rein elektrischen Fahrens mit beschränkter Leistung, durch das P2-Hybridsystem des Versuchsträgers abgedeckt sind.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Drehzahlbereich, zu modifizieren.

4.2.4 ECO-Innovation

Über den Betrieb dieses Fahrzeuges in starr definierten Fahrzyklen unter festen Randbedingungen hinaus bietet das GTC2 noch weiteres Potential. Aus Kraftstoffverbrauchs-Sicht bietet die Europäische Union die Möglichkeit, sogenannte ECO-Innovationen anzumelden. Hier befindet sich beispielsweise die Coasting-Funktion aktuell in der Validierungsphase für weitere CO_2-Gutschriften über die Testzyklen hinaus. Weiterhin hat die verwendete E-Maschine einen deutlich höheren Wirkungsgrad, als die Lichtmaschine aus dem Basisfahrzeug. Da wir heute von einer energetischen Optimierung des Gesamtfahrzeugs reden, hat das elektrische System mit seinen Verbrauchern und Wirkungsgraden ebenfalls einen signifikanten Einfluss auf den Primärenergiebedarf des Fahrzeugs. In einem gut ausgestatteten Fahrzeug wird der elektrische Energiebedarf zukünftig deutlich höher sein als in der Basisausstattung. Mit steigendem Komfortelektronikanteil wächst der Vorteil einer hocheffizienten E-Maschine.

Für den kommenden WLTP befinden sich die ECO-Innovationen noch in der Validierungsphase, so dass aktuell kein konkreter CO_2-Vorteil beziffert werden kann. Letztendlich darf sich aber der Endkunde über real höhere Einsparmöglichkeiten gegenüber dem Zyklus freuen.

5 Erweiterter Kundennutzen & Fazit

In den vorherigen Kapiteln ist sowohl auf das CO_2-Potential als auch auf die Fahrbarkeit eingegangen worden. Dabei wurden vor allem hybride Fahrzustände betrachtet. Diese Funktionen entsprechen nach dem aktuellen Stand der Technik der Erwartungshaltung an eine leistungsfähige 48 V Hybridisierung.

Das GTC2-Konzeptfahrzeug bietet jedoch noch mehr Nutzen für den Fahrer.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

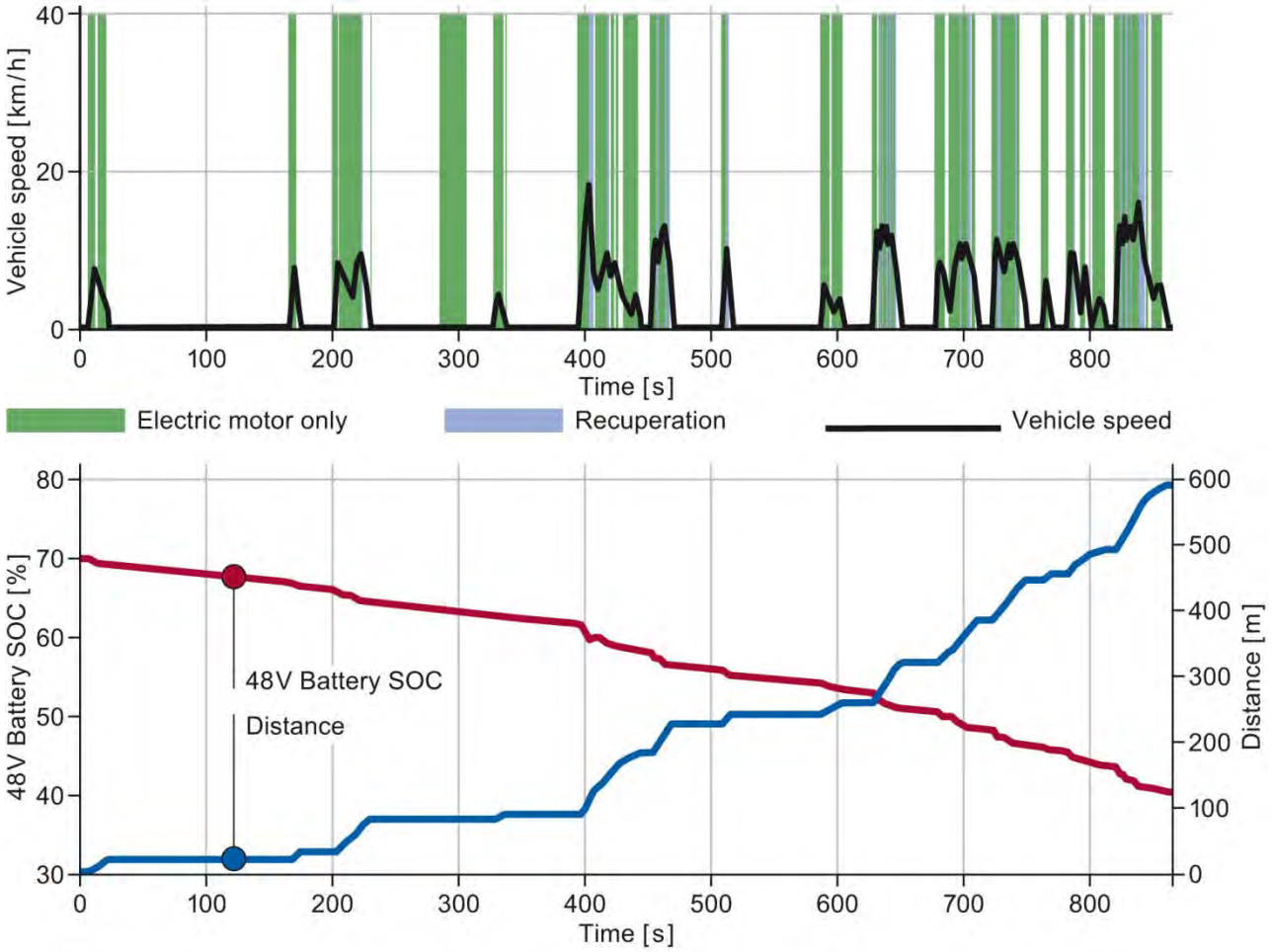


Abbildung 24: Rein elektrisches Stauschieben basierend auf einer Realfahrt

Bei entsprechend moderater Fahrmomentenanforderung schließt sich an das Kriechen des Fahrzeugs das elektrische Fahren an. Dadurch ist beispielsweise das emissions- und geräuschlose Durchfahren von Tempo 30-Zonen möglich.

Zu guter Letzt sei noch ein weiterer Kundennutzen etwas näher beleuchtet, der sich aus der Verschiebung des Riementriebes vom Verbrennungsmotor-Frontend an die P2-Position ergibt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.2 Fazit

Das vorgestellte Fahrzeugkonzept eines C-Segment-Fahrzeugs mit einem achsparallelen P2-Hybridmodul auf 48 V-Basis und Handschaltgetriebe zeigt, dass eine fortschrittliche Hybridisierung mit entsprechender Funktionsvielfalt abseits der bekannten Hochvolt-Hybride auch mit kostengünstigen Niedervolt-Systemen dargestellt werden kann.

Das Kosten-Nutzen-Verhältnis wird weiterhin durch den Einsatz eines Handschalt-Getriebes in Verbindung mit einem EKM optimiert; das Automatik-Getriebe als Alternative wird zur Darstellung der Hybridfunktionen nicht benötigt. Dies macht den Einsatz dieser Hybridisierung vor allem auch in Volumensegmenten möglich.

Besonders bemerkenswert ist dabei, dass dieser „erfahrbare“ Hybrid für den Fahrer keine nennenswerte Umstellung vom konventionellen Fahren her kommend erfordert, obwohl der P2-Hybrid doch eine signifikante Menge an neuen Fahrfunktionen ermöglicht.

Obendrein erhält der Fahrer sogar zusätzlichen Nutzen, wie die Erhaltungsklimatisierung während Start-Stopp- oder Segelphasen, das Stauschieben oder die elektrische Einparkfunktion.

Die Kombination eines LIVC-Motors mit einem Hybridmodul auf 48 V-Basis erweitert das Potenzial des Fahrzeugkonzeptes. Durch die 48 V-Hybridisierung entsteht die Möglichkeit, den Motor im niedrigen Drehzahlbereich durch Momentenaddition zu unterstützen.

Im Gegenzug kann der Verbrennungsmotor dann besonders verbrauchsoptimiert appliziert werden und leistet somit seinen Beitrag zur CO_2-Reduktion. Damit ermöglicht das GTC2-Fahrzeug einen noch niedrigeren Kraftstoffverbrauch als das GTC1 schon gezeigt hat und das bei gleichem Kosten/CO_2-Nutzen Verhältnis.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ansatz zur ganzheitlichen Effizienzsteigerung des Antriebsstrangs
35. Internationales Wiener Motorensymposium, 2014

[3] Dr. H. Zhang, Dr. E. Achleitner, J. Beer, F. Kapphan, Dr. G. Rösel, Dr. J. Ehrhard; Continental Automotive GmbH
Die Zukunft der Benzin-Motoren
36. Internationales Wiener Motorensymposium, 2015

[4] Dr. N. Al-Hasan, J. Beer, Dr. J. Ehrhard, Continental Automotive GmbH, Dipl.-Ing. T. Lorenz, Dipl.-Ing. L. Stump; Ford Werke GmbH Cologne/ Aachen
Charging Technologies for CO_2 Optimization by Millerization
SEA Congress, 2015

[5] T. Knorr; D. Ellmer; Dr. A. Schatz; Beer, J.; Maiwald, Dr. R.; Brück, R.; Continental Automotive GmbH
Der elektrisch beheizbare Katalysator - ein effizienter Baustein zur Emissionsoptimierung bei den Betriebsstrategien milder Hybriden
24. Aachen Kolloquium, 2015

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

The New PRIUS Powertrain has adopted the new 1.8L ESTEC 2ZR-FXE engine with the new generation hybrid system.

The new 4-cylinder engine achieves a high maximum thermal efficiency of 40% which is the world's highest for a mass-produced gasoline engine.

Obtaining a high engine thermal efficiency is of high importance for achieving customer's satisfaction. Toyota Motor Corporation has started developing a series of engines which belong to its new development concept called Economy with Superior Thermal Efficient Combustion (ESTEC). Toyota has been developing fast combustion technologies to enhance the engine thermal efficiency for conventional vehicles and hybrid vehicles (HVs). Similar to other ESTEC engines, the new 2ZR-FXE engine utilises a large amount of exhaust gas recirculation (EGR) gas with uniform distribution by the new shape intake manifold to achieve a thermal efficiency of 40%. In addition, knock resistance has been improved and mechanical loss has been reduced by various component e.g. the new shape crank bearing.

The new generation Toyota hybrid system is completely re-engineered to maximize the potential of THS (Toyota Hybrid System).

Kurzfassung

Der neue PRIUS Antriebsstrang verwendet den neuen 1.8L ESTEC 2ZR-FXE Motor in Verbindung mit dem neuen Hybridsystem.

Der neue 4-Zylindermotor erreicht einen hohen maximalen thermischen Wirkungsgrad von 40%, dem derzeit höchsten für einen Serienbenzinmotor.

Hoher thermischer Wirkungsgrad ist sehr wichtig, um Kundenzufriedenheit mit dem Produkt zu erreichen. Toyota Motor Corporation entwickelt eine Motorenreihe mit dem Konzept "Economy with Superior Thermal Efficient Combustion (ESTEC)". In diesem Rahmen legt Toyota besonderes Augenmerk auf Verbrennungstechnologie für einen hohen thermischen Wirkungsgrad für konventionelle Antriebe und Hybridfahrzeuge (HVs). Wie andere ESTEC Motoren nutzt der neue 2ZR-FXE Motor eine grosse Menge Abgasrückführung (EGR) mit gleichförmiger Verteilung in dem neugestalteten Ansaugkrümmer. Zudem wurde die Klopfbeständigkeit verbessert und die Reibung durch Optimierung verschiedener Komponenten, z.B. dem unteren Pleuellager, reduziert.

Die neue Generation des Toyota Hybridsystems ist komplett überarbeitet, um das Potential des THS (Toyota Hybrid System) zu maximieren.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

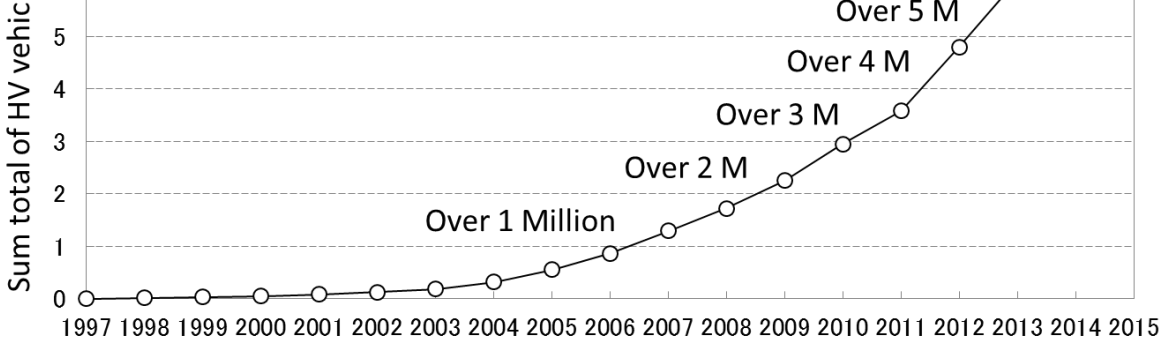


Figure 1 Cumulated Toyota vehicle sales with THS technology over years

The new 2ZR-FXE was refined along with ESTEC (Economy with Superior Thermal Efficient Combustion) development concept to achieve the thermal efficiency of 40% which is the first and best in mass-produced gasoline engines. This paper describes fuel efficiency improvement technologies adopted in the new ESTEC 2ZR-FXE engine.

2. Improvement concept

Fig. 2 shows the relationship between the engine thermal efficiency at various operating points and the usage distribution of previous PRIUS (HV). A hybrid vehicle has an EV (electric vehicle) function to run the engine under the high thermal efficiency area. This operation gives HVs a fuel efficiency advantage over conventional vehicles and shows the importance of enhancing maximum thermal efficiency for the development path of Hybrid engines.

The new ESTEC 2ZR-FXE engine incorporates various technologies to improve combustion characteristics, knocking, heat management, and mechanical loss for further enhancement of fuel efficiency. As a result, this new highly fuel efficient engine is now the first gasoline engine in the world to achieve a maximum thermal efficiency of 40% (Fig. 3). Fig. 4 and Table 1 show a view of the new 2ZR-FXE engine and its main specifications respectively.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

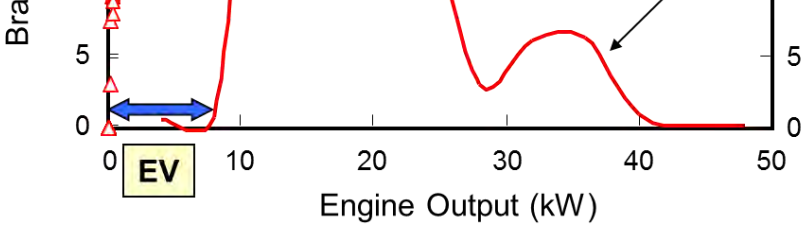


Figure 2 Relationship between the engine thermal efficiency at various operating points and the usage distribution of previous PRIUS

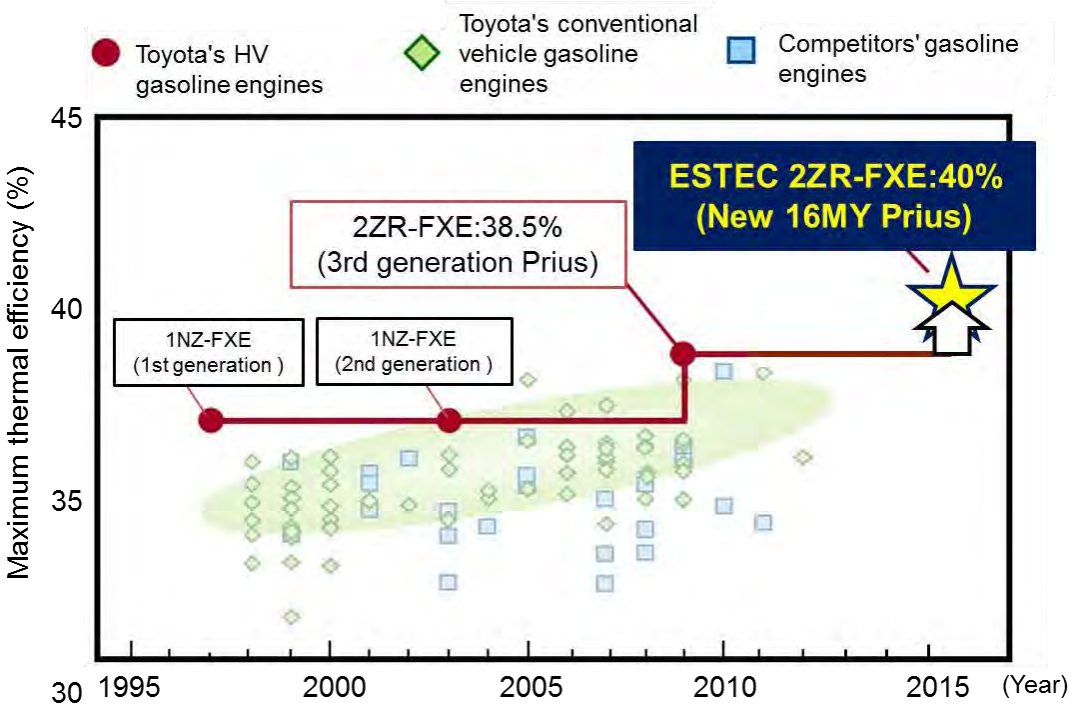


Figure 3 Development of gasoline engine thermal efficiency over years

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 4 ESTEC 2ZR-FXE engine

Table 1 ESTEC 2ZR-FXE Engine Specifications

Engine			ESTEC 2ZR-FXE
Displacement / Engine Type		(cm^3)	*1798 / Inline 4*
Bore × Stroke		(mm × mm)	*Φ80.5×88.3*
Compression Ratio			*13*
Fuel			*95 RON*
Fuel Injection System			*Port Injection*
Valve Train	Intake / Exhaust		*VVT-i / —*
EGR			*Cooled EGR*
WOT Performance	Max. Power	(kW / rpm)	*71 / 5200*
	Max. Torque	(Nm / rpm)	*142 / 4000*
Maximum thermal efficiency		(%)	*40*

3. Technologies to Enhance Fuel Efficiency

3-1. Improving Combustion Characteristics and Knocking

Cooled EGR is widely known as a technology to reduce knock and pumping loss. As shown in Fig. 5, at high-load condition, knocking decreases the brake thermal efficiency. The new ESTEC 2ZR-FXE has been developed to utilize cooled EGR ratio.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

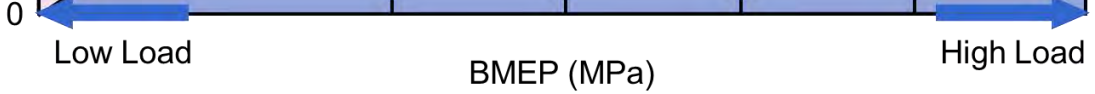


Figure 5 Effect of Cooled EGR on heat balance

3-1-1. High-Speed Combustion

High-speed combustion is an effective way for expanding EGR limit. This can be realized by intensification of in-cylinder turbulent flow fields (high tumble ratio).

In the new engine, the intake port specification was optimized to achieve a straight air flow in the tumble direction and to reduce a reverse tumble air flow within the cylinder. As a result, tumble ratio was increased from 0.8 to 2.8 (Fig. 6).

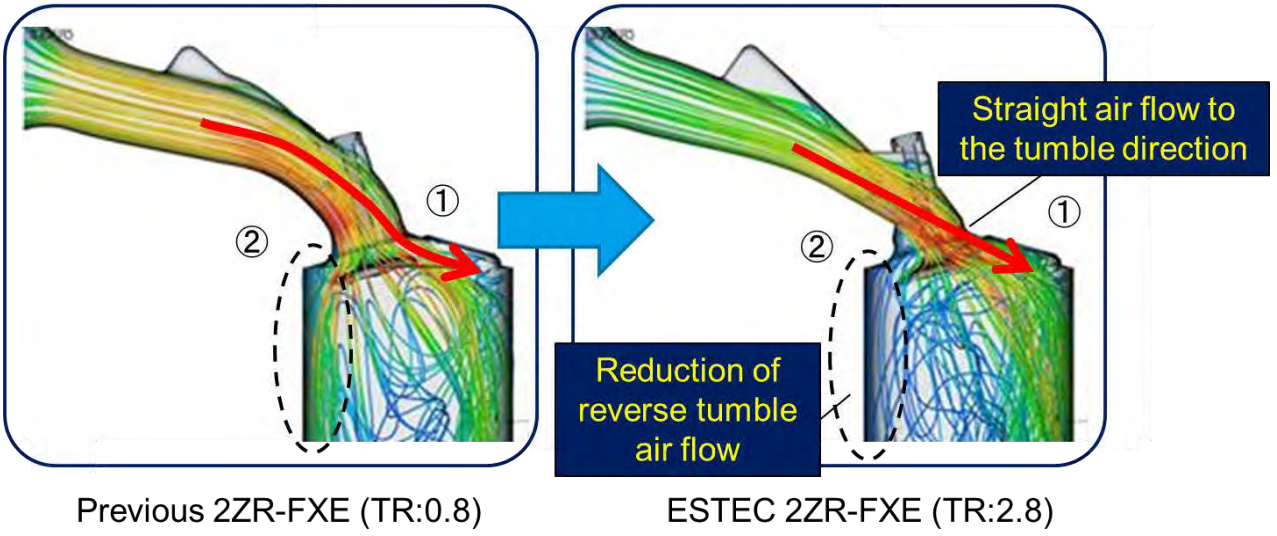


Figure 6 Optimization of intake port to increase tumble ratio

To increase the turbulence intensity of the mean air, the effect of piston shape has to be also taken into consideration. Fig. 7 and Fig. 8 show 3D drawing of two different piston shape design and their corresponding effect on mean air turbulence intensity respectively. As shown in Fig 8, higher turbulent intensity was achieved using design no 2.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 7 Piston design

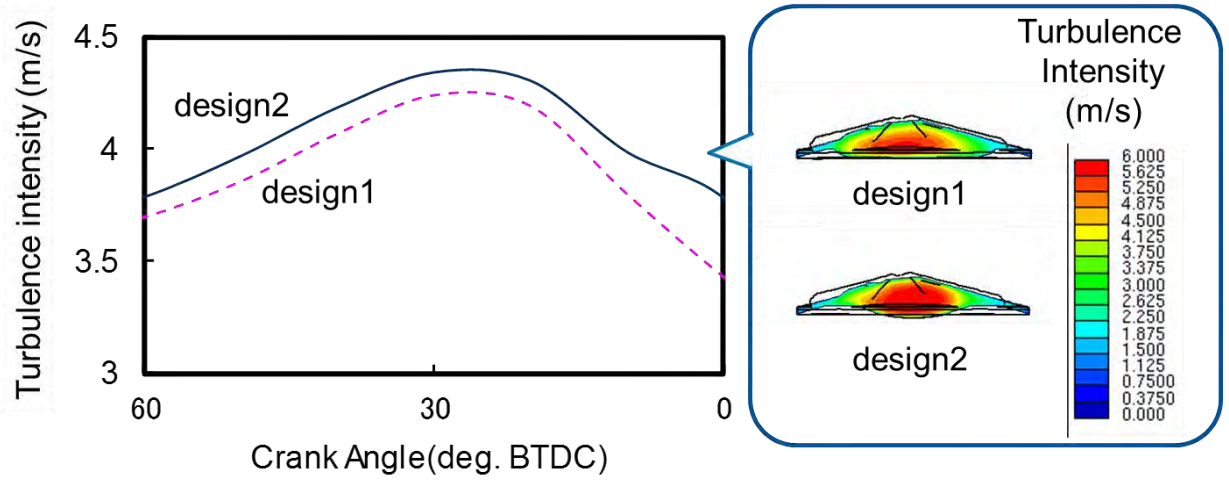


Figure 8 CFD result of mean air turbulence intensity in compression stroke

Enlarging the ignition source into a parabola is an effective way to form a large flame kernel. Fig. 9 shows CFD result of air flow velocity in the vicinity of the spark plug during the compression stroke. As it can be seen in this figure, the air velocity within the combustion chamber of ESTEC 2ZR-FXE engine is increased significantly comparing to its predecessor. The effect of higher air flow at TDC on stretching arc discharge can be seen in Fig 10.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

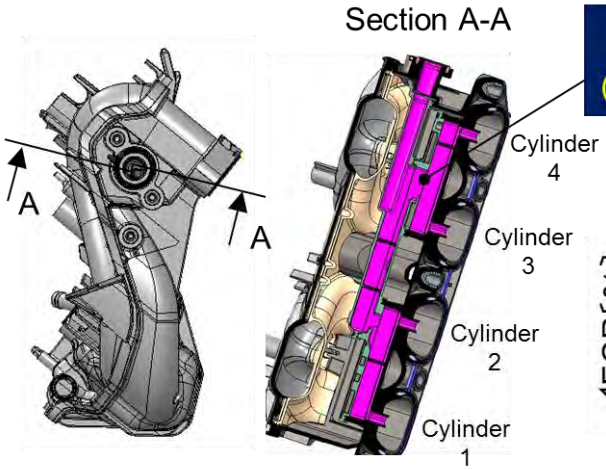
Figure 9 CFD result of air flow velocity in the vicinity of the spark plug

Figure 10 Spark stretch by air flow

3-1-2. EGR Distribution to Each Cylinder

To achieve the highest EGR ratio in each cylinder and to reduce the variation of EGR distribution between cylinders to less than 1%, the shape of intake manifold was tuned accordingly.

By CFD analysis, EGR gas ratio of each cylinder was equalized by tuning EGR gas passage. Fig. 11 and Fig. 12 show the result of intake manifold study.



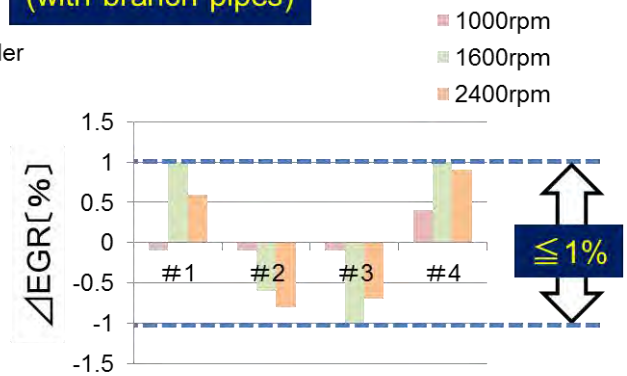
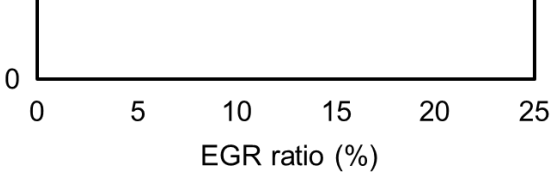


Figure 11 EGR passage

Figure 12 EGR gas flow differences

Through optimization of the intake port shape and piston shape, the duration of 10-90% combustion was shortened by 35% (Fig. 13). This high-speed combustion leads to a strong combustion, and then EGR limit can be increased as shown in Fig. 14. Considering the combustion stability, EGR ratio was increased from 15% to 25%.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



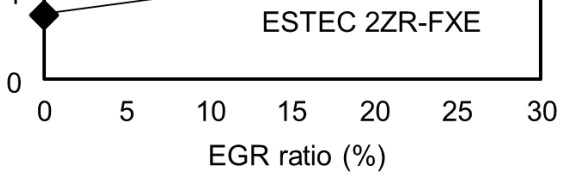


Figure 13 Improving combustion speed

Figure 14 Expanding EGR limit

Fig. 15 shows the improvement of ESTEC 2ZR-FXE heat balance compared with its predecessor. The cooling heat loss of ESTEC 2ZR-FXE engine is reduced by 8% by extending EGR limit which consequently lowers the combustion temperature.

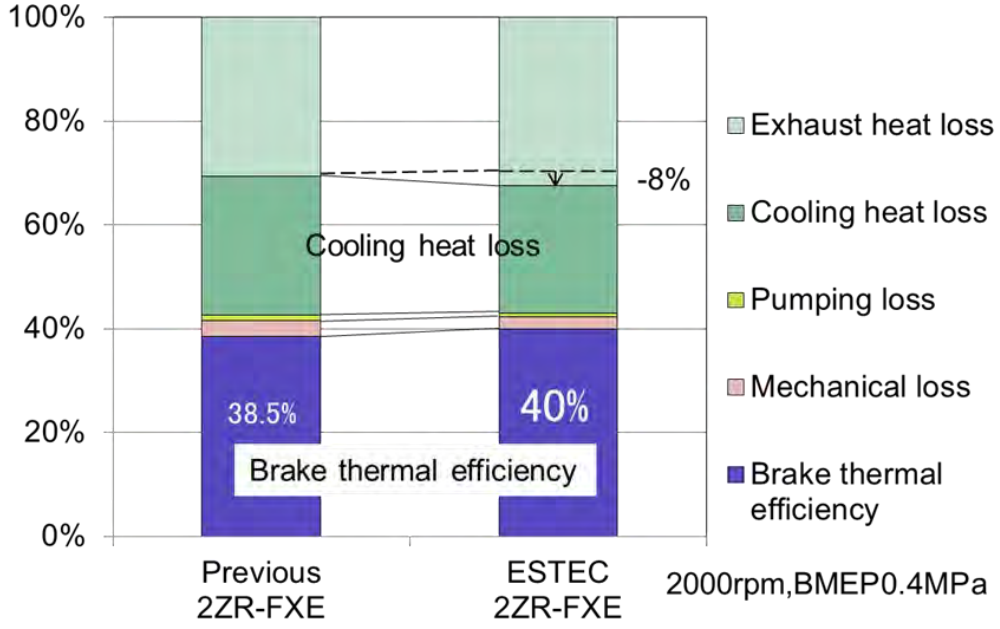


Figure 15 ESTEC 2ZR-FXE Heat balance & Break thermal efficiency

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

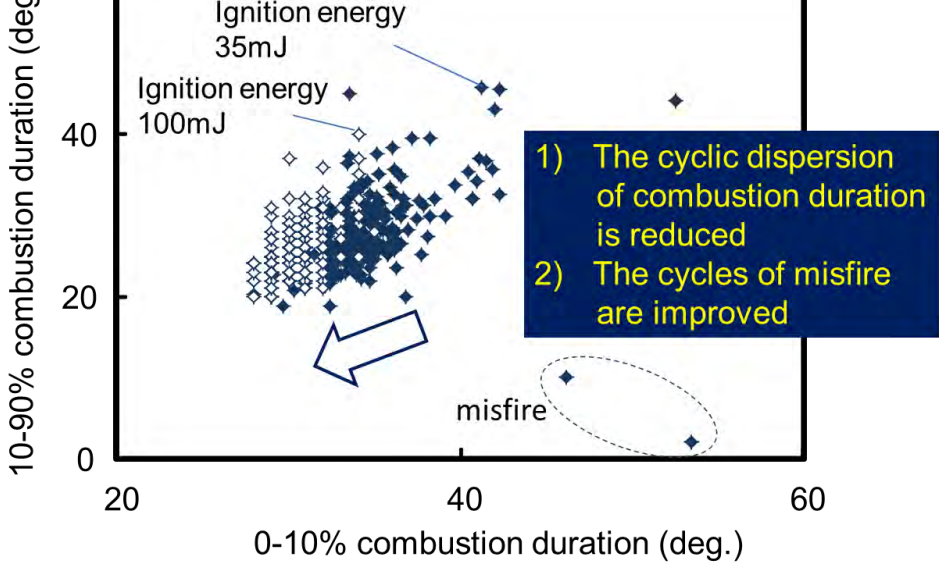


Figure 16 Relationship between ignition energy and combustion duration

The alignment of the spark plug grounding electrode was also optimized (Fig. 17). This alignment was done by controlling the starting positions of the male thread of spark plug and the female thread of cylinder head.

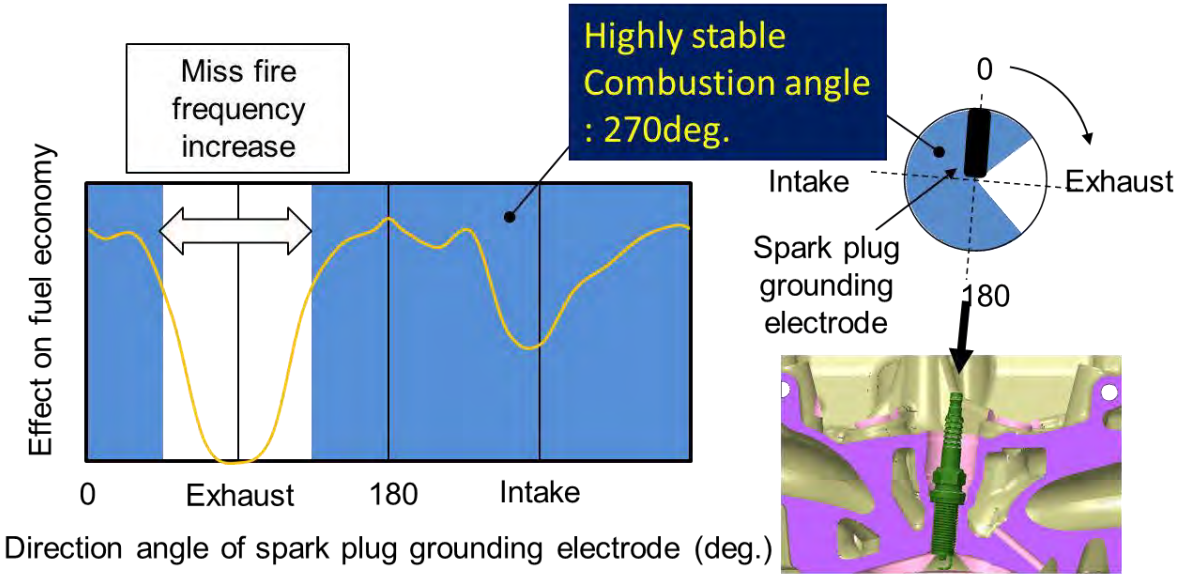


Figure 17 Effect of direction of spark plug on combustion process

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

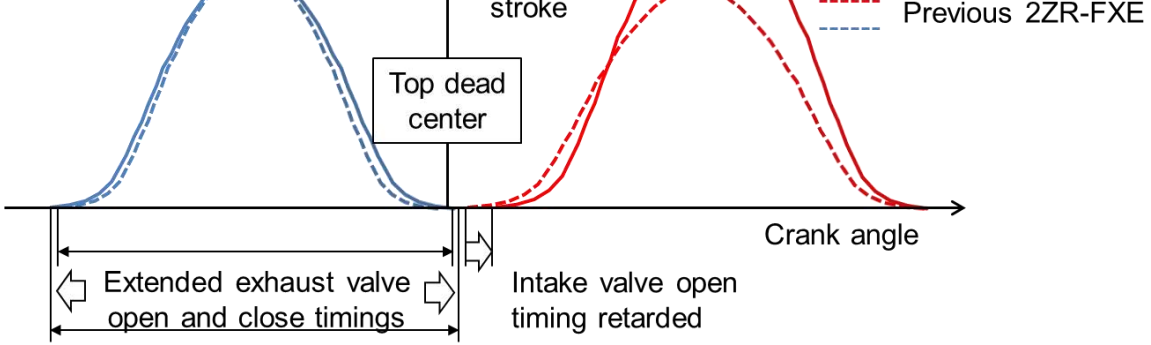


Figure 18 Optimization of valve timing design

Scavenging performance was enhanced by optimizing the length of exhaust manifold which consequently reduced the amount of residual gases and knocking. At the same time, moving the catalyst closer to the engine improved cold start catalytic performance (Fig. 19).

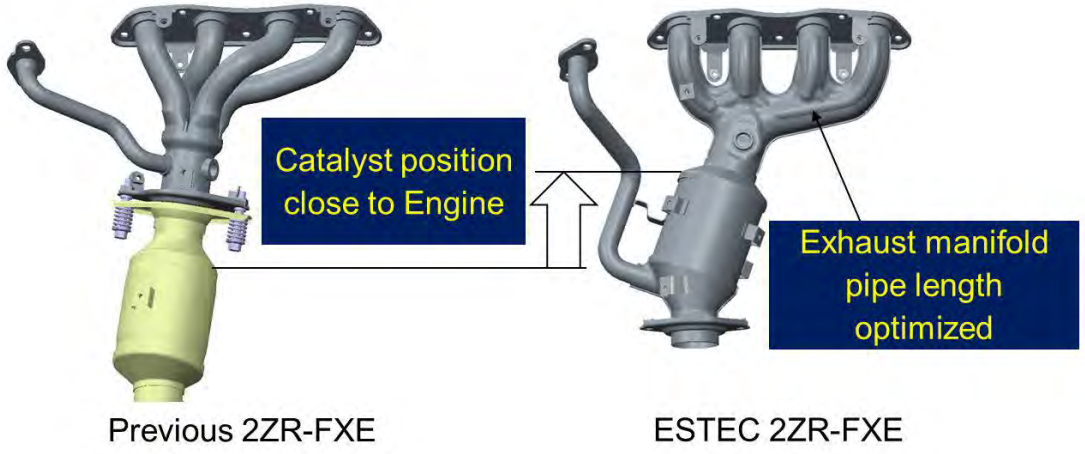


Figure 19 Optimization of exhaust manifold design

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

prevents knocking by cooling the upper range of the exhaust side of cylinder bore. This is the most effective means to cool the tumble flows. In addition, EXPAD foam rubber helps to reduce mechanical loss by maintaining the temperature of the center and lower area of the cylinder bore (Fig. 20).

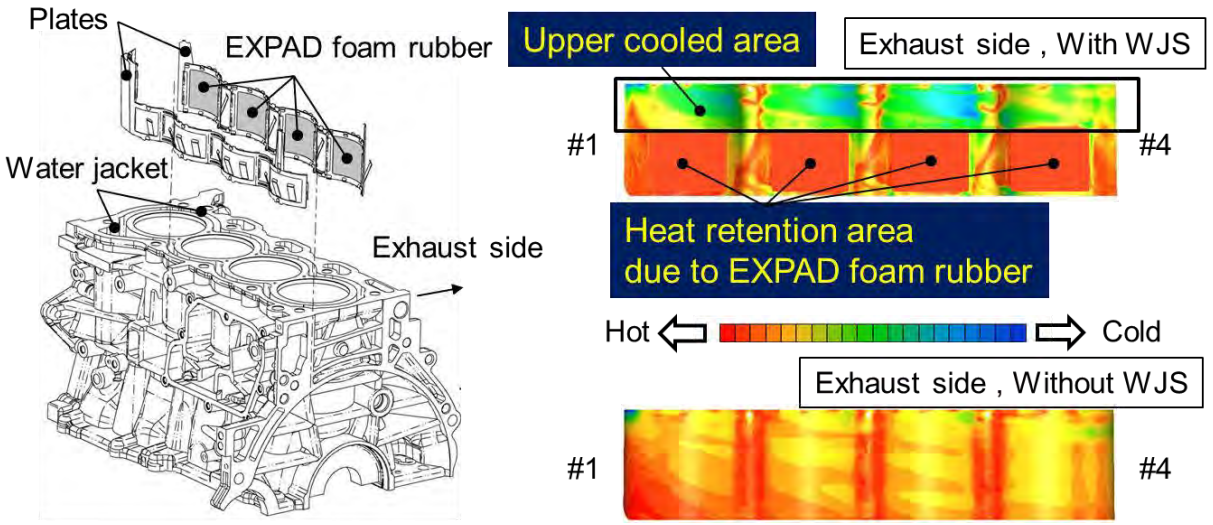


Figure 20 Effect of WJS with EXPAD

3-2-2. Cylinder Head and Cylinder Block Design

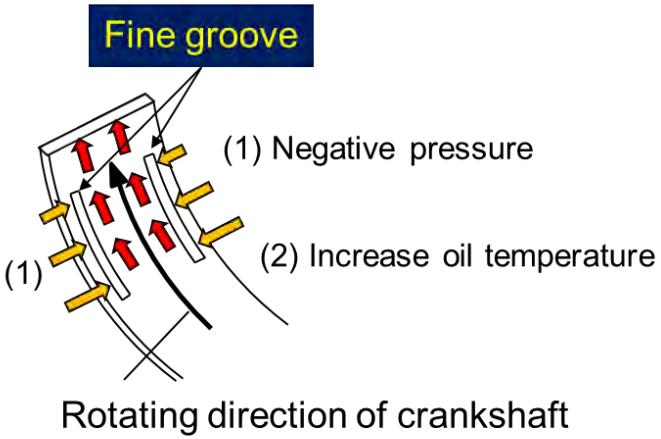
Improvements were added to reduce the water jacket pressure loss in the cylinder head for gaining the maximum cooling effect within the capacity of the electric water pump. In addition, cooling performance was improved by adding V-shaped drilled paths between the bores of cylinder block (Fig. 21).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 21 Improvement of cylinder block cooling

3-3. Mechanical Loss Reduction

Various measures were implemented to reduce mechanical losses and weight. In this regard, crankshaft bearings were improved by adding fine grooves. Fig. 22 shows the mechanism of reducing mechanical losses. The fine grooves generate negative pressure which draws oil into the grooves (1). This finally rises the temperature of the oil (2) and reduces mechanical losses by 15% (Fig. 23).



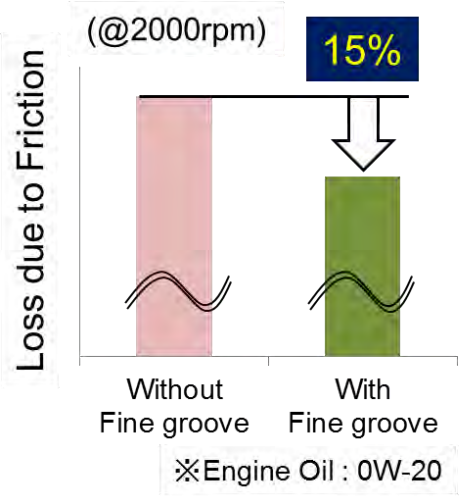


Figure 22 Mechanism to reduce mechanical loss ***Figure 23 Effect of fine grooves***

The inertial mass and load of the valve train were reduced by adopting narrower roller arms, compact retainers, and beehive-shaped valve springs.

In addition, oil pump with new rotor profile, narrow connecting rod bearings, low friction resin coated piston skirt, low friction chain with reduced sliding area were adopted. As a result of these changes, the mechanical losses are reduced by 13.8% from the previous 2ZR-FXE (Fig. 24).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 24 ESTEC 2ZR-FXE Mechanical loss

4. Vehicle Performance by New Generation Hybrid System

The previous hybrid system which was installed in 3rd generation PRIUS had a target to improve the high speed and cold condition's fuel economy. The development target of new 4th generation PRIUS is to maximize the potential of THS by re-designing all hybrid units to improve the fuel economy. Mechanical and electrical losses are reduced for the transaxle, motor, and PCU (Power Control Unit.). Also, the hybrid system including battery and software are re-designed to maximize each unit's performance.

4-1. Fuel Economy

Table 2 shows the fuel economy label of Japan, EU, and USA versions. Fuel economy has been improved by 25%, 21%, and 12% over the previous model respectively.

Table 2 Fuel Economy Label

Dest.	Driving Mode	New	Previous
Japan	JC08(km/L)	40.8	32.4
EU	NEDC(gCO2/km)	70	89
USA	Combined(mpg)	56	50

Fig. 25 shows the contribution rate of each component for fuel economy improvement in Japanese standard driving mode JC08, and Engine is the biggest contributor.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 25 Contribution Rate for Fuel Economy

Fig. 26 shows engine thermal efficiency and difference of engine operating time distribution in US06 mode between previous and new system. Since the maximum vehicle speed for intermittent engine stop has been increased up to 110km/h, the new system is able to utilize higher thermal efficiency zone especially during high speed driving. (Fig. 27)

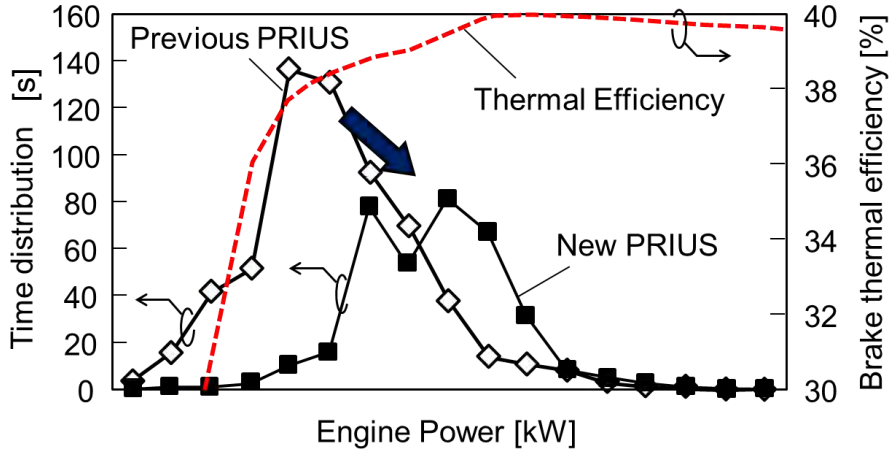


Figure 26 Comparison of Thermal efficiency usage of US06 mode

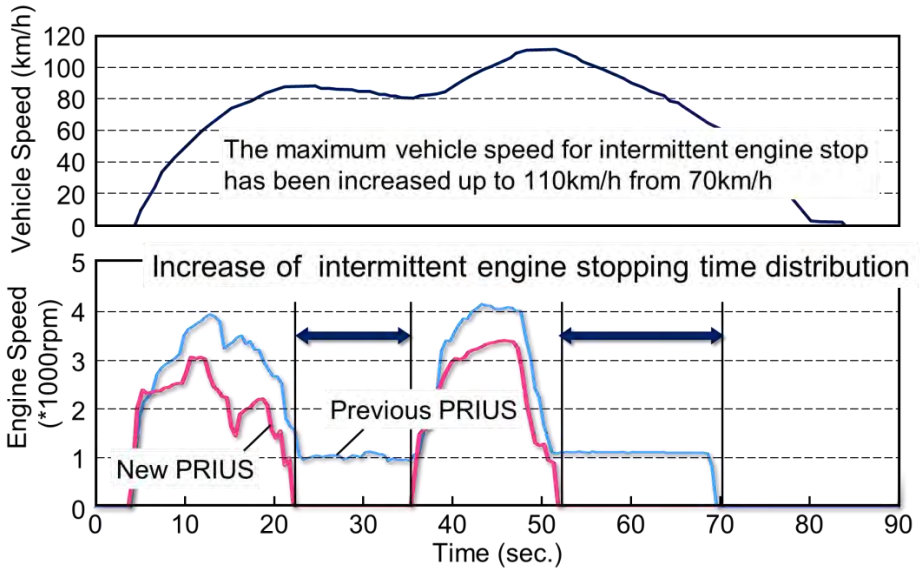


Figure 27 Intermittent engine stop during high speed driving

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

efficiency zone usage.

Reference

1. S. Adachi et al., “The Renewed 4-Cylinder Engine Series for the Toyota Hybrid System”, 2012 International Vienna Motor Symposium
2. Y. Sasaki et al., “The new Toyota 1.0L L3 ESTEC gasoline engine”, 2014 International Vienna Motor Symposium
3. T. Yamada et al., “Economy with Superior Thermal Efficient Combustion (ESTEC)”, SAE Technical Paper No.2014-01-1192, 2014
4. K. Nakata., “Engine Technology for Improving Fuel Economy”, Toyota Technical Review, Vol.60, pp14-19, 2014
5. D. F. Caris et al., “Mechanical Octanes for Higher Efficiency”, SAE Technical Paper No. 560010, 1956
6. N. Peters, TUBULENT COMBUSTION, Cambridge University Press, 2000
7. D. Takahashi et al. “Combustion Development to achieve Egine Thermal Efficiency of 40% for Hybrid Vehicles”, SAE Technical Paper, No.2015-01-1254, 2015
8. D. Takahashi et al. “Engine Thermal Control for Improving the Engine Thermal Efficiency and Anti-Knocking Quality.”, SAE Technical Paper, No.2011-01-0377, 2011
9. Koichi Nakata, et al, “Engine technologies for achieving 45% thermal efficiency of S.I. engine”, JSAE20150918 / SAE2015-01-1896

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In 2013 General Motors launched the first of a new generation of diesel engines: the efficient and powerful 1.6 liter four-cylinder Euro 6 Midsize Diesel Engine. This was the initial step of the strongest powertrain offensive of the Opel/Vauxhall brand in Europe: from 2013 to 2018, seventeen new engines have been and will be launched to the market, focusing on high performance and refinement, in combination with low fuel consumption and reduced CO_2 emissions. In 2016, an additional variant of the Midsize Diesel Engine family will be introduced in the Opel Astra as “Top of the Line”: a high power unit with two-stage turbocharging. This engine develops 118 kW of power output and a maximum torque of 350 Nm. The core of the engine is the extremely compact two-stage turbocharger, which allows the integration of a fully close-coupled aftertreatment system in a C-segment vehicle. The key technical features of the base engine and turbocharging technology are described in this paper.

Kurzfassung

2013 brachte General Motors den ersten Motor einer neuen Motoren-Generation auf den Markt – den effizienten und leistungsstarken 1.6 Liter 4-Zylinder Euro 6 Mid-Size-Dieselmotor. Dieser Motor war der Beginn der bisher stärksten Powertrain-Offensive für Opel/Vauxhall in Europa. Bis 2018 werden insgesamt 17 neue Motoren auf den Markt kommen, die alle auf hohe Leistung, geringen Kraftstoffverbrauch und niedrige CO_2-Emissionen ausgelegt sind. 2016 wird nun eine weitere Variante des Mid-Size-Dieselmotors als „Top of the Line“ mit zweistufiger Aufladung im neuen Opel Astra an den Start gehen. Dieser 1.6 L Motor leistet 118 kW und verfügt über ein maximales Drehmoment von 350 Nm. Das Highlight dieses Motors ist der extrem kompakte zweistufige Abgasturbolader. Durch dieses innovative Design ist es möglich, den Motor im kompakten C-Fahrzeug-segment mit einem motornahen Abgasnachbehandlungs-System zu integrieren. Die Veröffentlichung beschreibt die technischen Details des Basismotors und des Abgasturboladers.

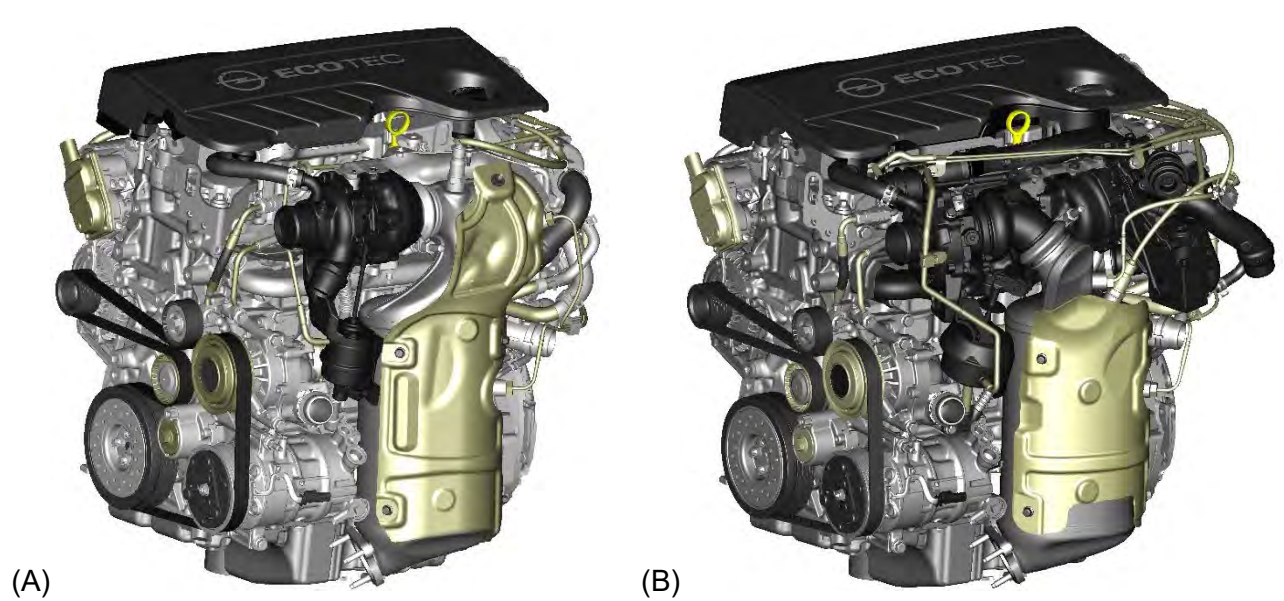
1. Introduction

Thanks to their higher thermodynamic efficiency, the diesel engines will continue to play a fundamental role in the European vehicle market. Since they are capable of emitting up to 20% less CO_2 than comparable gasoline engines, their contribution will be essential to meet the 2021 fleet-average CO_2 emission target. In fact, customers have continued to demonstrate their appreciation for the low fuel consumption and excellent performance that

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

was to seamlessly replace – in terms of driving experience – the 2.0 liter unit in the C-segment vehicles. In order to reduce as much as possible the vehicle weight and the engine compartment size, the maximum displacement of the diesel engines in the new Opel Astra was purposely limited to 1.6 liter. The downsizing from a 2.0 cast iron to 1.6 liter all aluminum engine was a key enabler for thoroughly slimming down the vehicle architecture. In fact, the latest generation of the Opel compact class vehicle (known as Astra “K”) is up to 200 kg (but in any case at least 120 kg) lighter than its predecessor (Astra “J”), depending on the model and trim level. The lower mass means – from the customer’s perspective – significant improvements in fuel consumption and overall vehicle dynamics. The power and torque targets of the highest performance unit in the 1.6 MDE family were defined accordingly. With these demanding goals, the selection of a two-stage turbocharging system was mandatory, since very high boost levels (>300 kPa abs. pressure) were required in the complete engine speed range.

An innovative compact layout of charging system was developed, so that a fully close-coupled aftertreatment system could be integrated in the engine compartment of C-segment vehicles, in the available space between the base engine and the vehicle cooling module. As shown in the Figure 1, the position of the turbocharger and aftertreatment system was kept common for all the engine variants in the MDE family, with significant advantages in the vehicle integration and assembly processes.



(A) (B)

Figure 1 – Comparison between the 100 kW, single VGT turbocharger (A) and the 118 kW, two-stage turbo (B) engine variants of the 1.6 liter Mid-size Diesel Engines (MDE) family

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Cylinder block / Bedplate	semi-closed deck aluminum block (precision sand casting) and aluminum bedplate (die cast)	
Peak firing pressure	180 bar	
Fuel injection system	Common rail with solenoid injectors (2000 bar max injection pressure)	
Max Power	100 kW (3500-4000 rpm)	118 kW (4000 rpm)
Max Torque	320 Nm (2000-2250 rpm)	350 Nm (1500-2250 rpm)
Turbocharger	Single Turbo (VGT)	Two-Stage Turbo (VGT+FGT)
Emission	Euro 6	

Table 1 – Main technical data of the 100 kW VGT and 118 kW TST engine variants

3. Turbocharging Systems

The challenging target for the 118 kW TST engine was to produce a significantly higher low-end torque and peak power than the 100 kW VGT unit, as well as faster transient response. To offset the usual trade-off among these technical goals, a serial sequential two-stage charging system was chosen.

Even though a two-stage charging system with two fixed geometry turbines shows a substantial improvement in flow capacity and charging system efficiency over the single turbocharger with variable geometry turbine, the system is limited mainly in the turbine range [3]. To extend further the flow capacity and efficiency of the charging system, a variable geometry turbocharger was selected for the High-Pressure (HP) stage. This choice not only ensures higher low-end torque, excellent dynamic response and acceleration at low engine speeds, but also supports optimal combustion thermodynamics as it enables to achieve the desired high EGR-rates with the highest boost pressure levels.

The HP stage is characterized by an extremely low turbine inertia and small flow capacity. It is equipped with an electric VGT actuator, for a much faster reaction compared to a vacuum actuated system.

The Low-Pressure (LP) stage has been sized and designed to provide adequate air flow rate and pressure (up to 320 kPa abs.) – with high efficiency – to achieve the peak power output of 118kW. It is equipped with a pneumatically actuated waste-gate valve.

The two-stage turbocharging system has been jointly developed with Honeywell Turbo Technologies.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

overview of the complete two-stage turbocharger assembly is reported in Figure 4, with the description of the main sub-components.

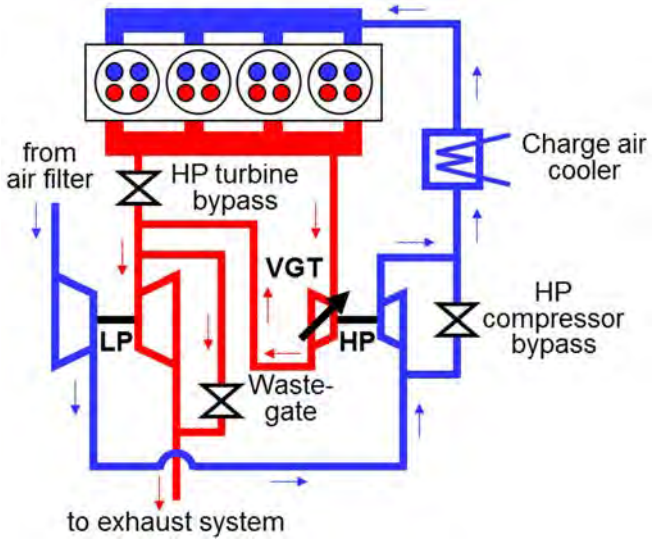


Figure 3 – Schematic layout of the new compact design of the MDE two-stage charging system

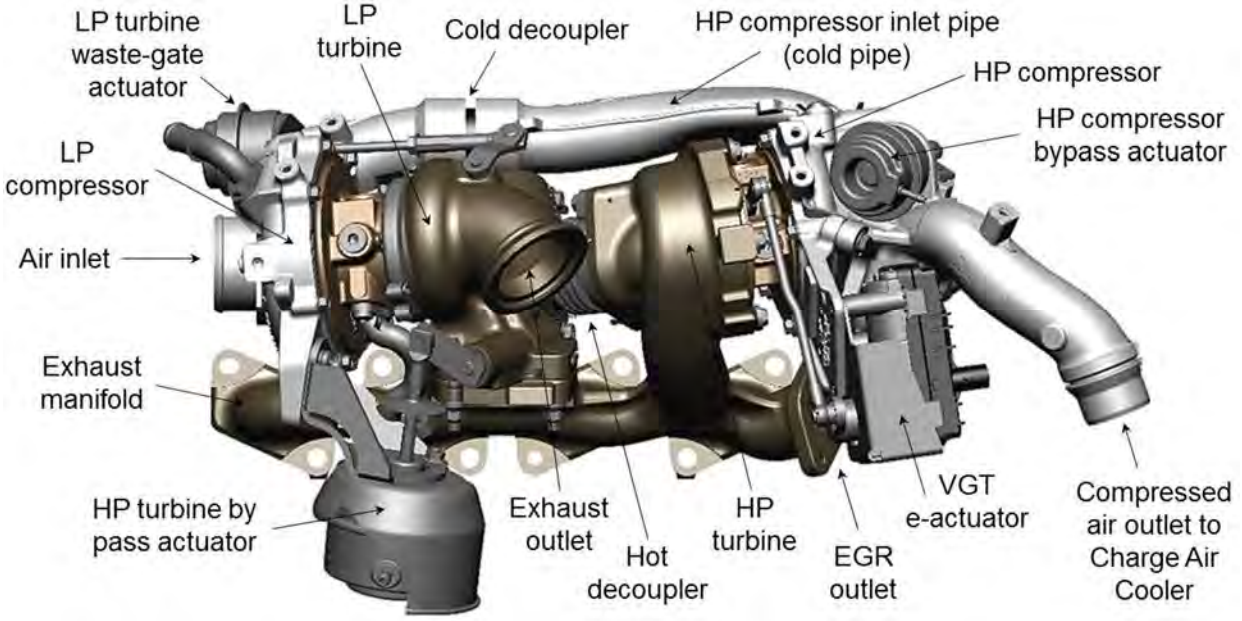


Figure 4 – Overview of the Two-stage turbocharger assembly

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

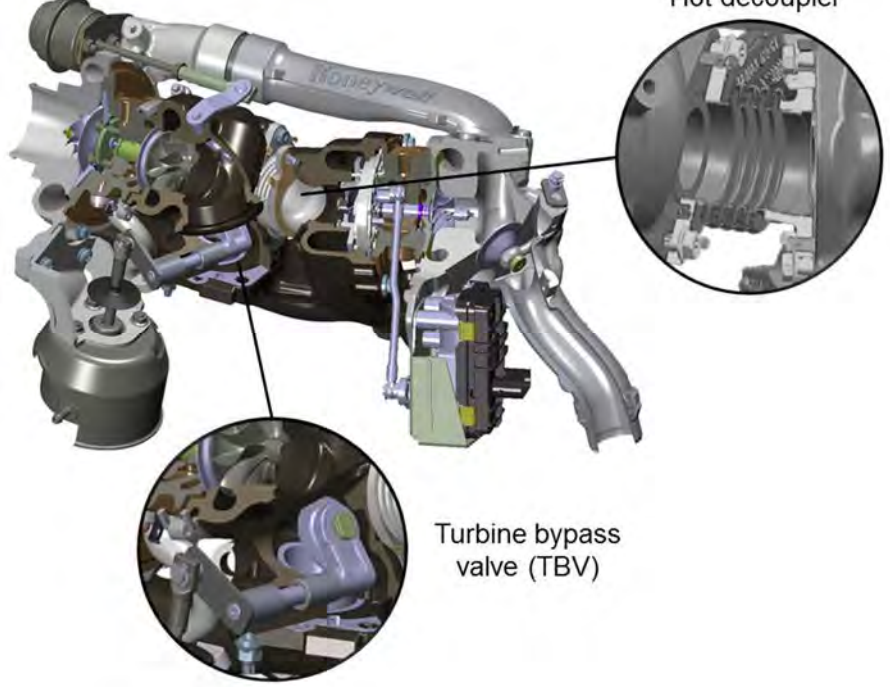


Figure 5 – Details of the Hot decoupler and High Pressure Turbine Bypass Valve (TBV)

The proximity of the two turbines and so the shorter routing of the exhaust gases to and between the turbines is crucial not only to limit the mass of the overall assembly, but also to minimize the system pressure drop and the heat loss, with a clear benefit for the light-off of the aftertreatment system. The thermal management is especially important for a two-stage charging system, as the exhaust flows through both turbines during a large portion of the drive cycle.

The material selected for the exhaust manifolds and turbine housings is the Ni-Resist D-5S austenitic cast iron alloy (with spheroidal graphite), which provides high thermal and mechanical properties, to withstand very high exhaust temperatures.

The outlet of the LP compressor is connected to a bypass duct (cold pipe) which allows the air flow to the inlet of the HP compressor. The connection is realized with a “Cold decoupler” that, as for the one on the hot side, compensates the relative movements of the two turbochargers and their position mounting tolerances.

The HP compressor housing is flanged on its inlet to the cold pipe and on its outlet to the compressor outlet duct, whereas the HP compressor bypass valve (CBV) and its vacuum actuated mechanism are accommodated, as shown in Figure 6.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 6 – Detail of the HP Compressor By-pass Valve (CBV) and HP VGT mechanism.

Both turbochargers have a water-cooling center housing to avoid oil coking and withstand the most severe driving conditions. An oil filter has been installed at the turbochargers oil inlet, for high reliability and durability of the two bearing systems.
The MDE two-stage turbocharger was designed and developed through several analysis loops, and then tested and validated on dyno-engines and vehicles. The compact turbine housing design required a thorough flow optimization by the aid of computational fluid dynamics, to minimize the pressure losses. The calculated flow fields were also used as a basis to determine the exhaust manifold and turbine gas-side heat transfer. These analyses, together with the simulation of a thermal transient test cycle, enabled the assessment and optimization of the thermo-structural and fatigue behavior of the whole exhaust system.

3.2 Two-stage Turbocharger operating principle

The principle of the regulation concept of the two-stage charging is based on controlling the boost pressure by operating four actuators (VGT, TBV, WGV and CBV, as previously defined) in accordance with the engine operating range. The different operating modes of the MDE two-stage turbocharger system are shown in Figure 7. The selection of the operating modes and the actuation of the valves is realized by the Engine Control Unit (ECU) through dedicated algorithms, depending on engine speed, load and boost pressure.
In the two-stage field (i.e. from engine idle up to a range of speed between around 2000 rpm and 3250 rpm, depending on engine load and boost pressure target), the two turbines and compressors operate in full serial mode (Figure 8). The HP Turbine By-pass Valve (TBV) is completely closed and the overall exhaust mass flow is routed through the high-pressure turbine. The expanded flow out of the HP turbine is thereafter directed to the inlet of LP turbine, through the hot decoupler, for a further expansion. On the compressor side, the fresh air flow coming from the air induction system, passes through the LP compressor,

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

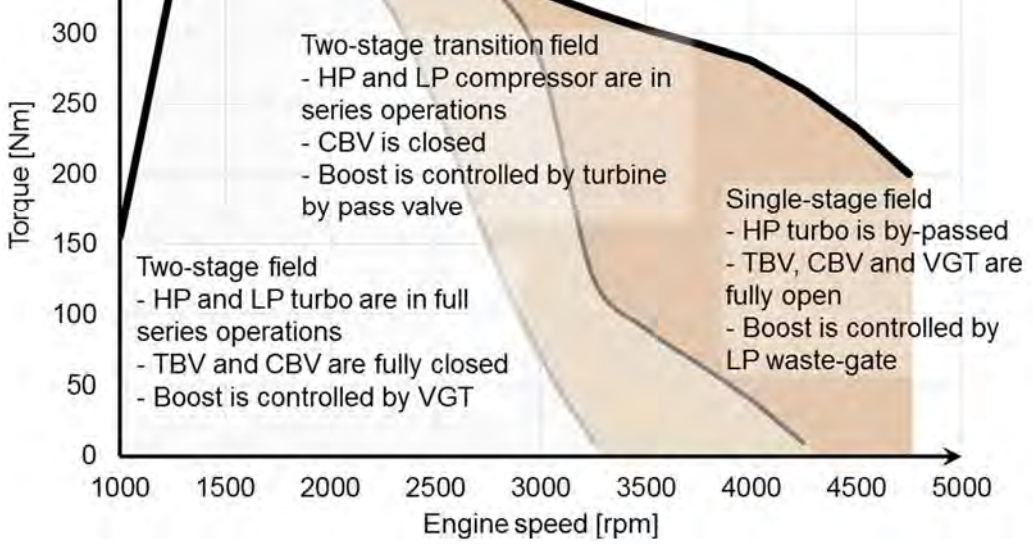


Figure 7 – MDE Two-Stage Turbocharger operating modes in engine map

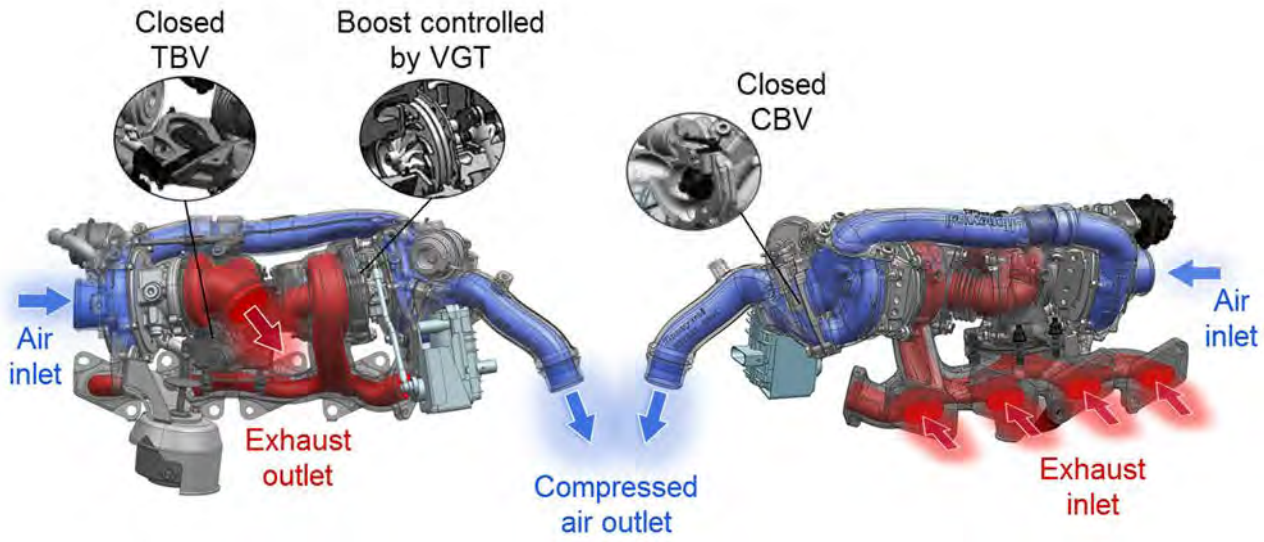


Figure 8 – Actuators position, air and exhaust flow in the Two-stage field (low engine speed)

Raising the engine speed and/or load, the exhaust-gas flow rate increases as well. Due to the small size and capacity, the HP turbine cannot manage the overall exhaust flow as

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

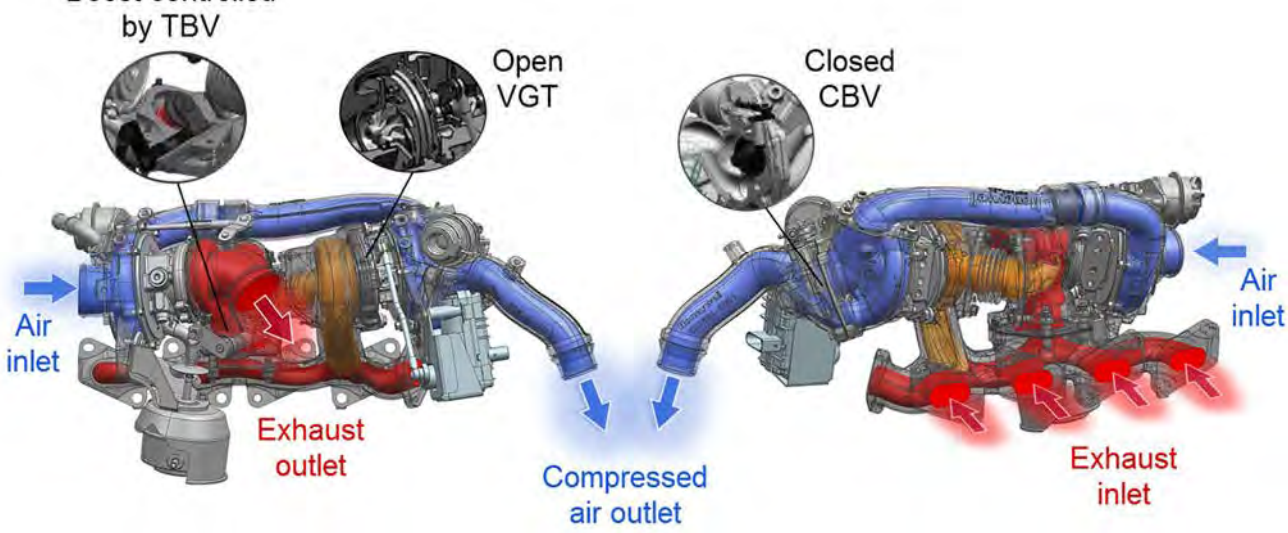


Figure 9 – Actuators position, air and exhaust flow in the Two-stage transition field (mid engine speed)

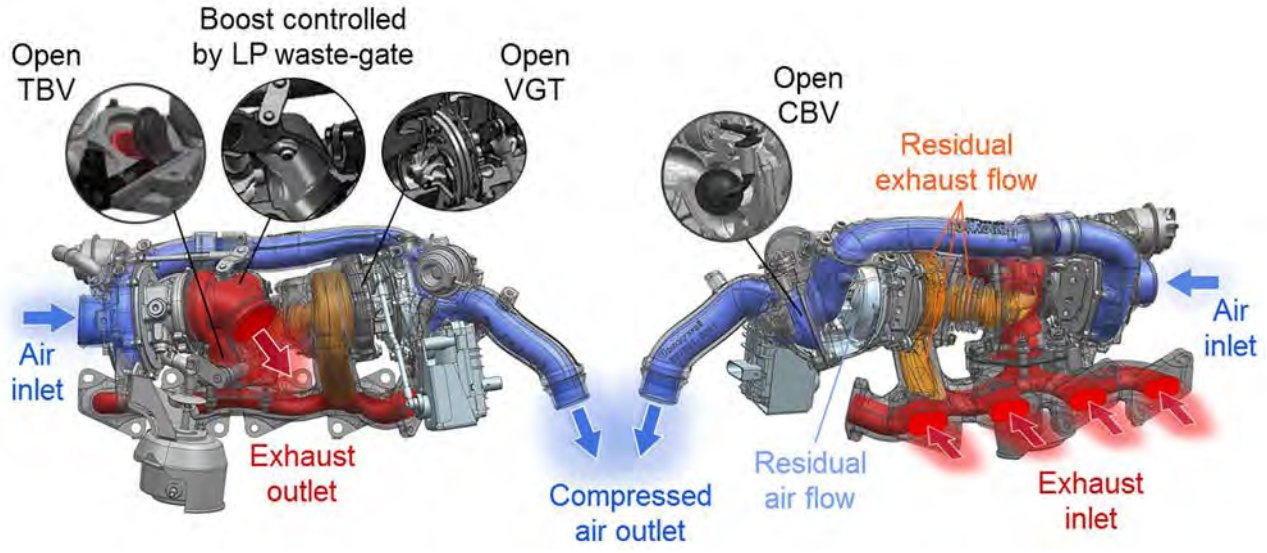


Figure 10 – Actuators position, air and exhaust flow in Single-stage field (high engine speed)

At higher speeds and load in the engine map, the HP Turbine By-pass Valve (TBV) opens continuously reducing the flow of the exhaust gas to the high pressure turbine, up to by-

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Combustion System

A relevant parameter to assess the combustion system performance is the Air Utilization Efficiency, defined as the ratio between the boost pressure (. $_{boost}$) and the engine Break Mean Effective Pressure ($BMEP$) [3]. This parameter is useful in understanding the combustion system performance in utilizing the airflow to produce the torque output. In fact, the ratio itself provides a lumped assessment of how much $BMEP$ is delivered for a certain boost level in the intake manifold, being an evaluation of the combined effect of (a) the fuel conversion efficiency (which can be cascaded in the complete string-efficiency pattern), (b) the volumetric efficiency and (c) the air-to-fuel ratio, according to the equation reported below [3]:

$$\frac{P_{boost}}{BMEP} = \frac{1}{\eta_{id} \cdot \bar{\eta}_{th} \cdot \bar{\eta}_{m}} \cdot \frac{1}{\lambda_v} \cdot \bar{\lambda} \cdot \bar{\lambda}_{boost} \cdot AF\bar{R} \cdot \frac{1}{LHV}$$

being: P_{boost} the intake manifold absolute pressure; $BMEP$ the break mean effective pressure; LHV the fuel lower heating value; $\eta_{id} \cdot \bar{\eta}_{th} \cdot \bar{\eta}_{m}$ the ideal, thermodynamic and mechanical efficiencies, λ_v the volumetric efficiency, respectively; T_{boost} the intake manifold absolute temperature; R the universal gas constant; AFR the stoichiometric air-to-fuel ratio.

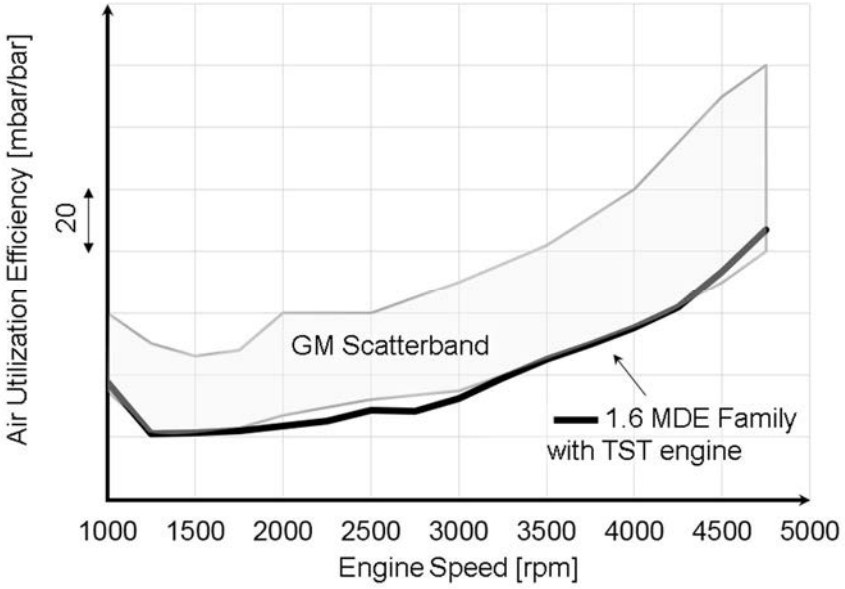


Figure 11 – MDE Air utilization compared to GM scatterband

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

whole MDE family, but specific turbocharger oil feed and return lines have been introduced. A compact charging system layout and the turbochargers target flow rate were the challenging constraints. The solution has been developed by taking the oil from the existing high-pressure port on the cylinder block and creating a split into two lines, geometrically calibrated and tailored to ensure the proper lubrication to the high speed rotating parts, as shown in Figure 12.

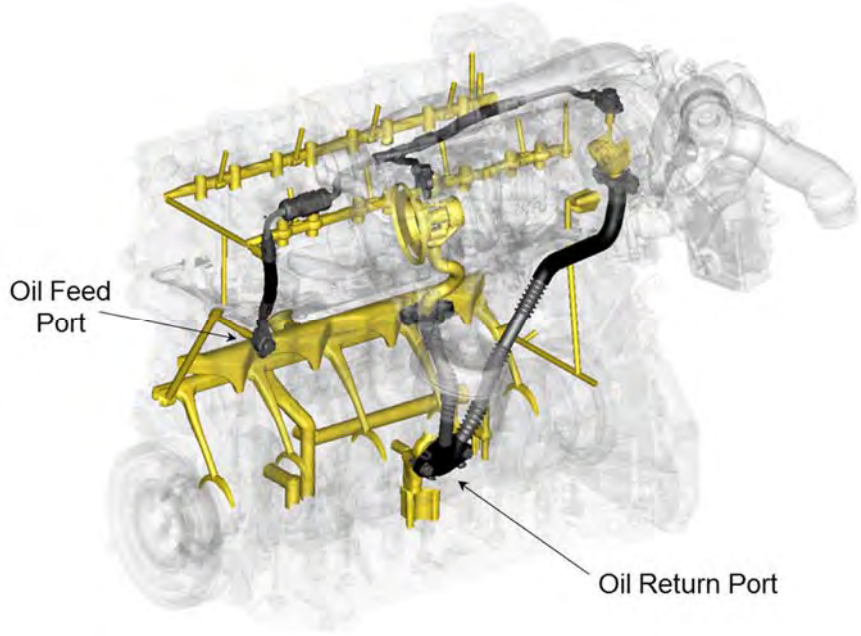


Figure 12 – MDE 118 kW TST lubrication system

At the same time, an additional micro-mesh filter cartridge guarantees the cleanliness of this oil branch, protecting the turbocharger bearing system. Discharging the oil has been challenging as well, but a common return point has been found, achieving the goal of maintaining the cylinder block common to the whole MDE family. In addition, extensive simulation and stack-up analyses provided the inputs to define a solution capable to recover thermal expansion and geometrical tolerances.
The ventilation and oil separation system is integrated in the glass-fiber reinforced plastic cam cover on the top of engine. As the blow-by flow rate increases with the number of turbocharges, in the 118 kW TST engine the amount of oil to be separated in the unit time was significantly higher than the single turbo variant (up to 25% more). A dedicated system optimization was carried out, with computational analysis and experimental tests, achieving the required safety margin against oil carry over.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

variant and to the 2.0 liter Euro 5 engine (VGT), installed in the previous generation of the Opel Astra.
The most impressive feature to highlight is the excellent low-end torque: 320 Nm are already available at 1250 rpm, defining a new benchmark level for the 1.6 liter diesel engines currently in production.

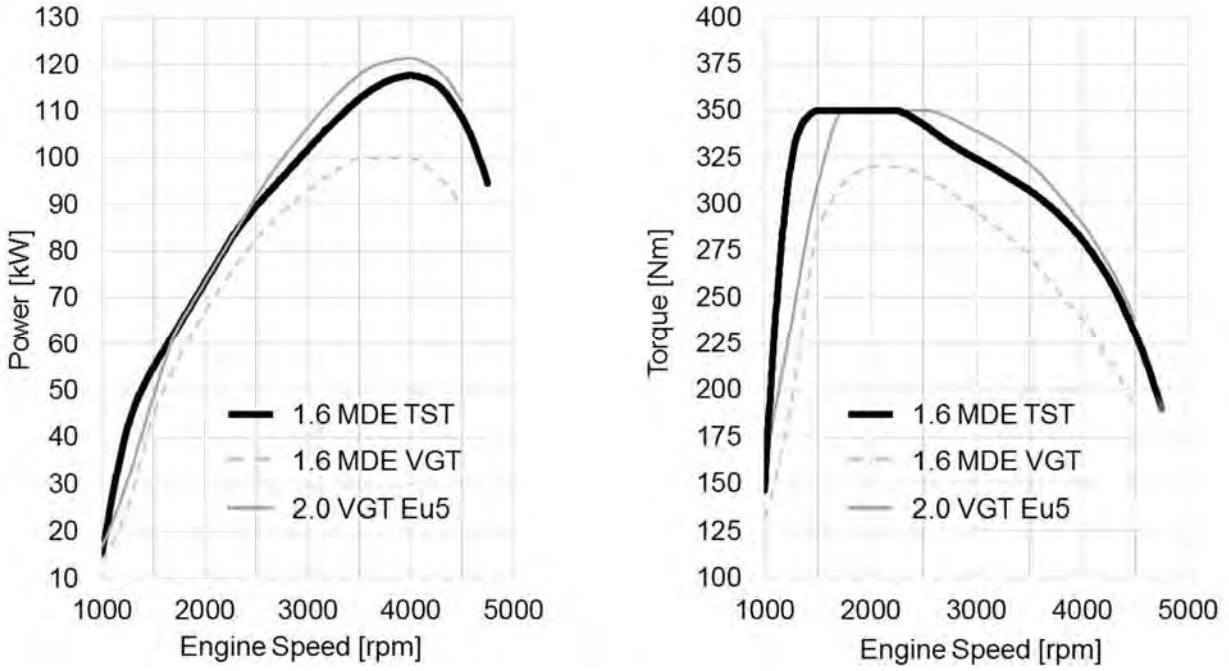


Figure 13 – MDE 118 kW TST Power and Torque curves

The main performance and fuel consumption figures of the 1.6 MDE TST engine, measured in the MY16 Opel Astra 5 doors (Astra “K”) are reported in the Table 2.

Vehicle Weight (acc. 70/156/EWG)	1435 kg
Top Speed	220 km/h
Acceleration 0-100 km/h	8.6 s
Elasticity 80-120kph (5^{th} gear)	7.5 s
CO_2 combined (NEDC)	111 – 108* g/km * with low rolling resistance tires

Table 2 – Performance and CO_2: 1.6 MDE TST engine in the MY16 Opel Astra 5 doors

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

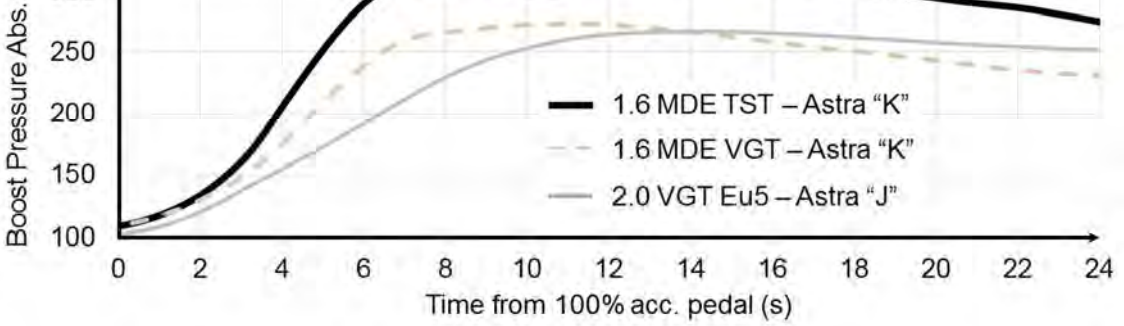


Figure 14 – 1.6 MDE TST Boost pressure build-up from 1000 rpm, 4th gear

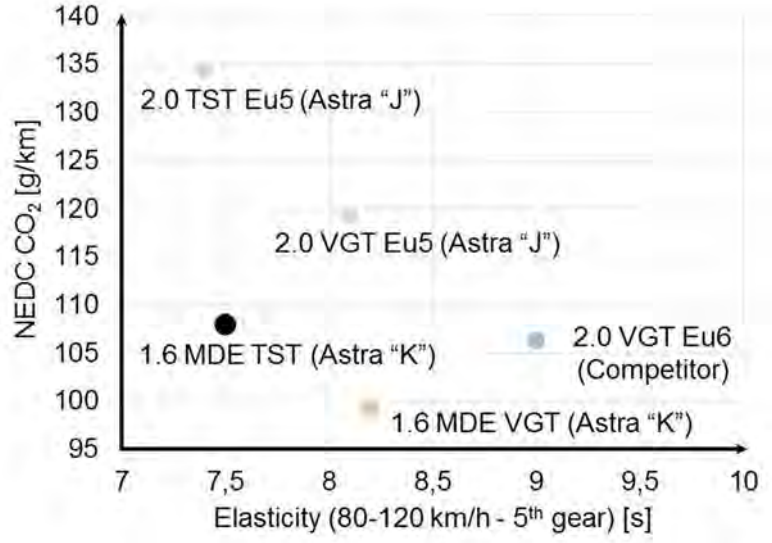


Figure 15 – Elasticity and CO_2: 1.6 MDE TST compared with other similar engines in the C-segment vehicles

7. Conclusions

The MDE Engine family was the first representative of a new generation of efficient and powerful GM diesel engines. After the initial launch in 2013, a new "Top of the Line" unit – characterized by an extremely compact and efficient two-stage turbocharging system – will be introduced on the new MY16 Opel Astra. The optimal balance between fuel consumption and in-vehicle driving dynamic demonstrates the effectiveness of the downsizing approach

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[1] “2015-2016 - Automobile Industry Pocket Guide”, European Automobile Manufacturers Association (ACEA), June 2015

[2] G. Boretto, R. Golisano, M. Scotti, P. Antonioli, R. M. Frank, G. Rovatti, M. Weßlau, “The first of a new generation of diesel engines from General Motors – the efficient and powerful 1.6 liter Euro 6 Midsize Diesel Engine”; 34th Vienna Motor Symposium, 2013

[3] H. Drangel, M. Potter, A. Vassallo, P. Larsson and G. Boretto, “Evolution of Two Stage Charging Systems for Passenger Car Diesel Engines”, 18th Aachener International Motoren Symposium, 2009

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

When the Alfa Romeo engineers evaluated the existing Diesel engine characteristics, they discovered they were not suitable for the application: the cast iron block makes the powertrain too heavy to ensure a good balance between front and rear axle and it was necessary to start designing a completely new engine. The existing 2.2L 200 HP unit was the starting point for this project: its fluid- and thermo-dynamic behavior gives an extremely good efficiency and a very high power output, still open to further developments. Around this cylinder unit, a completely new all-aluminum structure was designed, characterized by a cylinder block and bedplate architecture. The application of aluminum to a high specific power diesel engine was surely challenging. Because of the very high combustion peak pressure (around 200 bar), it requested significant development work for both foundry and machining processes, being supported by the most sophisticated CAE analysis tools and simulation. Targeting to meet the best NVH behavior, balancer shaft system was completely redesigned adopting two balancer shafts driven by a gear train on flywheel side to reduce shaft-rolling vibrations and integrating shaft seats into cylinder block to give a very high stiffness to the structure.
The result is a maximum power of 210 hp and a weight of 149 kg, with a reduction of about 30 kg in comparison to the cast iron engine. Those outcomes meet the challenging requirements for the new Alfa Romeo Giulia.

Kurzfassung

Die Alfa Romeo Giulia zeigte während der 60er und 70er Jahre ihren schnellen und sportlichen Charakter mit sehr starken Motoren und Hinterradantrieb für bestes Fahrverhalten unter allen Bedingungen. Die neue Giulia ist, wie ihr Vorfahre, mit Hinterradantrieb und demselben Layout ausgestattet.
Nach der Evaluierung der bestehenden Dieselmotoren, befanden die Alfa Romeo Ingenieure die Charakteristika als unpassend für diesen Einsatz: durch den Zylinderblock aus Gusseisen wäre der Antriebsstrang zu schwer um eine gute Balance zwischen Vorder- und Hinterachse zu gewährleisten. Daher war es notwendig einen komplett neuen Motor zu entwickeln. Der vorhandene 2.2L 200 PS Motor war der Startpunkt dieses Projektes: das fluid- und thermodynamische Verhalten bewirkt eine hohe Effizienz und eine hohe Leistung, immer noch mit Raum für Optimierungen. Um den Zylinder wurde eine vollständig neue Voll-Aluminium Struktur aus Zylinderblock mit Bedplate Architektur designt. Der Einsatz von Aluminium in einem Dieselmotor mit solch hoher spezifischer Leistung war wegen der hohen Spitzendrücke (ca. 200 bar) sehr herausfordernd. Er verlangte enorme Entwicklungsarbeit für die Guss- und Zerspanungsprozesse, unterstützt durch höchstentwickelte CAE Analysetools und Simulation. Um das beste NVH Verhalten zu erzielen, wurde der Massenausgleich komplett überarbeitet und beinhaltet nun zwei Ausgleichswellen, die durch einen Rädersatz auf der Schwungradseite angetrieben werden. Dadurch konnten Vibrationen verringert werden und durch die Integration der Wellenlagersitze in den Zylinderblock wurde der Struktur eine sehr hohe Steifigkeit verliehen.
Das Ergebnis ist eine Maximalleistung von 210 ps bei einem Gewicht von 149 kg, was einer Reduktion von etwa 30 kg zum vorherigen Gusseisenblock entspricht. Diese Werte erfüllen die Anforderungen für die neue Alfa Romeo Giulia.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Engine characteristics

1.1 Main Engine Data

		M767.22 (cast iron block)	M7xx.22 (aluminum block)
Total displacement	cc	2184,0	2142,5
bore x stroke	mm	83,8 x 99	83 x 99
Stroke-to-bore ratio	-	1,181	1,193
Bore distance	mm	90	
Cylinder block		Cast iron, long skirt, bearing caps	LPDC aluminum, slip-fit liners, bedplate
Cylinder head		DOHC, 4 valve	
Valvetrain		Roller finger follower and hydraulic lash adjuster	
Fuel Injection System		Common rail, CRI 2.0 solenoid injector	
Air management		VGT turbocharger, electric actuator	VGT turbocharger, electric actuator, rotor speed control
Compression ratio		15.5:1	
Balancing system		Balancer Shaft Unit	Gear driven balancer shafts, in-block integrated seats
Power	kW @ rpm	147 @ 3750	132 / 155 @ 3750
Torque	Nm @ rpm	440 @ 1750	450 / 470 @ 1750

1.2 Engine Fuel Consumption and Cylinder Head Fluid Dynamics

The 2.2L cast iron engine was a good starting point for the new engine: the very high thermal efficiency of the long-stroke cylinder unit puts the BFSC values at the lowest limit or below of the benchmarking scatter-band in the whole engine map (Fig.1).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

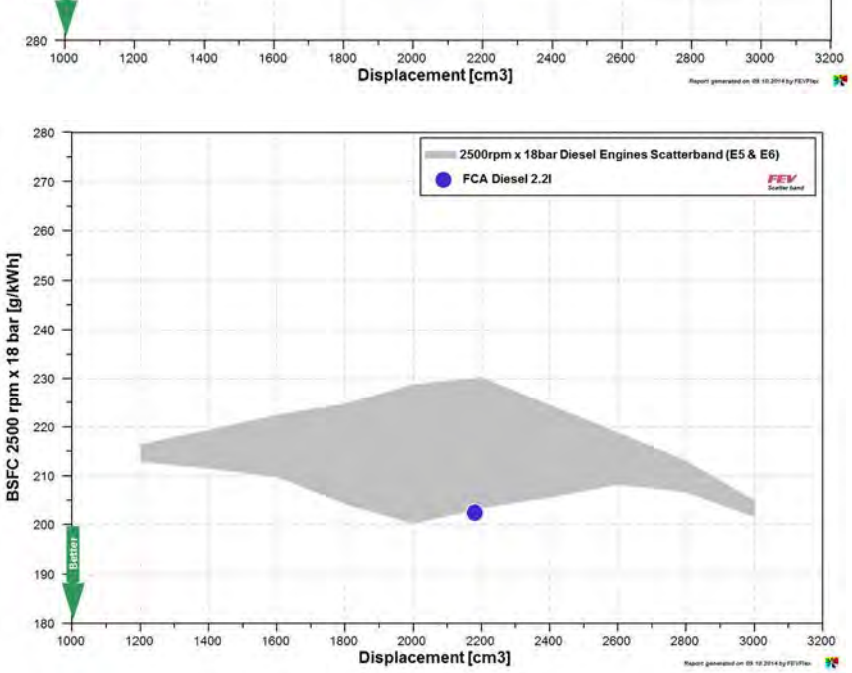


Fig.1: BSFC values VS benchmark scatter band at different engine operating conditions

The fluid-dynamic of the inlet ports was studied in order to guarantee the best combustion efficiency for every engine working conditions. The relatively low swirl ratio ensures a good fuel/air mixing at full load. At these engine operating conditions, the high flow air mass bring to a high swirl motion momentum. On the other hand, the very high swirl ratio difference between the swirling and the filling ports produces an almost linear behavior vs the swirl actuator position, with extremely high SR values at part loads (Fig.2 and Fig.3)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

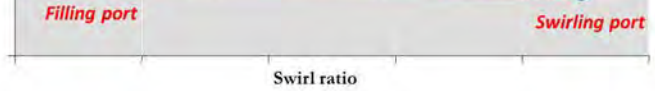


Fig.2: Specific Isentropic Area / Swirl ratio of intake ports

Fig.3: Intake ports layout

On the other hand, the cast iron block was making the engine too heavy for the Alfa Romeo application. When designing the new aluminum block, bore reduction from 83.8mm to 83mm was the only applied modification to the cylinder unit in order to allow an inter-bore bridge of 7mm. This was verified to be the minimum value in order to guarantee the structural reliability and the proper cooling of the area.

2 Crankcase Design

2.1 Aluminum Cylinder Block. Design and Simulation

A cast iron crankcase, as the whole production portfolio of Pratola Serra plant - where a unique manufacturing line is adopted - , characterizes the structure of former engine.

Hence, the engine weight resulted negatively affected: 176 kg for the lightest version with automatic transmission and 191 kg for the heaviest one with manual gear box (according to DIN GZ).

Therefore, the crankcase was fully redesigned with an aluminum structure.

Low-Pressure Die-Cast process was adopted, after deep evaluation of even less expensive casting processes. Drivers on the choice were the following:

- Obtain an alloy with high mechanical strength characteristics. High-Pressure Die-Cast (HPDC) process was discarded; it would have not allowed thermal hardening treatment. LPDC process made possible usage of high performance primary alloy (AS7GT) with T7 hardening & quenching treatment.
- Maintain the basic geometry of the engine, i.e. to keep unchanged the cylinder inter-axis distance and the position of the head bolts. This was clearly the basic requirement to

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

resulted into a too narrow clearance between liners, making the cross drilling operation – needed to cool down the inter-bore region - not possible. Then, slip-fit liners - dry liners inserted in the block through interference fit - were adopted. They have a reduced wall thickness of 1 mm only after finishing process.

Thanks to it, cross drills of 2 mm of diameter were included into cylinder block design and verified through fluid-dynamic simulation, being capable to keep temperatures at desired values (Fig.4a and Fig.4b).

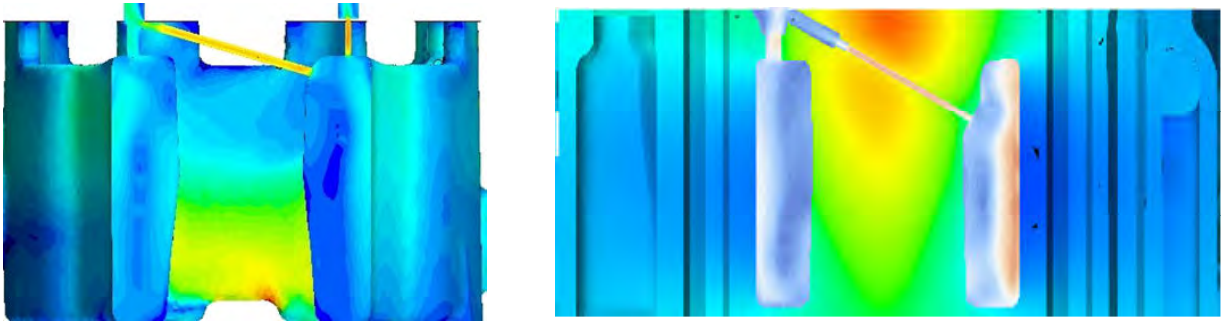


Fig.4: a) Inter-bore cross drill: local flow velocity; b) Thermal field

Liners assembly process requested particular attention. Cylinder block is heated over 200°C in a first furnace, then a robot inserts and places each liner separately, finally the block is heated again to 200°C. The process ends with a controlled cooling phase to ensure a correct settlement of liners.

From structural point of view, usage of slip-fit liners is very useful, because they realize a strong compression loading of the inter-bore region, resulting in a reliable structure, despite the significantly high thermo-mechanical stresses in the area.

Another important architectural choice was the change from a long skirt design with cast iron bearing caps of the former crankcase to a bedplate configuration.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

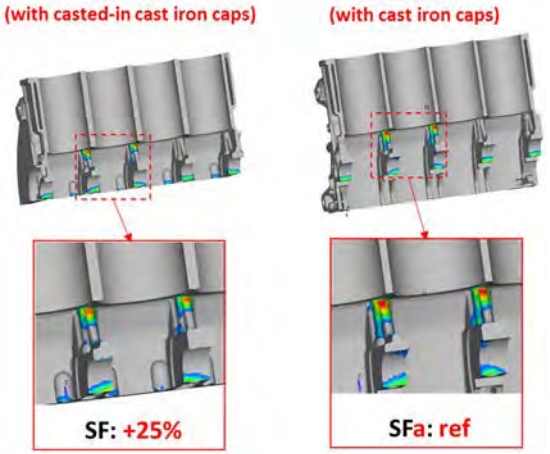


Fig.5: Fatigue safety factor of main bearing in aluminum short block / bedplate configuration Vs long skirt cast iron one

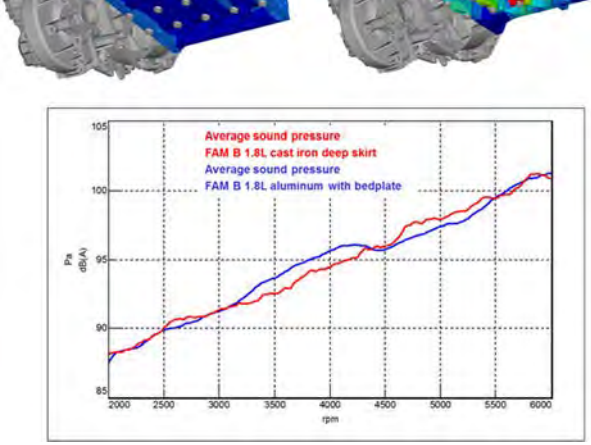


Fig.6: Sound Pressure Level of reference engines in aluminum short block / bedplate configuration Vs long skirt cast iron one

The bed plate is made out of High-Pressure Die-Cast process and presents co-casted spheroidal cast iron caps, in order to improve the resistance and the structural stiffness and to reduce the thermal expansion of the bearing seats.

The overall design of cylinder block and bedplate is well depicted in the following figures. In Fig.7, the structure of cylinder block is shown. Not so deep water jacket, long head bolts with thread engagement down to the basis of the cylinder liner, head and main bearing bolts almost aligned to counteract to combustion pressure loads make the design suitable to withstand to very high engine loads. The bed plate is doweled in correspondance of each main bearing support in order to sustain at best the lateral forces from cranktrain.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig.7: Cylinder block structure and main bearing bolt geometry, with doweling concept of bedplate

By integrating in the crankcase structure other components, like auxialiries and engine mount brackets, an overall weight reduction of about 30 kg has been obtained.

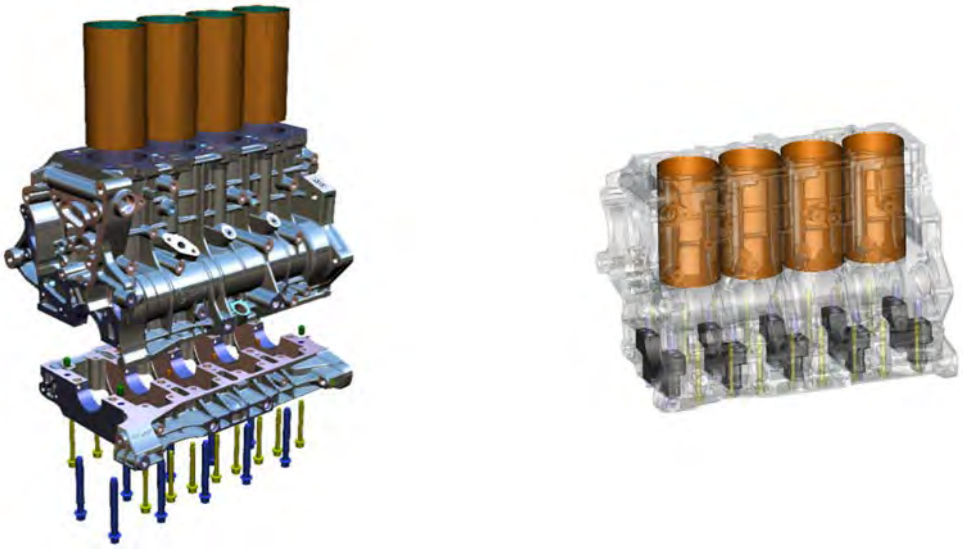


Fig.8: Exploded view and transparent view of engine block assembly

The design of the crankcase and the bed plate required a very accurate thermo-structural analysis in order to certify the durability and reliability of an engine capable to withstand 200 bar of maximum combustion pressure (Fig.9). A detailed investigation of the thermal field of the entire cylinder block assembly has been carried out through the usage of the *AVL Fire* software. This is clearly a topic of critical importance in the case of Diesel engine with high specific power.

At highest temperatures, the most stressed points operate out of linear deformation field: therefore, the stability of PεEQ parameter (Plastic Strain EQuivalent) was analyzed into such

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig.9: Thermo-structural analysis of cylinder block. Thermal field and Fatigue analysis

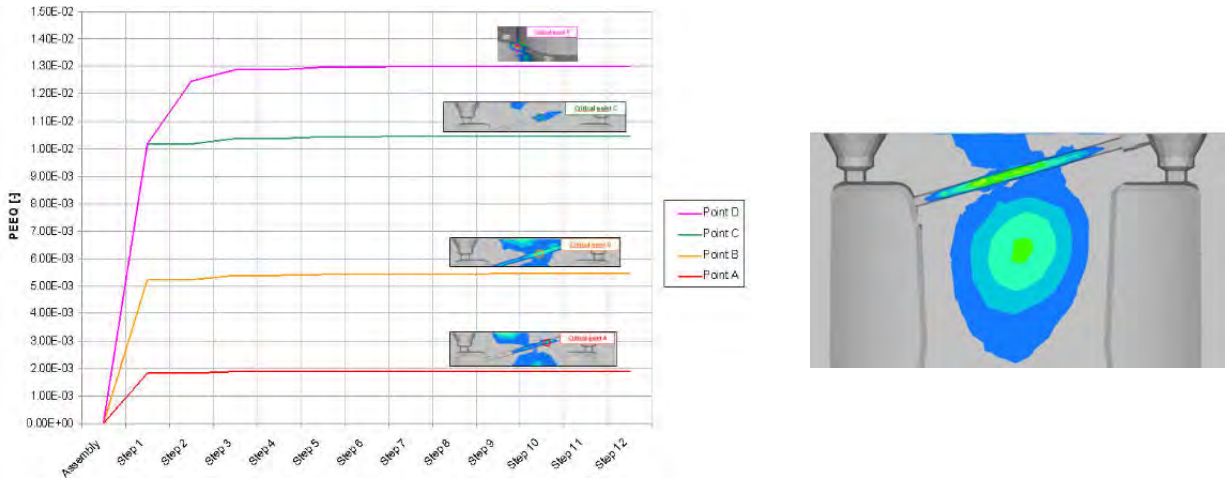


Fig.10: Non-linear analysis of most critical areas in cylinder block

Threaded cylinder head bolt seats and main bearing bolt seats requested a detailed investigation as well. These are obtained by rolled threading in order to increase the local resistance of the material. Diagram in Fig.11 clearly indicates that local stresses on threads would have exceeded the material resistance limit if not rolled.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig.11: Stress analysis of not-rolled threaded seat

Thread pitch and size selection requested plenty of attention. 1.5 mm standard pitch was selected in place of a larger 1.75 mm, because of the easier manufacturing by rolling process and of the higher production stability. Similarly, great attention was posed to the rolling process tuning from tools type for pre-hole machining to diameter and tolerances selection in order to accomplish a perfect material upsetting (Fig.12a, Fig.12b and Fig.12c).

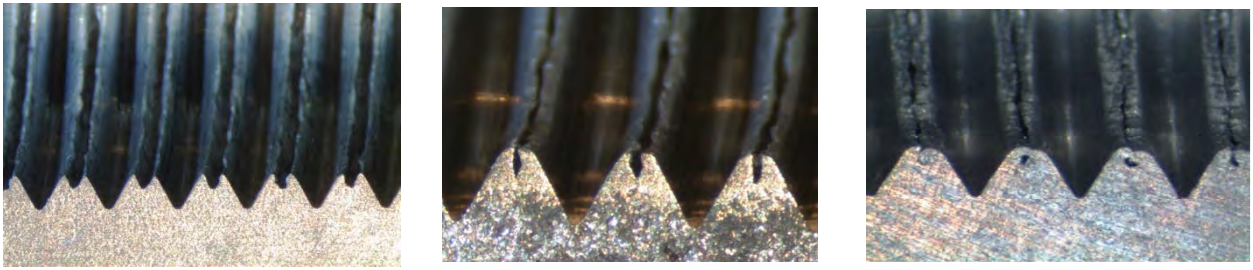


Fig.12: Effects of threading process parameters. From left to right:
a) Excessive pre-hole diam. with subsequent weakness of thread (reduced material upsetting)
b) Correct thread dimensioning with good strength values
c) Insufficient thread hole diameter with subsequent debris creation (excessive crests upsetting)

Then, analysis of cylinder liners deformation under the combined action of assembly loads and thermal stresses was conducted calculating the contribution of the different orders (Fourier transform of liner deformation) at different piston heights. Their amplitude was compared to the conformability limits of piston rings (Fig.13).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig.13: Analysis of cylinder liner deformation vs piston ring conformability

As a final simulation task of the aluminum crankcase of this new 2.2 liters Diesel engine, deformation of manufacturing fixtures due to clamping operation was calculated to optimize clamping loads and minimize cylindricity tolerances on balancer shaft seats (Fig.14).

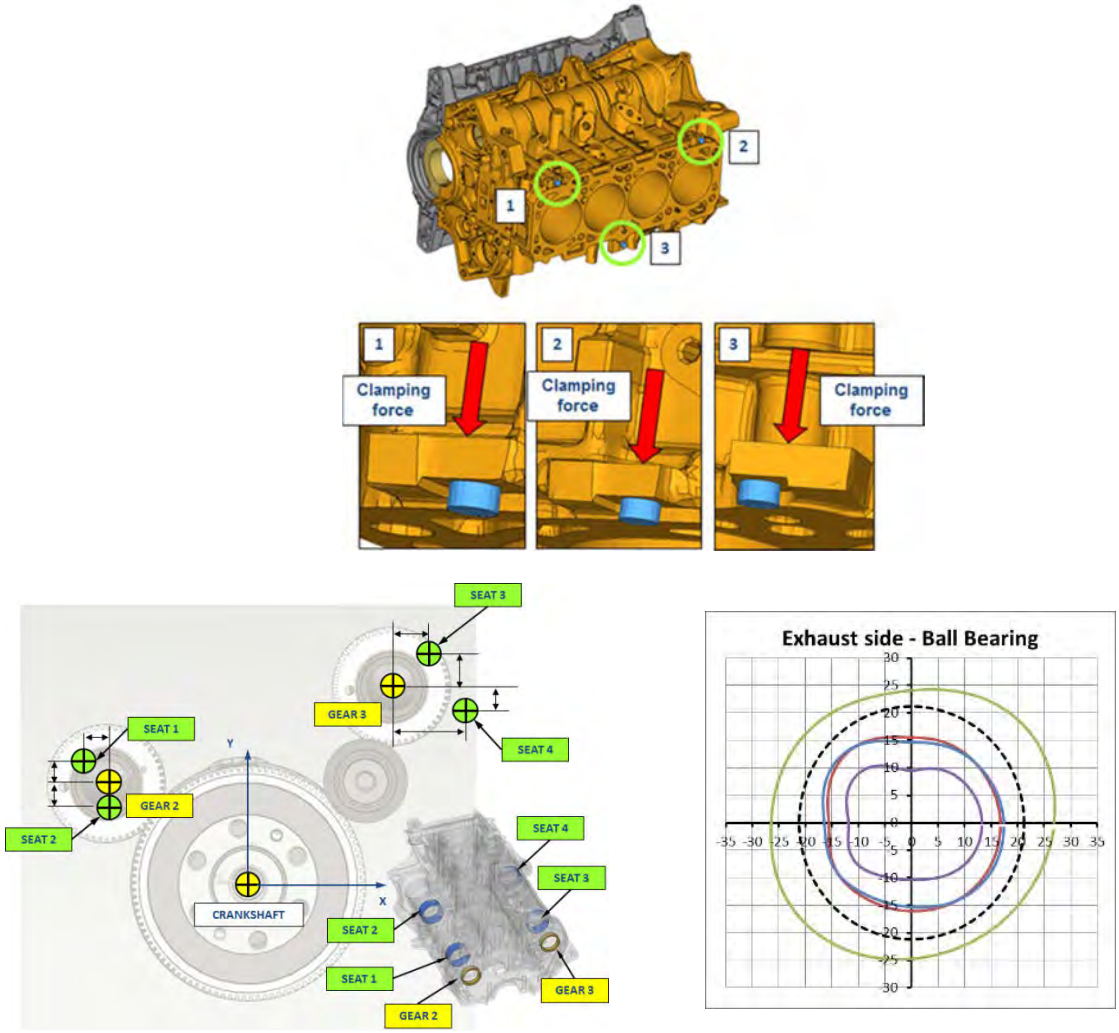


Fig.14: Clamping load values and position. Deformation of balancer shaft seats and gears centerline

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

machining process (boring), assembly process (cylinder head and main bearing cape tightening) and finally thermal loading (due to combustion process). This is the only reliable analysis procedure to predict correctly the effect of thermal expansion and deformation and the subsequent stress distribution in the main bearing area (Fig.15).

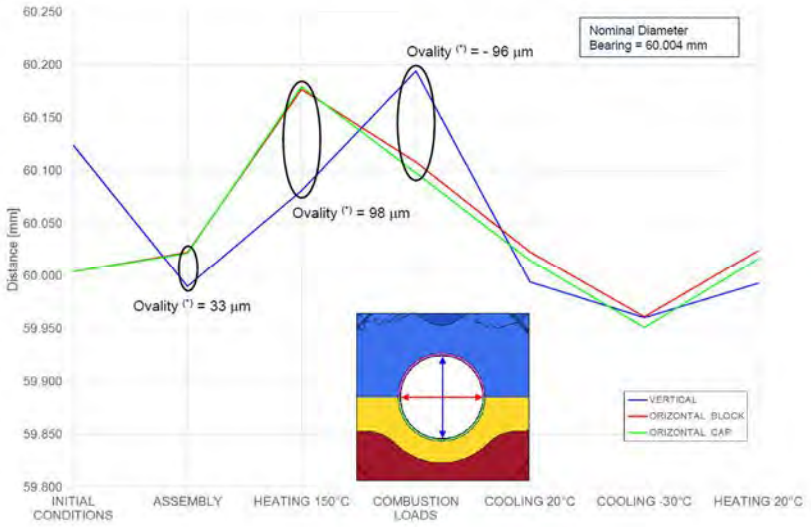


Fig.15: FEM simulation of bearing seats deformations

In order to verify the virtual simulation results, an experimental campaign was performed on the crankcase-bedplate assembly using bearings with maximum and minimum crush height. The measurement of main bearing diameters, before and after the assembly process and after performing many thermal cycles at different temperature conditions (either at -30°C and at standard operating temperatures), have confirmed again the correctness of calculated clearances variation.

Once the variation of journals diameter was clarified in the whole engine operating range, final clearance values are defined. Of course, the following boundaries were imposed: to ensure a not too narrow clearance in cold conditions - in order to safely start the engine in all possible situations - and to keep the clearance increase in hot conditions under control - in order to guarantee the oil film presence and reduce the bearing oil flow (and consequently the oil pump load). Then, bearings performances were verified by means of elastic-hydrodynamic simulation to determine oil film behavior and then functional testing on the real engine.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

(Fig.16 and Fig.17).

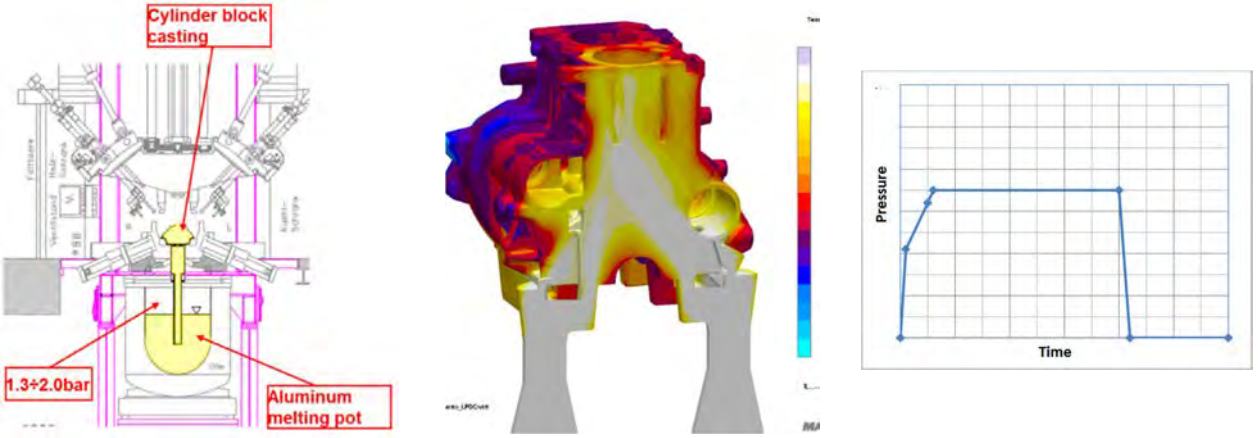


Fig.16: Schematic representation of LPDC process(casting scheme, molding simulation, pressure vs time)

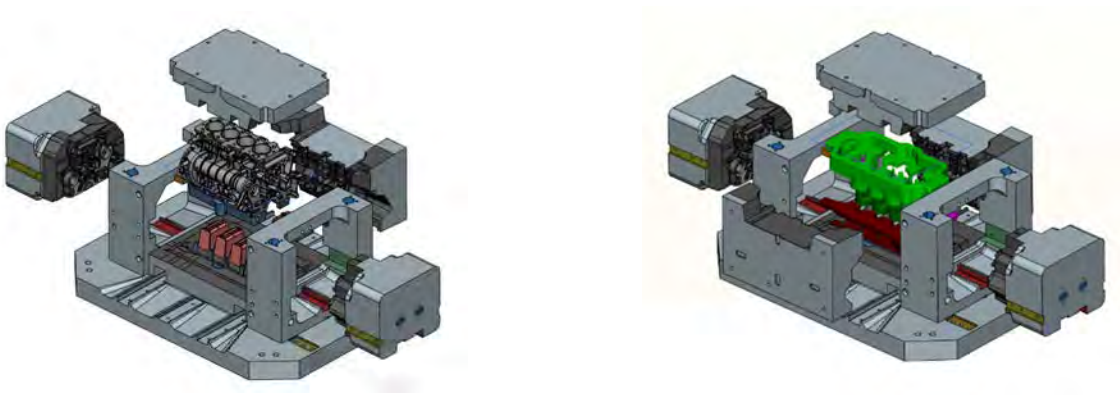


Fig.17: Cylinder block core setting and die preparation

Specific configuration of cores was designed and combined with usage of several cooling circuits in the mold to ensure proper die filling and the right direction and speed of solidification. Target was to obtain the adequate alloy microstructure and the right mechanical properties in the areas of the block subject to the highest fatigue loads during engine operation: main bearings, inter-bores region and cylinder head bolt seats.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

transfer to the shafts and to the gears.

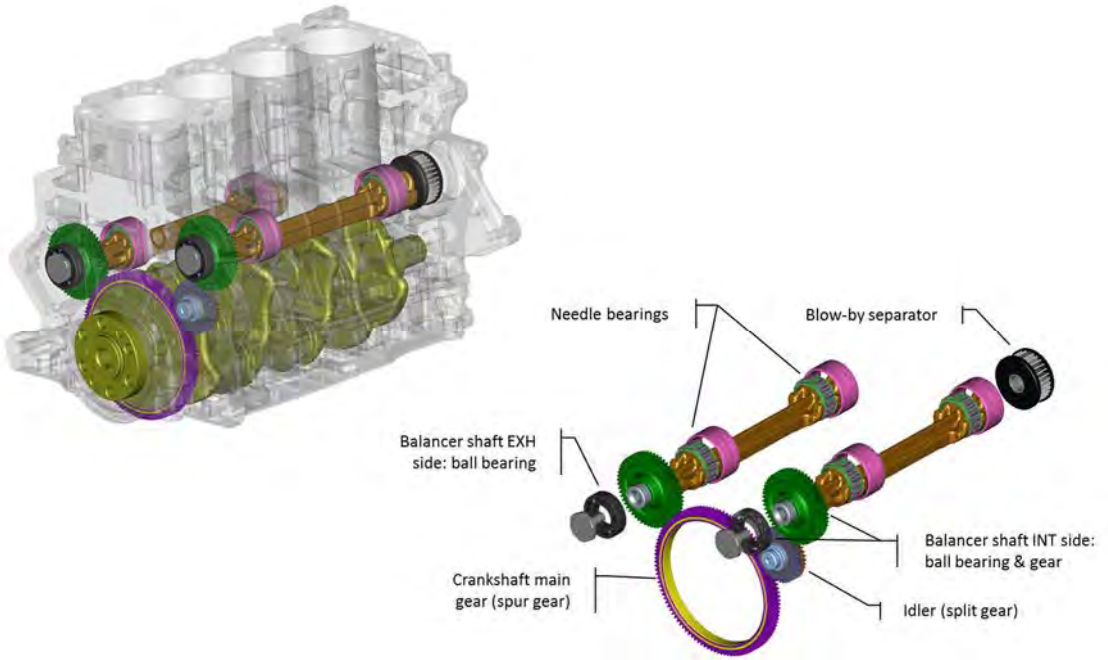


Fig.18: Balancer shafts configuration with integrated blow-by separator

The analysis put in evidence that the second solution offers lower vibrations at the engine mounts, especially when at high speed (Fig.19), then reducing structural noise propagation and offering a higher pleasure in sport-driving modes, e.g. during WOT operations. This architecture demonstrated as well to reduce the air borne noise, thanks to the shielding effect generated by the cylinder block walls, acting as a very rigid supporting box and achieving similar NVH performance than a cast iron crankcase.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig.19: Vibration levels (displacement) at engine mounts: in red, BSS configuration; in green integrated (tunnel) configuration

NVH simulation by means of a multi-body model including both the BSS and the whole crank train system, allowed to verify the need to use a scissor gear to compensate backlash variation due to the thermal field and consequently minimize the risk of rattle. This model allowed as well to estimate the instantaneous torque values exchanged between the gears in order to properly dimension them and verify their reliability.

The experimental NVH activity, performed in parallel to CAE activity, supported the optimization of the scissor gear spring pre-load and of all gears more in general, e.g. micro- and macro-geometry parameters as well as surface finishing/treatment to pursue the best trade-off between rattle and whine noise.

Among others, advantage of the integrated balancer shafts is the weight (from 1 to 4 kg less depending on BSU layout) and the lower oil aeration, which reduces the ventilation losses (blow-by flow).

The structure of balancer shafts was optimized in order to find the best trade-off between weight and bending stiffness. This parameter has a major importance for ensuring the needle-bearing reliability and the gears functionality.

The assembly parameters of the needle bearings were optimized by means of a Finite Element structural analysis, verifying the correlation between internal dimensions and the geometrical interference with the crankcase seat. The optimal value of such a parameter is determined as a trade-off between functional clearances of the bearing and the mechanical loading on the aluminum case, taking into consideration their variation with temperature.

The balancer shaft tunnel system has been completed by integrating a centrifugal oil blow-by separator, directly assembled on the intake side shaft and equipped with a filter that allow to reduce the smallest droplets passage (Fig.20).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3 Turbomatching and Time to Boost

Turbocharging development goals were defined in an early project phase, in order to position the engine as a benchmark for its competitors:

- Outstanding power output for a single turbocharger configuration;
- Smooth and steady acceleration under all climatic conditions, particularly in cold condition
- Very good dynamic responsiveness at all engine speeds

In order to achieve best dynamic responsiveness combined with high power rate, the size of turbocharger was carefully selected and tuned with other engine parameters making an uncompromisingly sporty design concept.

The turbocharger main parameters have been defined during the development phase with specific test performed together with the supplier starting from a simulation and checking best configuration both at test bench and above all in vehicle.

In order to achieve highest output, the 210hp version was updated with turbocharger speed sensor installed in the compressor housing through a blind hole. This allow to exploit turbocharger at maximum in every engine working condition. Combination of different boundary conditions and specific engine and turbocharger optimization allows to increase max power and max torque at the same time, offering to the customer a driving feeling very similar to a two stage turbocharger. In Fig.21 a summary of turbocharger characteristics.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig. 21: turbocharger overview & characteristics

The results of this fine development tuning is that the 210CV variant is the most powerful single stage turbocharger four-cylinder diesel ever, with class-leading power density to deliver superior performance (Fig.22).

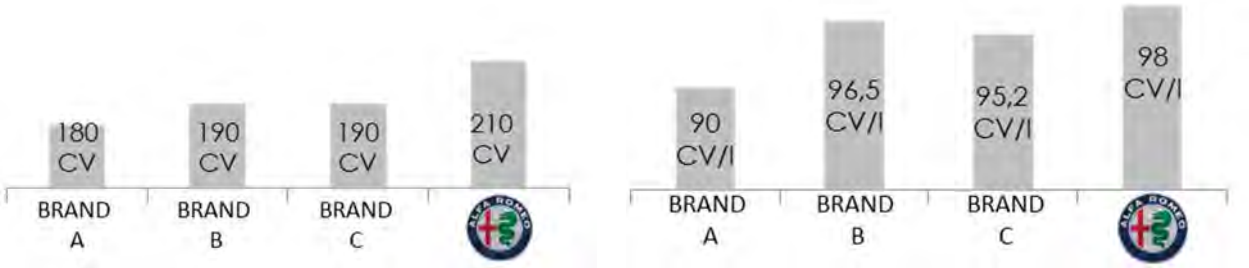


Fig. 22: Alfa Romeo Giulia 210 Cv max power and specific power benchmark assessment in the premium market

Key element of the turbocharger system is the ball bearing system. This is packed in a cartridge, it is a single sleeve system that contains a set of contact ball bearings at both ends, whereas the traditional bearing system contains a set of journal bearings and a thrust bearing (Fig.23).

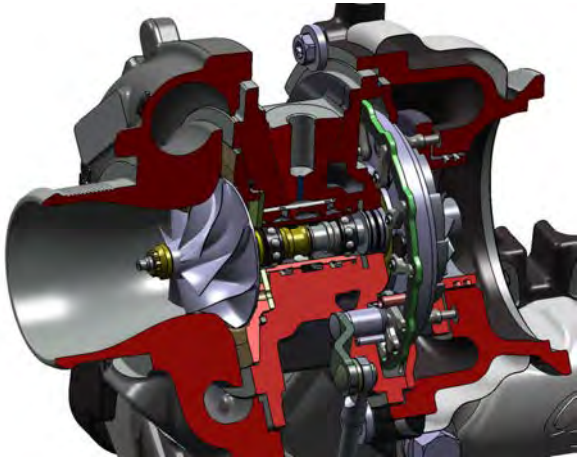


Fig. 23: ball bearing cartridge general overview

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

(Fig.24). This results in a more energy efficient system with reduced emissions and implies the driver experiences increased engine torque from the very beginning of the drive.

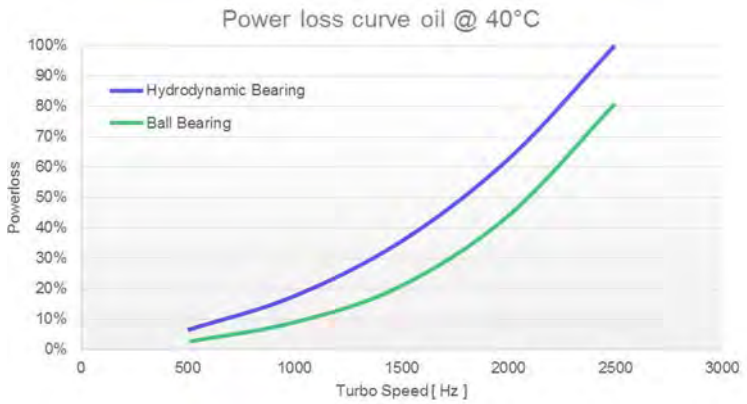


Fig. 24: Turbocharger rotor friction. Standard cartridge vs ball bearing one

The ‘ball bearing effect’ is most pronounced at low engine speeds, just where a down-speeding or down-sizing concept needs the biggest help from the turbocharger system.

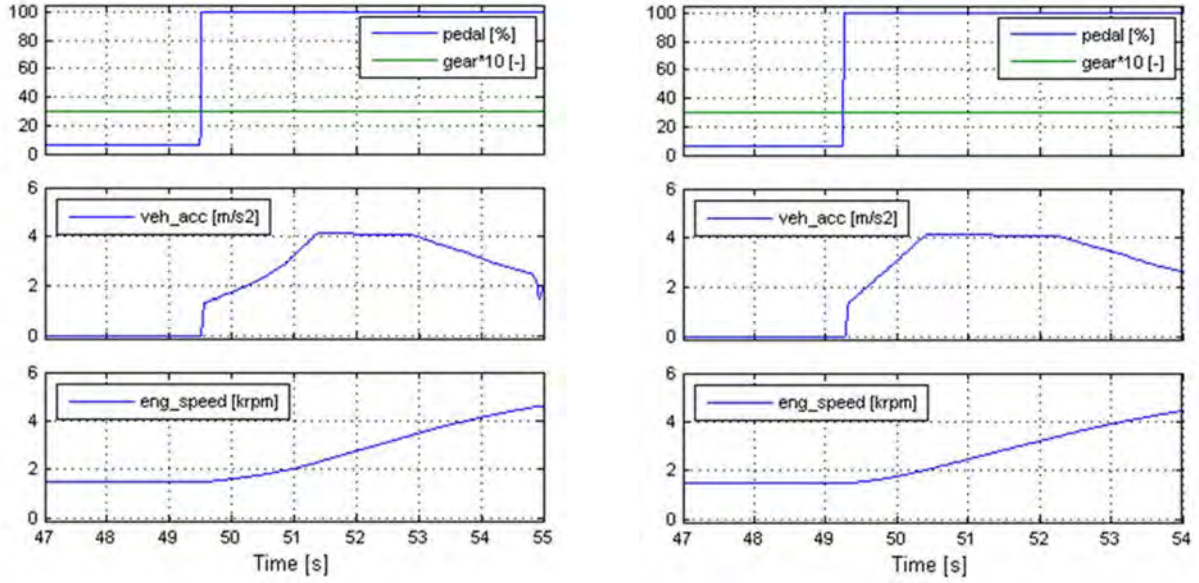


Fig. 25: 1500 rpm 3rd gear acceleration during warm-up, vehicle response: Hydrodynamic Bearing Turbocharger on left side, ball bearing & speed sensor Turbocharger on right side

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

traditional journal bearings one, can be easily detected (Fig.25 and Fig.26).

Gear	rpm	OEM 1 190 CV	Alfa Giulietta 175 CV	Alfa Giulia 180 CV
3rd	1500	1,70	1,20	1,02
	2000	0,97	0,80	0,61
	3500	0,53	0,50	0,22

Fig. 26: Performance measurement on vehicle. Time to 90% max torque

The turbocharger center housing is water-cooled low rating engine versions use a standard engine cooling system, but the high power one adopt an external cooling system in order to better control turbocharger cooling and avoiding risk due to higher operating temperatures and, particularly, during heat soak.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

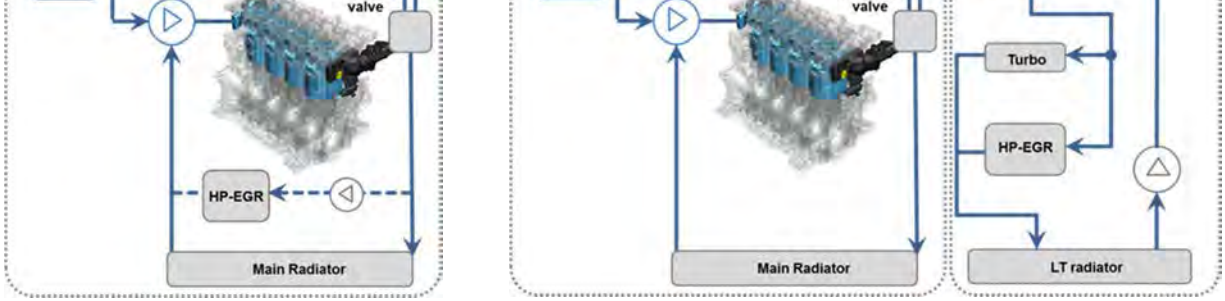


Fig.27: The two cooling system configurations, without and with LP EGR

A double system characterize the “full” cooling system of the 210 hp engine version (Fig.27):

- **Main Cooling Circuit**: the circuit is supplied by the mechanical water pump and guarantee the need coolant flow to cool cylinder head, cylinder block and secondary utilities (oil cooler, LP-EGR …)
- **Low Temperature Cooling Circuit**: the circuit is supplied by an auxiliary electric pump to ensure the needed coolant flow to the Water Cooled Air Compression system (W-CAC), the HP-EGR module and the turbocharger bearing housing, independently from the engine rotational speed.

The W-CAC is a separate module, positioned on the air intake line. This layout allow an optimal intake manifold design, ensuring an optimized air in-flow permeability and balancing among the cylinders. The split between W-CAC and intake manifold enables as well a better packaging without compromising the benefits of a reduced length of the air intake line.

The usage of HP- and LP- EGRs, both cooled down, allows the maximal flexibility on combustion management during all engine operating conditions.

The HP-EGR module is assembled downstream to the W-CAC, taking advantage of the under-cooled water supply (with respect to coolant coming from the main cooling circuit).

The main cooling circuit was optimized in terms of coolant volumes and flows and it is characterized by an electrified thermostat to control the coolant temperatures with respect to engine operating conditions and, then, to adapt warm-up strategies with relevant benefits in terms of CO_2 and emissions.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- HP EGR Low cooled
- HP EGR over cooled
- HP EGR hot + cooled LP EGR
- HP EGR over cooled + cooled LP EGR → ”full” configuration

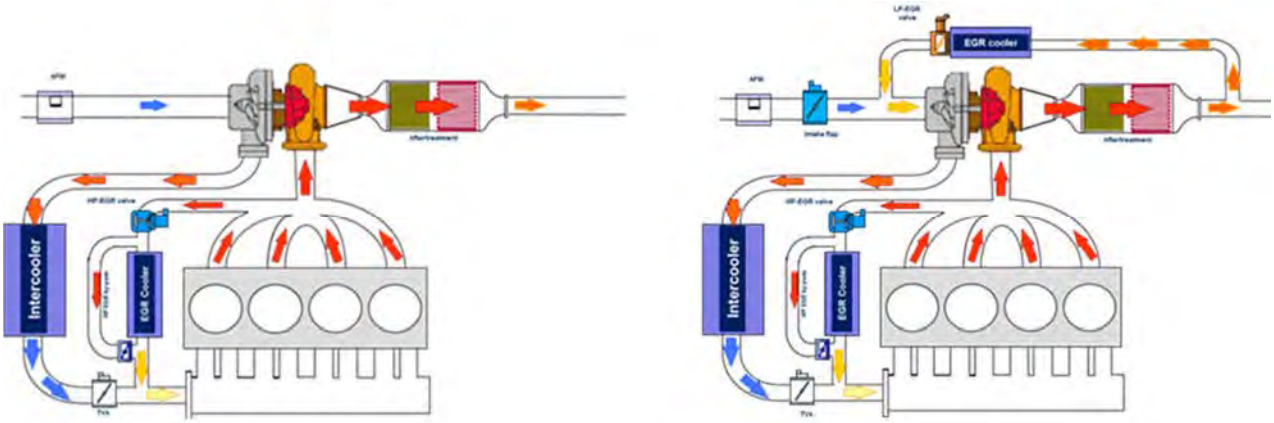


Fig. 28: High pressure EGR and high pressure + low pressure EGR schemes

In the HP EGR route, the DC motor driven valve controls the EGR mass flow from the turbine inlet to the intake manifold. Bypass route, managed through an electric by-pass actuator, helps to cut down the CO emission and prevent the cooler fouling when the engine is not yet warm after starting (Fig.29). Above all, limiting CO emission becomes even more important whit the introduction of LP EGR route that increases the CO emission to some extent.

HP EGR cooler is the most important element in HP EGR route and its cooling capacity has to be enough to cover the medium load area as well. The benefit of EGR cooling is obvious even at light load conditions that represent the main operating range of HP EGR. EGR cooling lowers the combustion temperature resulting in low NOx and makes the air-to fuel ratio to increase, resulting in the better NOx vs PM trade-off.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

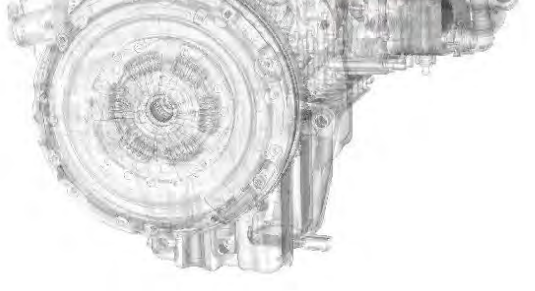


Fig. 29: High pressure EGR route

Specific cooling systems for HP EGR have been developed for different engine configurations:

- For low power rating versions, which have weight and cost as main target, an external HP EGR routing has been defined allowing to benefit of “cold storage” in the main radiator during warm-up. An electric pump generate the flow between the HP EGR cooler and the main radiator while the thermostat is closed.
- For high power rating and ECO versions the HP EGR cooler is “over cooled” using low temperatures of the secondary cooling system that allow to have coolant always <50°C in the component. This effect is present in all engine working conditions offering additional flexibility in the usage of the HP EGR (Fig.30).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig.30: Outlet cooler EGR temperature during NEDC test cycle

In the full configuration, the presence of WCAC gives an additional benefit in lowering temperature in intake manifold allowing a further contribution to NOx reduction (Fig.31).

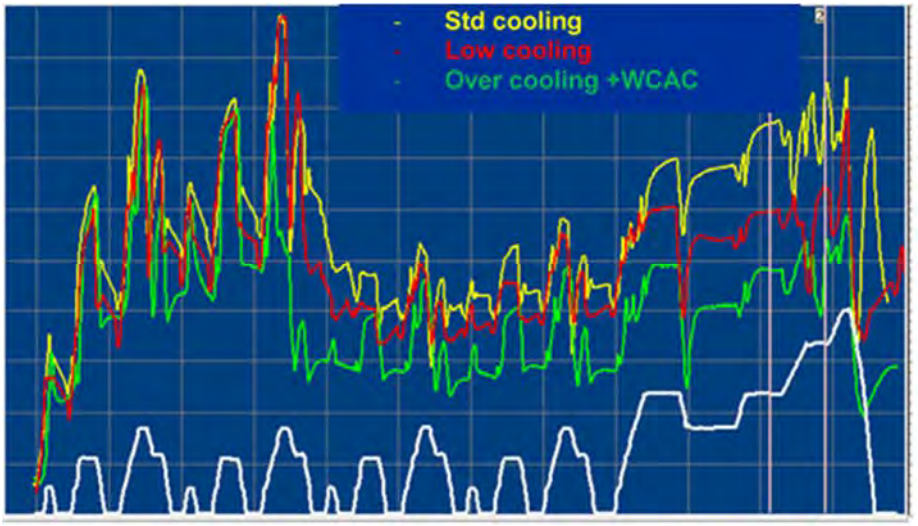


Fig.31: Intake manifold air temperature during NEDC test cycle

The LP EGR layout tends to be inherently long and complicated since it provides the flow from the DPF outlet to the compressor inlet, therefore the design concept focused to make the routing as compact and short as possible. The “T shape” of the new CCDPF system allows having the DPF outlet close to the turbocharger. This offers the benefit to shorten the pipe to the LP EGR module, that it is assembled very close to the turbocharger inlet resulting in a very compact system assembly (Fig. 32).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig. 32: Low pressure EGR route

A valve is installed at the outlet of the cooler, directly connected to the DPF, to control the LP EGR mass flow. It separates LP recirculated gas from the exhaust gas. A filter protects the turbocharger and the engine from the unwanted particles. The EGR inlet is located at a fair distance from the compressor inlet to avoid the interference with the compressor flow.

An additional intake flap has been installed before compressor inlet in order to generate the needed delta pressure to allow the correct low pressure EGR flow at low BMEP working condition.

The hardware of both EGR circuits was optimized considering their main working conditions:

- high load area mainly for LP EGR
- low load area for HP EGR.

In the “full” configuration, HP EGR rate and LP EGR rate were optimized at various operating points in order to stretch fuel consumption.

NOx and PM (or smoke) are improved along with increasing LP EGR fraction. On the other hand, the fuel consumption is also improved with increasing LP EGR fraction until a certain critical point but then deteriorates beyond it. This is due to excessive backpressure needed for high LP EGR mass flow. Therefore, every operating point has a different optimal LP EGR fraction decided mainly by pressure drop realized in the LP EGR route (Fig.33).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

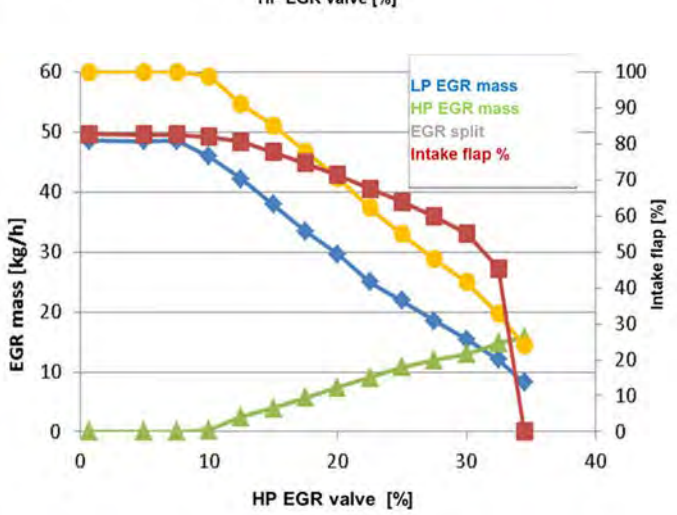


Fig. 33 Experimental trade-off between LP vs HP EGR gas mass and its effect on BSFC

Also, side effects of Low Pressure EGR, such as water condensation in the LP EGR cooler and in the intercooler, intervals of DPF regeneration and engine oil dilution from frequent DPF regenerations, have to be taken into account in the final engine map definition (Fig.34).

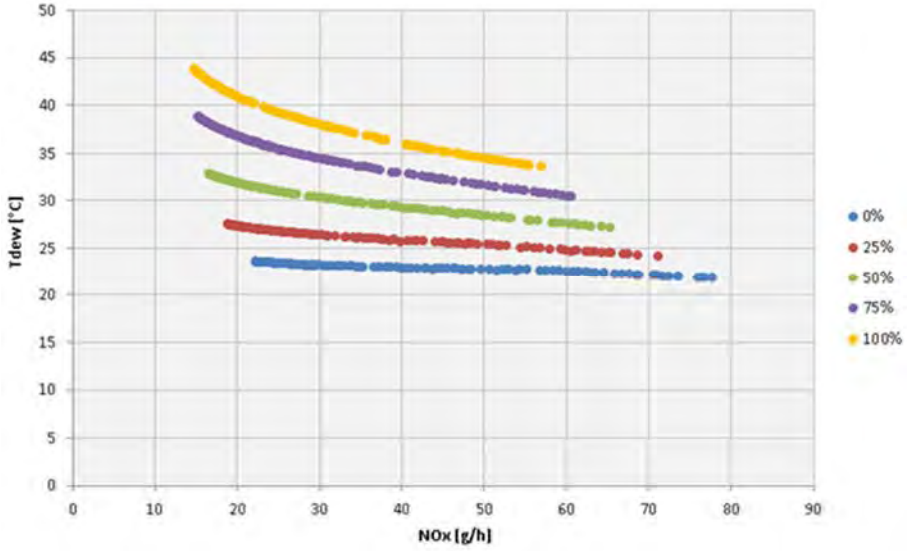


Fig. 34: Dew formation temperature at different EGR splits

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Conclusions

The new all-aluminum layout was conceived to lighten the 2.2 liters Diesel engine with cast iron block; it responses to the demand of front mass reduction on the new Alfa Romeo Giulia and accomplish to an optimal weight distribution between front and rear axles.

The whole development process via simulation and functional testing took into account several product requirements that the engine was requested to fulfill:

- High power and torque performances, 72 kW/l and 220Nm/l for the launch application, but open to further improvements for next generation
- Low Break Specific Fuel Consumption, benchmarking to competition
- Good NVH performance, by means of careful development of the balancing architecture and its gear drive system and of crankcase structure stiffness, in order to minimize surface vibrations and consequently the airborne noise.

The outcome can be summarized in the following table comparing weights of the two engine versions:

[kg] DIN70020-7 GZ	Eu6 w/o LP-EGR		Eu6 w LP-EGR	
	MT	AT	MT	AT
2200	187	176	191	180
2200 N-S, aluminum	160	149	-	153

Engine performances of the new Alfa Romeo Giulia are summarized in Fig.35 and Fig.36.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

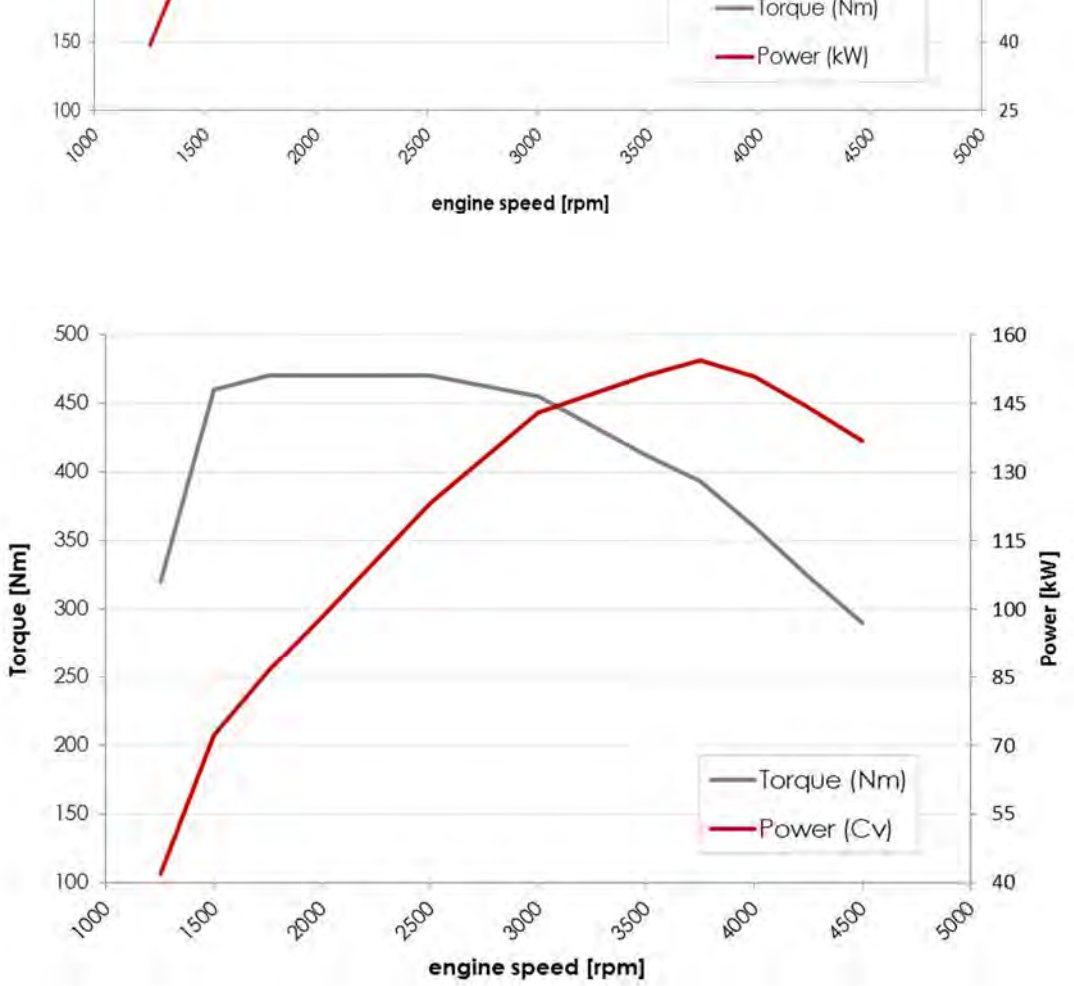


Fig.35: Power and torque curves of the new 2.2 liters Diesel engine of the Alfa Romeo Giulia

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

handling and sport driving feeling on the Giulia of the ‘60s (Fig.37). The new Giulia perfectly resumes all of these elements and the development guidelines of Alfa Romeo brand.

Fig.37: The Alfa Romeo Giulia GTAm (European Touring Championship, 1970)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auf Basis des in 2015 am Markt eingeführten Sechszylinder-Dieselmotors aus dem neuen BMW Motorenbaukasten hat BMW aktuell eine Top-End-Variante entwickelt und wird diese im oberen Marktsegment in mehreren Fahrzeuganwendungen anbieten.

Neben einer Reihe von Maßnahmen am Grundmotor zur Beherrschung der höheren mechanischen und thermischen Belastungen ist ein Highlight des neuen Motors ein völlig neuentwickeltes innovatives Aufladesystem. Das Brennverfahren, die Einspritztechnologie und auch die Abgasnachbehandlung wurden ebenfalls konsequent weiterentwickelt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bereits 2004 wurde der weltweit erste zweistufig aufgeladene Sechszylinder PKW-Dieselmotor eingeführt. Dieses Motorkonzept wurde in mehreren Stufen weiterentwickelt und ist aktuell als Vier- und Sechszylinder-Anwendung [1, 2] breit im BMW Fahrzeugportfolio zu finden. Den bisherigen Höhepunkt der Weiterentwicklung fand die Entwicklung 2012 mit der Einführung des permanent stufenaufgeladenen Sechszylinder Motors mit einer Niederdruck- und zwei Hochdruckstufen [3, 4]. Mit einer Nennleistung von 280 kW wurde damit bisher die Bestmarke im Segment gesetzt. Die im Beitrag vorgestellte Neuentwicklung übertrifft diesen Wert um 14 kW und setzt zudem neue Maßstäbe in der Dynamik (Abbildung 1).

Parallel zu den Serienprojekten wird diese Motoren-Technologie im Langstrecken Rallyesport sehr erfolgreich eingesetzt. Das X-Raid Team konnte auf Basis dieser Dieselmotoren bereits vier Mal die wohl härteste Rallye der Welt – die DAKAR – gewinnen.

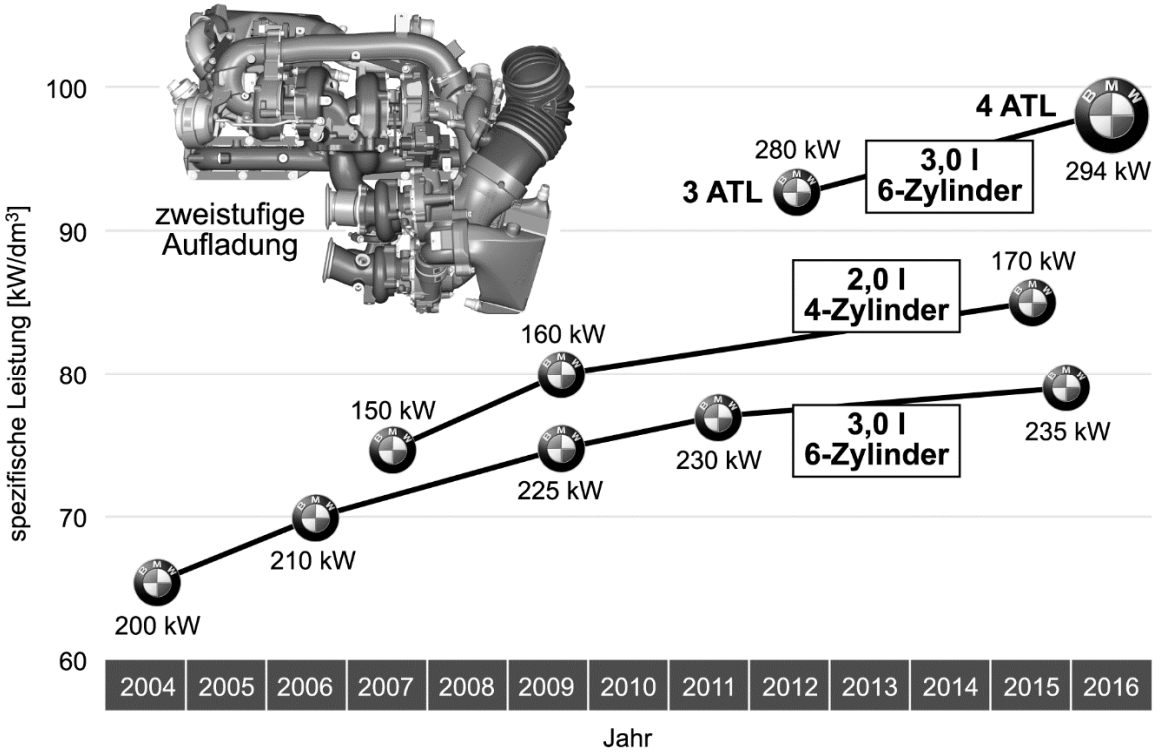


Abbildung 1: Dieselmotoren mit Stufenaufladung bei BMW

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Leistungssteigerung von 280 kW auf 294 kW (400 PS)
- überproportionale Verbesserung der Dynamik im Vergleich zur Leistungssteigerung
- weitere Reduktion des Kraftstoffverbrauchs gegenüber dem Vorgängermotor
- Potenzial zur Erfüllung der zukünftigen WLTP- und RDE Gesetzgebung
- herausragendes Drehvermögen
- Umsetzung im Rahmen des neuen Otto /Diesel Motorenbaukastens von BMW
- „V8 Fighter“

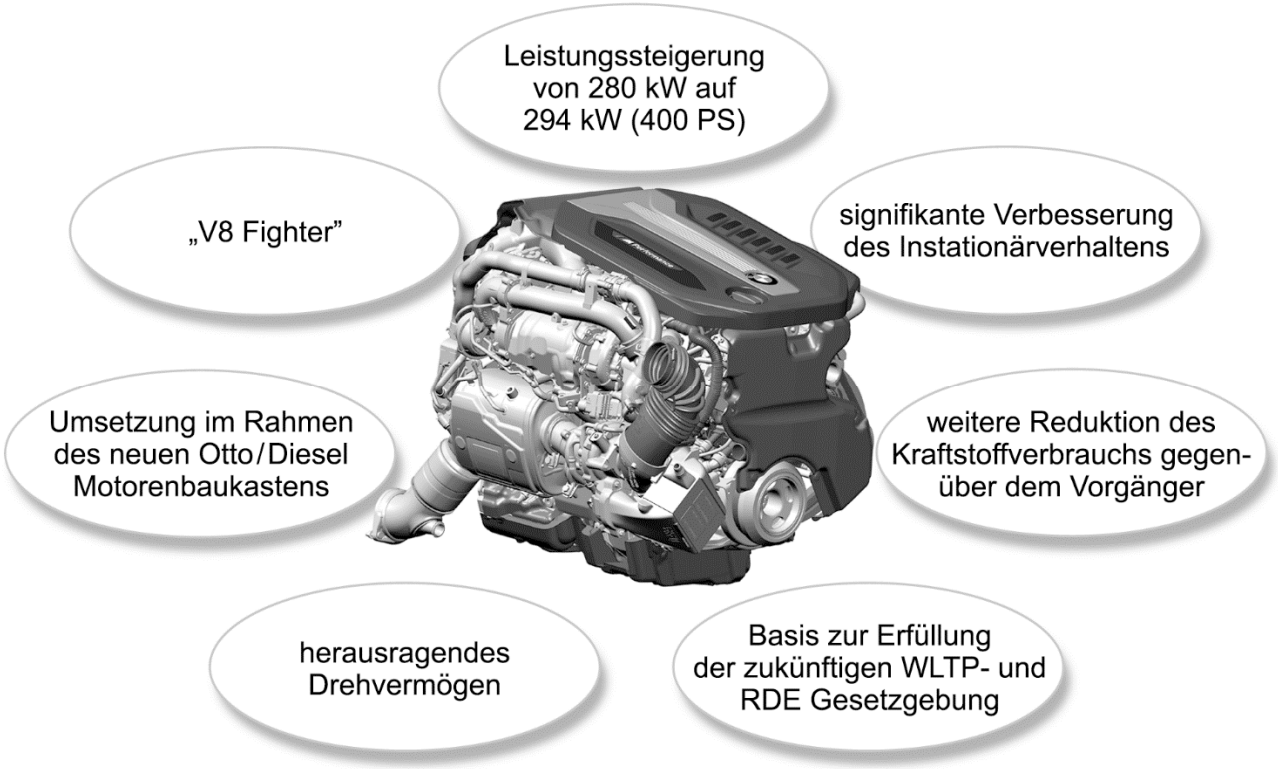


Abbildung 2: Entwicklungsziele

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Elemente aus dem Motorenbaukasten umgesetzt.

Neue spezifische Konzepte:

- Ertüchtigung des Leichtbau-Grundmotors auf 210 bar Spitzendruck
- permanente Stufenaufladung mit zwei Niederdruck- und zwei Hochdruck-Abgasturboladern
- Piezo-Common-Rail-System ≥ 2500 bar maximalem Systemdruck
- verbesserte Ladeluftkühlung
- entdrosselte Luftführung

Übernahme von Baukastenelementen:

- LDS Zylinderlaufbahn
- geregelte Ölpumpe
- gekühlte Hoch- und Niederdruck-Abgasrückführung
- reibungsoptimierter Riementrieb

Herausragende Dynamik war eine der Haupt-Anforderungen für den neuen Spitzenmotor. Abbildung 3 zeigt die wesentlichen Beiträge zur Steigerung der Nennleistung.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

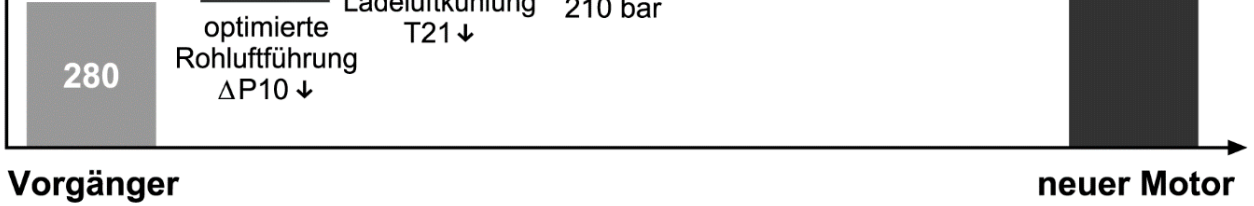


Abbildung 3: Maßnahmen zur Leistungssteigerung

Ein weiterer wesentlicher Schritt für herausragende Dynamik war die Aufteilung des großen Abgasturboladers der Niederdruckstufe auf zwei kleinere Aggregate. Damit konnte die Trägheit des Laufzeuges um 50 % reduziert sowie Wirkungsgradvorteile gehoben werden. Zusätzlich konnte über die Verwendung zweier gängiger Turbolader auch ein Kostenvorteil gegenüber der Niederdruckstufe in „Nutzfahrzeug-Dimension“ lukriert werden – und dies bei Gewichtsneutralität.

2 Motorbeschreibung

2.1 Zylinderkurbelgehäuse

Entsprechend dem BMW Baukastenprinzip wurde das Kurbelgehäuse (Abbildung 4) des neuen BMW Sechszylinder-Spitzenmotors vom Sechszylinder-Basis-Dieselmotor abgeleitet. Die wesentlichen aus dem Baukasten übernommenen Merkmale sind dabei:

- Vollaluminiumgehäuse in „Deepskirt“-Bauweise mit Closed-Deck
- Werkstoff AlSi7MgCu0,5
- Bohrung = 84 mm, Zylinderabstand = 91 mm
- Zylinderlaufbahn mit LDS-Beschichtung (Lichtbogendrahtspritzen)
- Lagerdeckelpositionierung mittels Prägezähnen auf der Lagertrennfläche
- vorgegossene Ölrückläufe
- zweiteiliges, mit allen Hauptlagerdeckeln verschraubtes Schubfeld
- brennraumnahe großzügig dimensionierte Stegkühlung

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

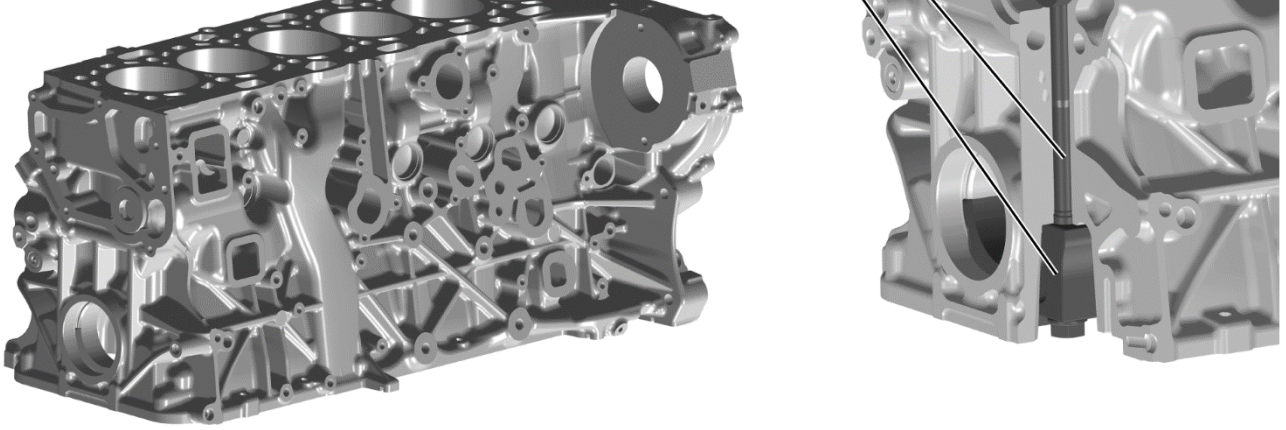


Abbildung 4: Zylinderkurbelgehäuse: Laufbahnbeschichtung, Zugankerkonzept

Um die deutlich höheren Anforderungen, Zünddruck 210 bar ggü. 190 bar beim Basismotor, sicher abzudecken wurden folgende festigkeitssteigernde Ertüchtigungen integriert:

- Zugankerkonzept für die Zylinderkopf- und Hauptlagerverschraubung
- HIP-Prozess (Heiß-Isostatisches-Pressen) zusätzlich zur T6-Wärmebehandlung

Durch die LDS-Zylinderlaufbahn (anstatt thermisch gefügter GG-Buchsen) und die vorgegossenen Ölrückläufe konnte trotz höherer Belastbarkeit das Gewicht gegenüber dem Kurbelgehäuse des Vorgängermotors um 3,7 kg auf nur 38,3 kg verringert werden.

2.2 Zylinderkopf

Zur Erhöhung der Strukturfestigkeit des Zylinderkopfes wird dieser ebenfalls einem HIP-Prozess unterzogen. Dieses Heiß-Isostatische-Pressen, bei dem das Bauteil bei einer bestimmten Temperatur mit sehr hohem Druck beaufschlagt wird, sorgt für ein sehr gleichmäßiges Gefüge und eliminiert die beim Gießprozess entstehenden Mikroporen (Abbildung 5).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

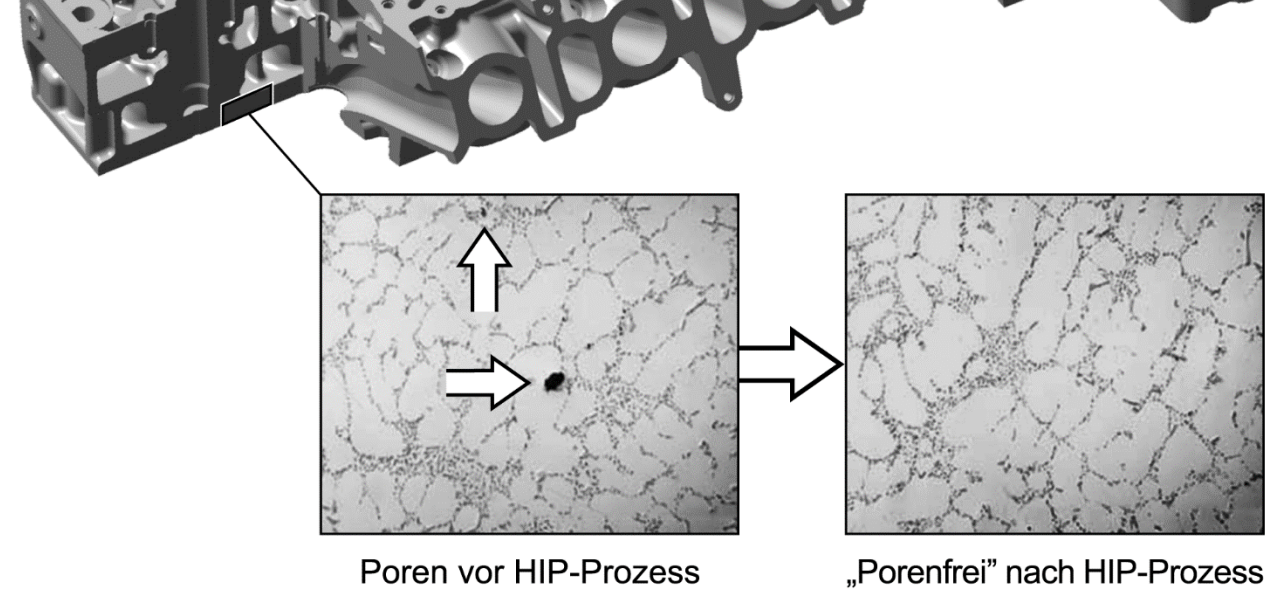


Abbildung 5: Zylinderkopf: Auswirkung HIP-Prozess auf Gefüge

Weiter wurden die Einlassventilquerschnitte im Hinblick auf die höheren Massendurchsätze um 2 mm gegenüber dem Basismotor vergrößert. Auslassseitig werden „double layer" (Ventilsitzringe bei denen auf einer hochwärmeleitenden Trägerschicht eine hochwarmfeste Verschleissschicht aufgebracht ist) eingesetzt und die Verschraubung des Auspuffkrümmers von M7 auf M8 Dimensionierung umgestellt.

2.3 Zylinderkopfdichtung

Die Zylinderkopfdichtung (Abbildung 6) ist als Mehrlagendichtung mit vier Funktionslagen ausgeführt. Neben der damit zulässigen höheren Gesamtdichtspaltamplituden mit sehr hohem Rückfederungs- und Abdichtpotenzial wird durch die mehreren Gleitebenen auch der Reibverschleiss minimiert. Die Brennraumstopper sind starr verschweißt. Damit wird eine optimale Stopperauflagefläche erreicht und die Flächenpressung vergleichmäßigt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

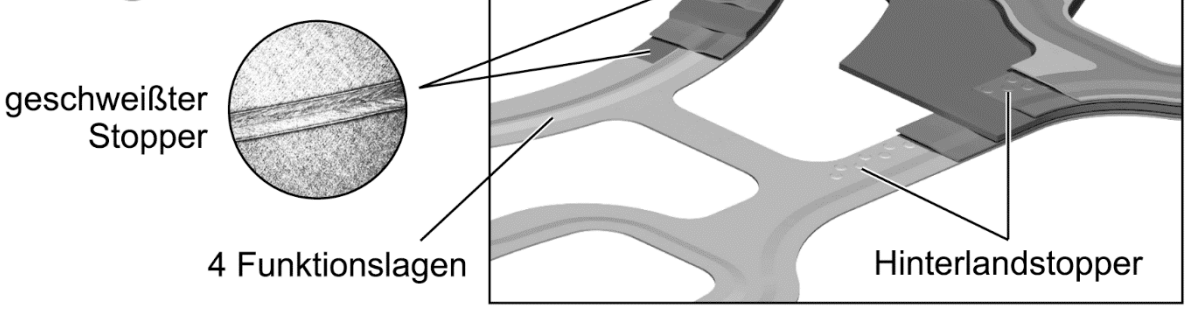


Abbildung 6: Zylinderkopfdichtung

2.4 Aufladegruppe

Kernelement der neuen BMW Sechszylinder-Diesel-Spitzenmotorisierung ist ein neu konzipiertes zweistufiges Aufladesystem bestehend aus vier Abgasturboladern. Die Komponenten sind in Abbildung 7 dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

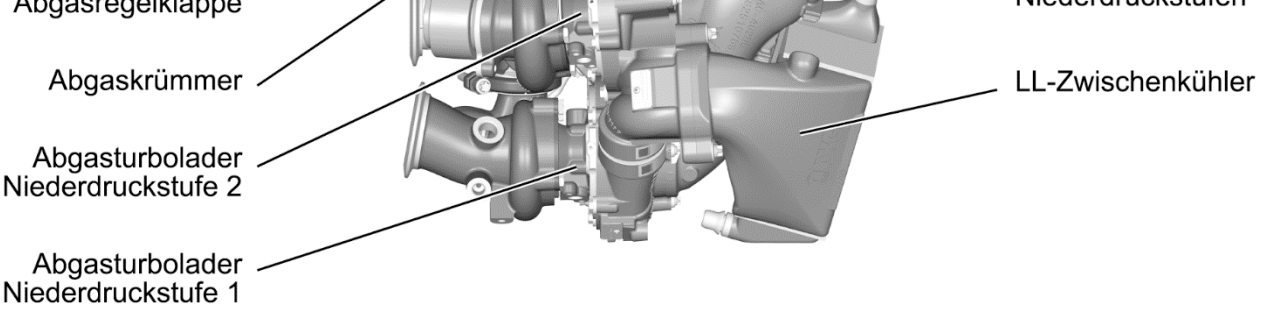


Abbildung 7: Aufladegruppe

Um die Abgasenthalpie mit möglichst hohem Wirkungsgrad zu nutzen, müssen die Strömungsverluste im Aufladesystem trotz kompaktem Bauraum minimiert werden. Mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation (CFD) wurde die Strömung in den kritischen Zonen optimiert.

Eine besondere Herausforderung war die Konstruktion des Abgaskrümmers, bei dem die Strömungsführung für drei Abgasturbolader im Spannungsfeld höchster thermomechanischen Belastungen zu integrieren war. Mittels thermomechanischer Schädigungsrechnung (Thermo Mechanical Fatigue - TMF) wurde ein transienter Testzyklus entwickelt, anhand dessen die lokalen Beanspruchungen durch Optimierungen an der Geometrie auf die maximal zulässigen Werte schrittweise reduziert werden konnten. Zur Darstellung der hohen Ladedrücke wurden eine Verdichtergehäusekühlung und ein Zwischenladeluftkühler in die Niederdruckstufe integriert.

Auf Grund der hohen Relevanz für die Motordynamik wurde ein hohes Augenmerk auf die Sicherstellung der Dichtheit der Abgasregelklappe gelegt. Darum wurden Geometrie- und Werkstoffpaarungen entsprechend optimiert.
Eine weitere Herausforderung stellt der in bestimmten Betriebsbereichen sich im „stand by“ befindliche Abgasturbolader der zweiten Hochdruckstufe dar. Zur Unterbindung von Öleintrag in das Luftsystem aus dem Lagergehäuse des stehenden Abgasturboladers wird wie schon beim Vorgänger eine Gleitringdichtung eingesetzt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

geringstmöglichen Antriebsspitzenmomenten realisieren.

Als Injektor wird ein servohydraulisches Piezosystem der 3. Generation eingesetzt. Um den steigenden Anforderungen hinsichtlich Leistungsdarstellung und Bauteilbelastung gerecht zu werden wurden Detailoptimierungen Bereich Haltekörperfestigkeit und an der Düse durchgeführt.
Ein hydraulischer Übersetzer (Koppler) überträgt die Kräfte des Piezostacks auf das Schaltventil und gleicht Toleranzen und Temperatureinflüsse aus. Der Koppler wird durch die Injektorleckage gefüllt und benötigt einen definierten Druck im Bereich 10 bar, welcher über ein Druckhalteventil in der Injektorrücklaufleitung sichergestellt wird. Der Injektor ist damit robust gegen etwaige Rücklaufdruckschwankungen.
Um den steigenden Belastungen durch den höheren Raildruck entgegenzuwirken, wurde das Schaltventil druckausgeglichen ausgeführt. Dadurch wird ein sehr geringer Schaltventilverschleiß sichergestellt, und damit ein eventueller Einspritzmengendrift über Laufzeit verhindert.
Die Injektordüse ist als Sacklochdüse mit sieben konisch geformten Spritzlöchern ausgelegt. Auslegungsziel war eine hinsichtlich Eindringtiefe und Spraykegel hydraulisch optimierte Düse bei gleichzeitiger Robustheit gegen Verkokung der Einspritzlöcher. Die Nadelführung wurde im Vergleich zum Vorgängereinspritzsystem sitznahe ausgeführt. Damit konnte die Strahlsymmetrie speziell im Kaltbetrieb deutlich erhöht werden. Die Injektordrosselabstimmung wurde im Hinblick auf sehr schnelles Öffnen/Schließen bei hohen Einspritzmengen und –drücken ebenfalls weiter optimiert.

2.6 Abgasrückführsystem

Zur Minimierung der Motorrohemissionen kommt eine kombinierte Hoch- und Niedertemperurabgasrückführung zum Einsatz (Abbildung 8). Der Hochtemperatur-AGR-Kühler ist dabei zusätzlich mit einem schaltbaren Bypass ausgeführt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

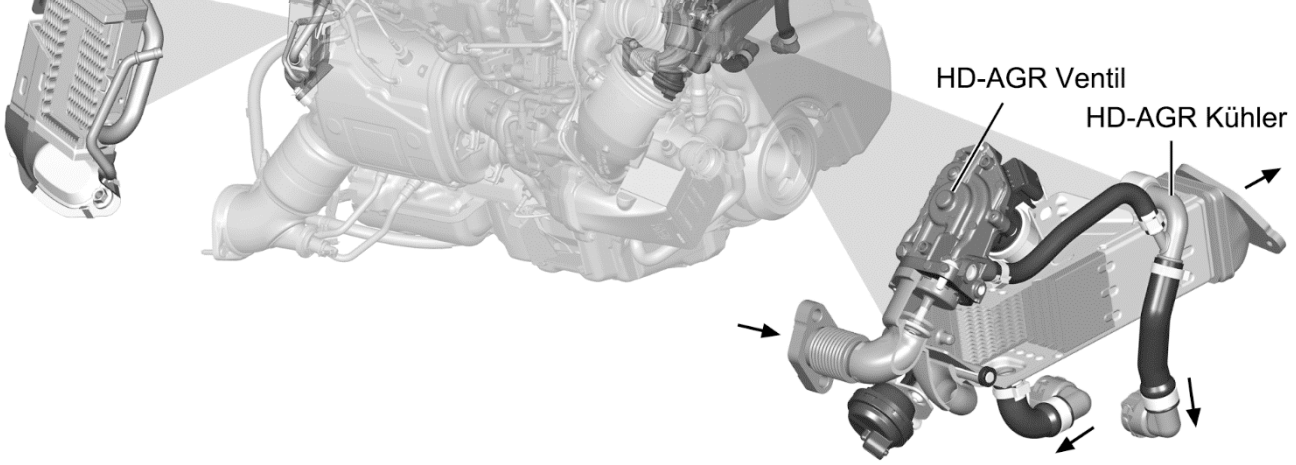


Abbildung 8: Hochdruck-/Niederdruck-Abgasrückführsystem

2.7 Ladeluftkühlung

Insbesondere bei sehr hochaufgeladenen Motoren kommt der Ladeluftkühlung sehr große Bedeutung zu. Um eine höchstmögliche Rückkühlung zu erreichen und auch um die maximal zulässigen Temperaturen der einzelnen Komponenten im Ladelufttrakt einzuhalten erfolgt sie mehrstufig. Beginnend mit einer Verdichtergehäusekühlung bei den Niederdruckstufen über einen Zwischenkühler zwischen Niederdruck- und Hochdruckstufen bis hin zu einem großzügig dimensionierten Hauptladeluftkühler vor dem Luftsammler wird über die gesamte Verdichtungsstrecke hinweg mehrfach rückgekühlt (Abbildung 9).

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

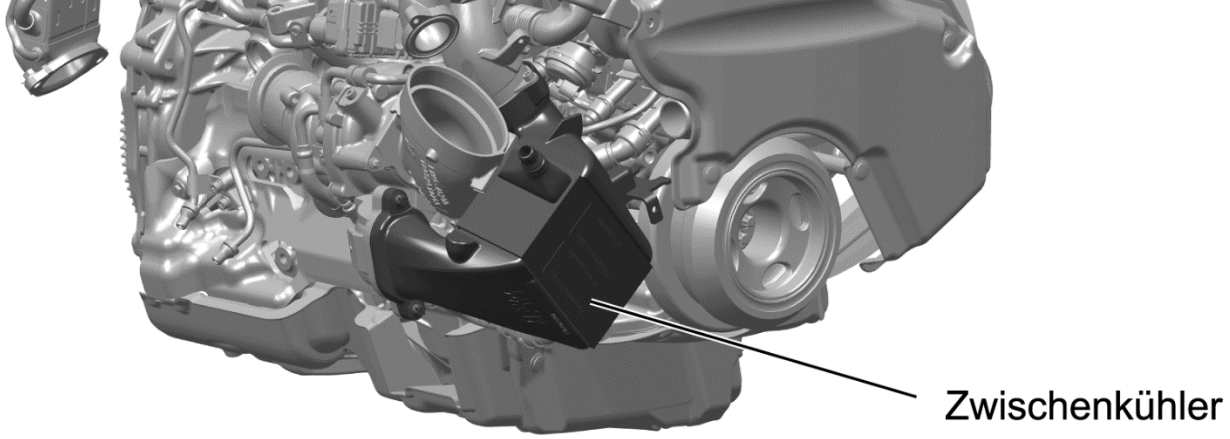


Abbildung 9: Indirekte Ladeluftkühlung

2.8 Thermoakustische Kapselungen

Zusätzlich zu den bei BMW üblicherweise verbauten fahrzeugseitigen Kapselungsmaßnahmen wie Unterbodenverkleidung oder Motorhaubenauskleidung finden auch eine Vielzahl an motornahen Abschirmungen und Kapselmaßahmen Verwendung (Abbildung 10). Diese haben einerseits den Zweck anliegende Bauteile vor der Hitzeabstrahlung heißer Motorkomponenten zu schützen, haben aber andererseits auch die Aufgabe die Luftschallabstrahlung des Motors zu minimieren. Ein weiterer positiver Effekt ist die lange Wärmeerhaltung nach Abstellen des Fahrzeuges was die Anzahl an Kaltstarts bzw. die aufsummierte Warmlaufzeit reduziert und damit im realen Kundenbetrieb zu Verbrauchseinsparungen führt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 10: Motornahe Thermo- und Akustikabschirmungen

2.9 Abgasnachbehandlung

Zur Erzielung eines möglichst geringen Abgasemissionsniveaus im gesamten Fahrkollektiv kommt ein kombiniertes Abgasnachbehandlungskonzept zum Einsatz (Abbildung 11). Motornah ist eine Kombi-Einheit bestehend aus NOx-Speicherkatalysator mit einem beschichteten Partikelfilter angeordnet. Ergänzt wird dieser dann durch einen im Fahrzeugunterboden angeordneten SCR (Selectiv Catalytic Reduction)-Katalysator. Die Zuführung der Harnstoff-/Wasserlösung erfolgt mittels Dosierventil über einen speziell entwickelten Mischer um eine bestmögliche Verteilung im SCR-Filter zu erreichen. In Kombination mit den motorinternen Maßnahmen werden dadurch äußerst niedrige Emissionen über den gesamten Betriebsbereich erreicht.

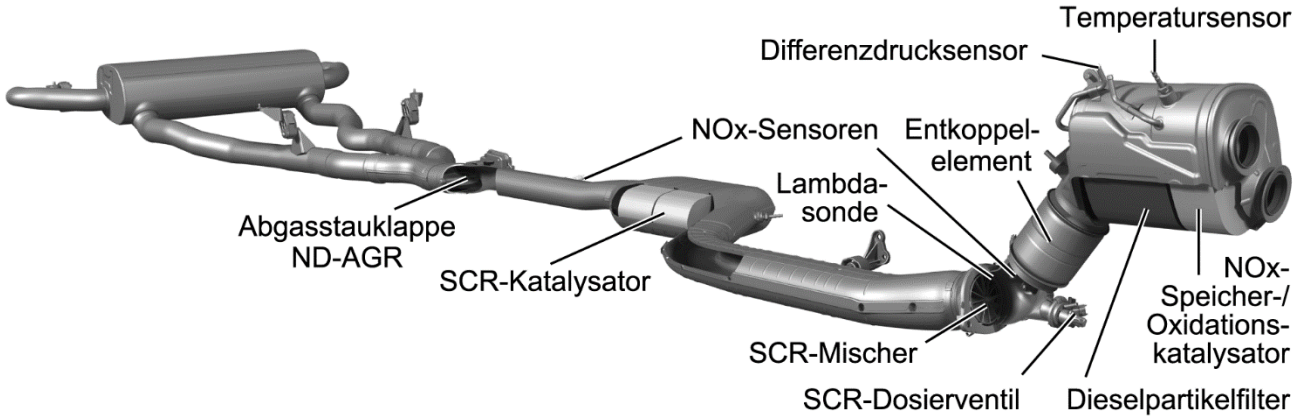


Abbildung 11: Abgasnachbehandlung

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der neue Mechanikbaukasten umfasst eine 254-polige Messerleiste aufgeteilt auf sechs Einzelmodule, welche eine automatisierte Kabelbaumfertigung ermöglicht. Der erstmalige Einsatz von 0,5 mm Kontakten im Motorraum ermöglichte die völlige Eliminierung von Potenzialverteilern im Kabelbaum bei akzeptabler Vergrößerung der Messerleiste.
Das Gehäuse des Motorsteuergeräts wurde zwischen Sechszylinder Otto- und Dieselmotor ident gehalten und ermöglicht somit einen kommunalen Einbauort im Motorraum. Ein weiterer Vorteil der in der Vereinheitlichung umgesetzt wurde ist die gleiche Fahrzeugschnittstelle wodurch die Anzahl Fahrzeugkabelbaumvarianten reduziert werden konnten. Der gesteigerte Funktionsumfang wurde durch einen Multi-Core Mikrocontroller mit erhöhter Taktrate dargestellt.

2.10.2 Software

Zur effizienten Nutzung des Multi-Core Prozessors musste die komplette Software entsprechend befähigt werden. Dazu wurden die einzelnen Softwaretasks auf die Rechnerkerne so aufgeteilt, dass unter allen Betriebszuständen eine optimale Auslastung gegeben ist und möglichst wenig Synchronisierungsbedarf der Rechnerkerne notwendig ist.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kommunikation	1x Flexray, 3x CAN, 2x LIN	1x Flexray, 4x CAN, 2x LIN
SENT Schnittstellen	3	7

Tabelle 1: Vergleich Vorgänger/aktuelles DDE-Steuergerät

3 Funktionsergebnisse

Zur Erreichung der hohen Ziele bezüglich kundenwerter Eigenschaften wurden umfangreiche Detailoptimierungen durchgeführt. Neben der klassischen Thermodynamik-Optimierung war die Reduktion der Strömungsverluste aller luft- bzw. abgasführenden Bauteile von großer Bedeutung.
Neben der dadurch reduzierten Ladungswechselverluste konnte so auch die Auslegung der einzelnen Turbolader optimiert werden. Durch die reduzierten Druckverhältnisse auf der Verdichter- und Turbinenseite ergab sich in Verbindung mit dem stark reduzierten Massenträgheitsmoment der beiden Niederdruckstufen ein spürbarer Dynamikgewinn bei transienten Beschleunigungsvorgängen.

3.1 Betriebsmodi Aufladung

Das Funktionsprinzip und die unterschiedlichen Betriebsmodi des zweistufigen Aufladesystems mit vier Abgasturboladern sind in Abbildung 12 dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

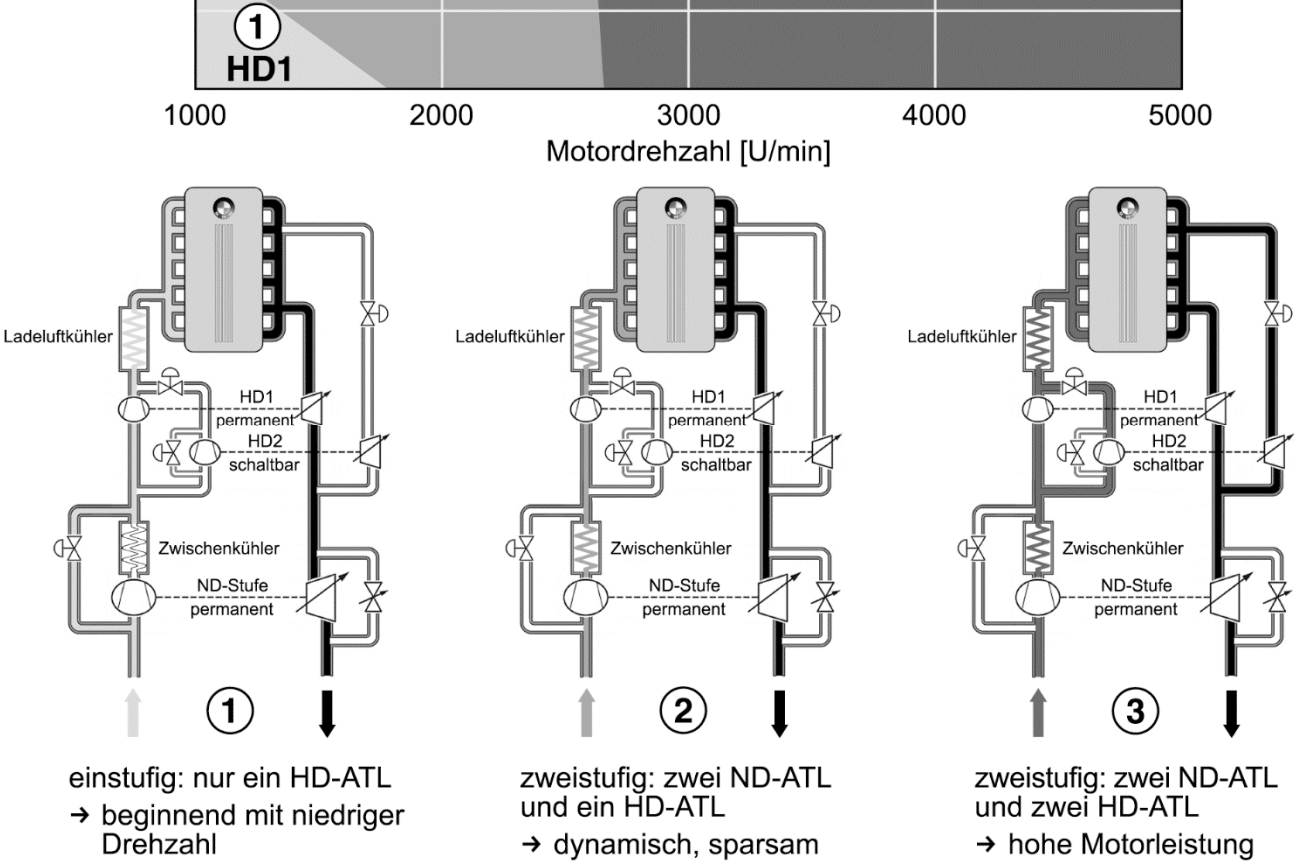


Abbildung 12: Dynamisches Betriebsverhalten

Auf der Luftseite wird die Ansaugluft im ersten Betriebsbereich über einen Bypass am Niederdruckverdichter vorbeigeführt, da im untersten Drehzahl- und Lastbereich keine Vorverdichtung der Ladeluft erreicht werden kann und eine Drosselung verhindert werden soll. In allen übrigen Kennfeldbereichen wird die Ansaugluft über den Niederdruckverdichter vorverdichtet. Zur Reduktion der Ladelufttemperatur und des Volumenstromes wird die Ansaugluft durch einen, direkt an das Niederdruckverdichtergehäuse angeflanschten, Zwischenkühler geleitet und anschließend, je nach Betriebsbereich, in einer oder beiden Hochdruckverdichterstufen weiter verdichtet. Nach der Abkühlung im Hauptladeluftkühler gelangt die Ladeluft über die kompakte Sauganlage in den Brennraum.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ladedrücke bis zu 4 bar (absolut) und Luftmassendurchsätze bis zu 1500 kg/h erreicht.

3.2 Leistung / Drehmoment

Der neue Motor erreicht eine Nennleistung von 294 kW, die im Drehzahlbereich von 4000 bis 4400 U/min zur Verfügung steht. Das maximale Drehmoment von 760 Nm ist zwischen 2000 und 3000 U/min abrufbar. Mit den spezifischen Werten von 98,3 kW/l Hubraum und 254 Nm/l Hubraum nimmt der Motor die Spitzenposition unter Seriendieselmotoren ein. Neben der Erreichung dieser Maximalwerte wurde auf ein möglichst breit nutzbares Drehzahlband Wert gelegt. So stehen einerseits im Motordrehzahlbereich von 1600 bis 4100 U/min mindestens 90 % des maximalen Drehmoments zur Verfügung, andererseits können im Motordrehzahlbereich von 3000 bis 5000 U/min mindestens 80 % der Motorleistung abgerufen werden. Die Volllastkennlinie im Vergleich zum Vorgänger ist in Abbildung 13 dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

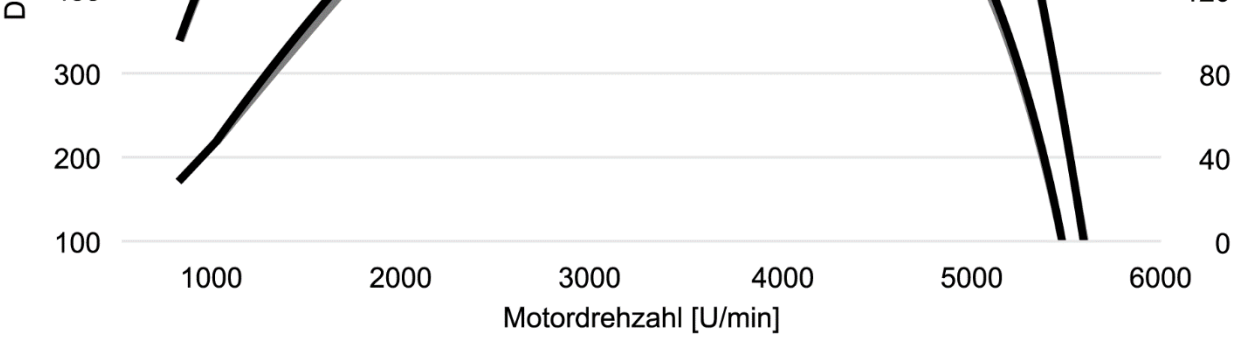


Abbildung 13: Leistung und Drehmoment

3.3 Verbrauch

Ein weiteres Entwicklungsziel war, die im vorigen Kapitel beschriebenen Spitzenwerte bezüglich Leistung und Drehmoment ohne Nachteile im Kraftstoffverbrauch zu erzielen. Durch die konsequente Weiterentwicklung aller relevanten Bauteile und Funktionsgruppen konnte sogar eine Reduktion um bis zu 6 % des Kraftstoffverbrauchs realisiert werden, im kundenrelevanten Motorkennfeldbereich (bis 2500 U/min bzw. 10 bar effektivem Mitteldruck) im Mittel ca. 4 %.

3.4 Emissionen / Akustik

Neben der Steigerung der Motorleistung und der Reduktion des Kraftstoffverbrauches wurde auch eine deutliche Reduktion der Abgasrohemissionen erreicht. Neben der Erfüllung der aktuellen Emissionsvorschriften wurde so auch die Grundlage für die Erfüllung aller zukünftigen, weltweiten Emissionsvorschriften geschaffen. Dies gelang speziell durch die Optimierung der Einzelkomponenten der Aufladegruppe in Verbindung mit einer kombinierten Abgasrückführung, bestehend aus einem Hochdruck- und einem Niederdruck-System.
Zusätzlich konnte durch diese Detailoptimierung auch die Verbrennungsakustik im kritischen Schwachlastbereich positiv beeinflusst werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

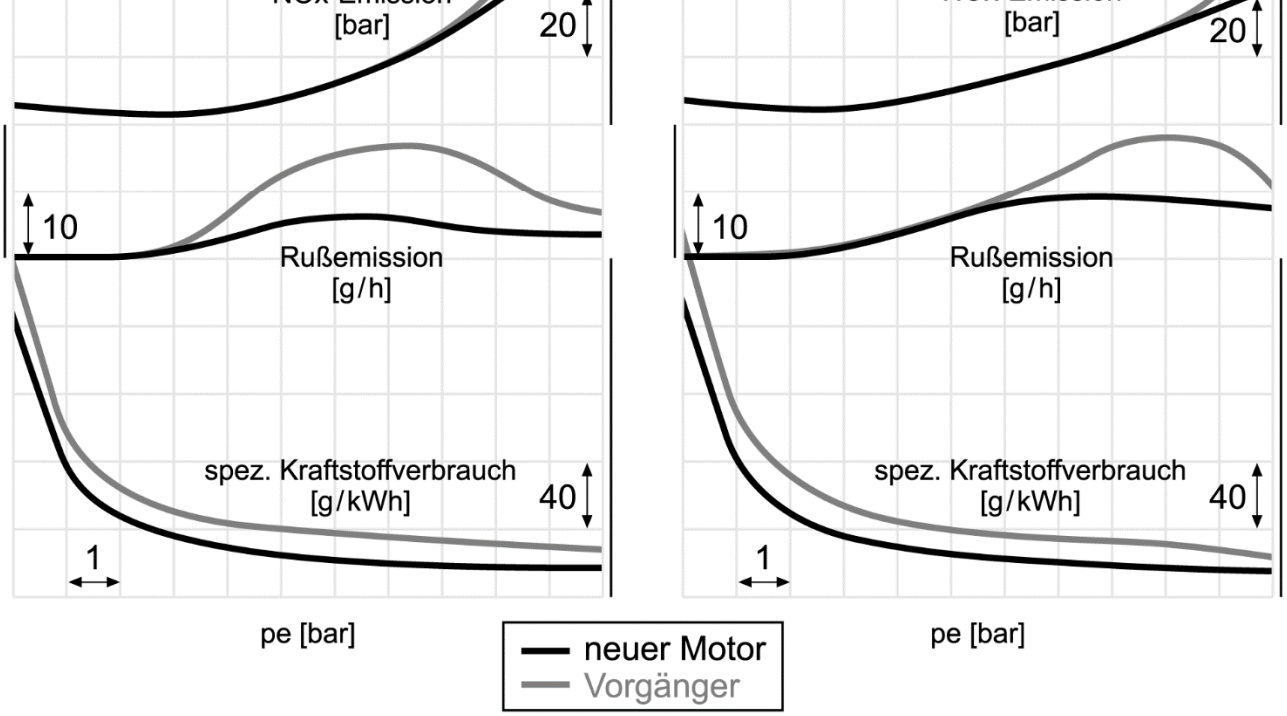


Abbildung 14: Optimierung Funktionseigenschaften

4 Fahrzeugergebnisse

4.1 Fahrleistungen und Verbrauch

Mit der neuen Sechszylinder-Diesel-Spitzenmotorisierung sichert sich BMW die herausragende Position im Segment großer Fahrzeuge und bestätigt die konsequente Weiterentwicklung der „EfficientDynamics“ Strategie. Die sehr niedrigen CO_2- bzw. Kraftstoffverbrauchswerte gepaart mit den beeindruckenden Fahrleistungen bedeuten eine Alleinstellung für den 750xd (Abbildung 15).
Er erreicht Beschleunigungswerte ähnlich wie Fahrzeuge mit großen Benzinmotoren in Verbindung mit dieseltypisch um 25 % geringeren Verbrauchswerten.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

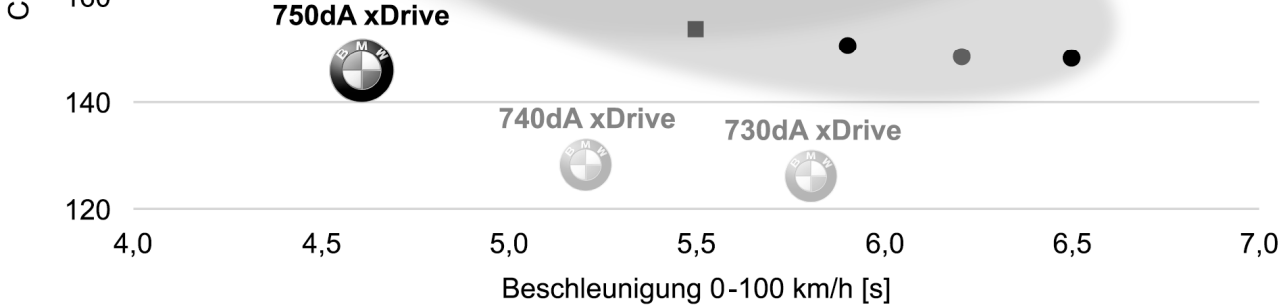


Abbildung 15: Fahrleistung und Verbrauch im Wettbewerbsumfeld

Die eingangs angeführte Fokussierung auf eine wesentlich verbesserte Dynamik konnte ebenfalls erfolgreich realisiert werden. Das Verhalten bei transienten Beschleunigungsvorgängen ist am Beispiel einer kundennahen Volllast-Beschleunigung aus dem Fahrzeug-Stillstand in Abbildung 16 dargestellt. Das neue Fahrzeug erreicht bereits nach etwas mehr als drei Sekunden einen Wegvorsprung von einer Wagenlänge gegenüber dem Vorgängermodell. Nach knapp sechs Sekunden hat sich der Wegvorsprung auf drei Wagenlängen erhöht.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

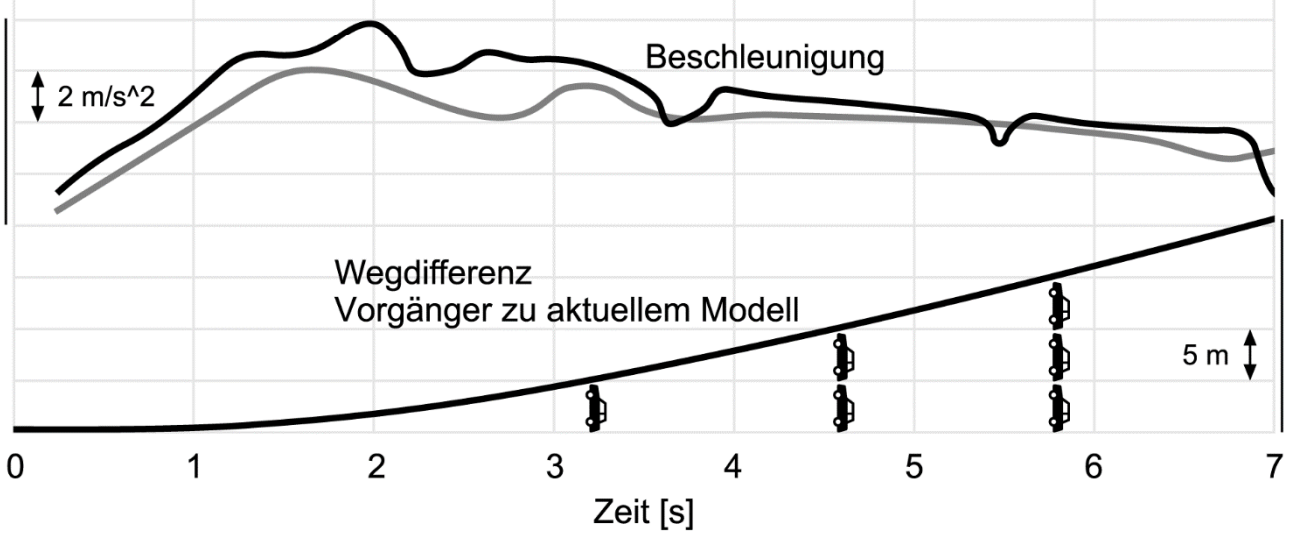


Abbildung 16: Transientes Beschleunigungsverhalten

5 Zusammenfassung

Mit der Einführung des neuen High-End Dieselmotors zeigt BMW die Potenziale, die in Dieselmotoren stecken, erneut auf. Neben den überragenden Funktionseigenschaften besticht dieser neue Motor durch eine Vielzahl an innovativen technischen Lösungen. Die Kombination von überlegener Leistung und Fahrdynamik mit niedrigem Verbrauch und geringen Abgasemissionen unterstreichen die BMW Vorstellungen von „EfficientDynamics“.

Der Ersteinsatz des neuen Motors erfolgt vorerst im neuen 7er, er wird in der Folge dann in weiteren Derivaten der BMW Fahrzeuglängseinbauarchitektur Verwendung finden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

STEINMAYR, Th.
Die neuen Sechszylinder-Dieselmotoren aus dem BMW Reihenmotorenbaukasten
24. Aachen Kolloquium Fahrzeug- und Motortechnik 2015
Aachen, 2015

[3] KAUFMANN, M.; ARDEY, N.; STÜTZ, W.; HIEMESCH, D.;
WICHTL, R.; STEINMAYR, T.;
Die neuen Eckpfeiler des BMW Dieselmotoren Portfolios
21. Aachen Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2012
Aachen, 2012

[4] ARDEY, N.; WICHTL, R.; STEINMAYR, T.; KAUFMANN, M.
HIEMESCH, D.; STÜTZ, W.
Die neuen Diesel Spitzenmotorisierungen von BMW
33. Internationales Wiener Motorensymposium 2012
Wien 2012

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Audi setzt mit der nächsten Generation des V8-TDI-Motors ein komplett neues Aggregatekonzept mit Registeraufladung im Innen-V in Kombination mit elektrisch angetriebenem Verdichter um. Dieser 4,0l-Motor ist ein weiteres Highlight der Audi TDI-Technologie.

Das neu entwickelte Aggregat wird seine Weltpremiere im Audi SQ7 haben. Es kombiniert niedrigen Kraftstoffverbrauch mit einer sehr dynamischen und sportlichen Kraftentfaltung über den gesamten Drehzahlbereich.

Der neue V8-TDI-Motor schöpft seine Leistung aus 3.956 cm^3 Hubraum. Die beiden Abgasturbolader folgen dem Konzept der Registeraufladung. Eine Weltpremiere ist der elektrisch angetriebene Verdichter (EAV), der die konventionellen Abgasturbolader unterstützt und unter anderem für hochdynamische Anfahrperformance sorgt. Der EAV stellt in kürzester Zeit den zur dynamischen Kraftentfaltung notwendigen Ladedruck bereit.

Mit dem Audi Valvelift System (AVS) kommt erstmals in einem Audi Dieselmotor eine variable Ventilhubsteuerung zum Einsatz. Das AVS ermöglicht auf der Auslassseite eine schnelle und präzise Zu- und Abschaltung der zweiten Abgasturbine. Auf der Einlassseite kann mit den variablen Steuerzeiten ein hohes Motormoment bei niedrigen Motordrehzahlen mit sportlichem Ausdrehverhalten und maximaler Nennleistung kombiniert werden.

Das innovative Thermomanagement und Maßnahmen im Kurbel- und Nockenwellentrieb sind die Garanten für geringe Reibung. Das Abgasnachbehandlungssystem des V8-TDI ist die Kombination aus NOx-Oxidationskatalysator und nachgeschaltetem SCR@DPF-Katalysator, so dass schon heute die strengen Emissionsstandards der Zukunft erfüllt werden können.

Der neue V8-TDI mit elektrischem Verdichter vereint souveräne Durchzugskraft mit maximaler Agilität und sorgt für spontane und somit sehr sportliche Anfahrperformance bei niedrigem Kraftstoffverbrauch.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The new V8 TDI engine develops its power from a 3,956 cc capacity. The two turbochargers follow the sequential turbocharging concept. A global first is the electric powered compressor, which assists the conventional turbochargers and delivers highly dynamic starting-off performance among other benefits. The EPC delivers the charge pressure necessary for dynamic power response very rapidly.

The Audi valvelift system (AVS) represents the first variable valve-lift system to be fitted in an Audi diesel engine. The AVS enables fast and precise activation and deactivation of the second turbocharger on the exhaust side. On the inlet side, the variable valve timing enables high engine torque at low revs to be combined with sporty responsiveness and maximum nominal power output.

The innovative thermal management as well as measures within the crankshaft and camshaft drive ensure low friction. The V8 TDI's exhaust gas cleaning system is a combination of a NOx oxidation catalyst and a downstream SCR@DPF catalytic converter, enabling stringent future emissions standards to be met already today.

The new V8 TDI with an EPC combines assured power development with maximum agility – providing spontaneous and highly sporty starting-off performance allied to low fuel consumption.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

war dieses Aggregat ein souveräner und kultivierter Antrieb.

Die V8-TDI Motorenfamilie wurde über einen 4,0l-Motor weiter auf das heutige 4,2l-Aggregat entwickelt und in zwei Evolutionsstufen von 240 kW über 250 kW auf 283 kW weiter optimiert.
Als souveräne Antriebsquelle im Premiumsegment bietet der V8-TDI maximale Durchzugskraft und immer ausreichend Leistungsreserven in jeder Fahrsituation.

Dieser Weg wird auch mit dem neuen V8-TDI konsequent weiter beschritten. Mit Hilfe eines elektrisch angetriebenen Verdichters (EAV) ist eine bis dato im Dieselsegment nicht gekannte Anfahrperformance vorhanden. Um die Register-Biturbo-Aufladung maximal dynamisch zu gestalten, wird das Audi Valvelift System (AVS) eingesetzt. Über ein zweiflutiges Abgaskrümmersystem erfolgt die Anströmung des zweiten Turboladers durch sequentielle Zuschaltung von Auslassventilen.
Auf der Einlassseite wird durch variable Steuerzeiten ein hohes Motormoment bei niedrigen Drehzahlen mit sportlichem Ausdrehverhalten kombiniert.

Die Derivate der neuen Motorengeneration werden

- mit einer Leistungsspreizung von 310 kW bis 320 kW
- mit einem maximalem Drehmoment von bis zu 900 Nm
- in der Abgasklasse EU6 und für Exportmärkte in den Abgasklassen EU5 und ULEV125

angeboten.

Die Markteinführung erfolgt in der ersten Jahreshälfte 2016 mit dem EU6-Derivat und 320 kW als sportliches S Modell der Q7 Fahrzeugfamilie, dem Audi SQ7.

Abbildung 1 zeigt den neuen V8-TDI-Motor von Audi.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 1: Der neue Audi 4,0l-V8-TDI

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- niedriger Kraftstoffverbrauch für maximale Effizienz im Hochleistungssegment
- geringe und zukunftsfähige Emissionen in den Stufen EU6, EU5 und ULEV125 für den weltweiten Einsatz
- spontane Leistungsentfaltung und maximale Anfahrperformance
- hoher Komfort

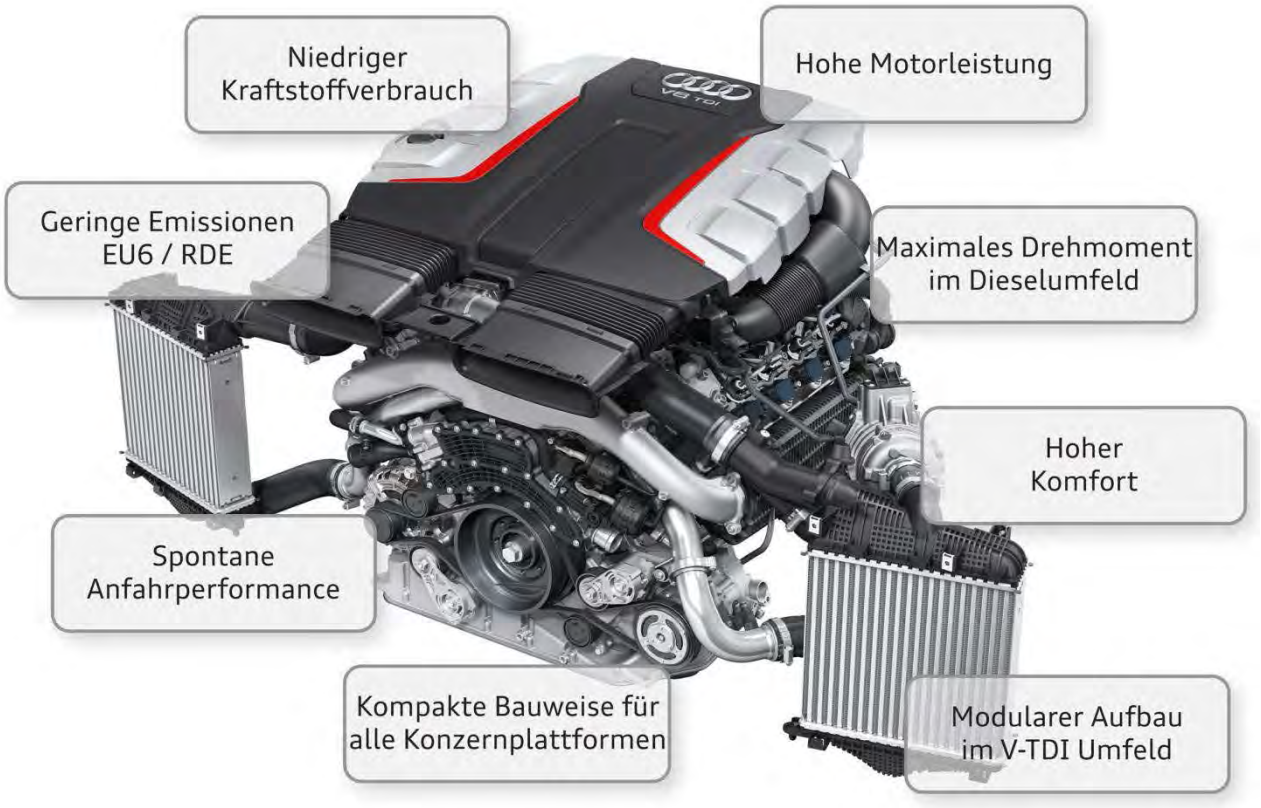


Abbildung 2: Die wichtigsten Entwicklungsziele

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Hub	mm	91,4
Bohrung	mm	83,0
Hub- Bohrung Verhältnis	--	1,10
Verdichtung	--	16,0
Zylinderabstand	mm	90,0
Kurbelwelle	--	geschmiedet, fünffach gelagert
Hauptlagerdurchmesser	mm	65,0
Pleuellagerdurchmesser	mm	60,0
Pleuellänge	mm	160,5
Einlassventildurchmesser	mm	27,5
Auslassventildurchmesser	mm	25,5
Einspritzsystem	--	Common Rail 2500 bar (Bosch CRS 3.25) Piezo-Injektoren; Hochdruckpumpe CP4.2
Abgasturbolader (aktiv und passiv)		GTD 2056 Variable Turbinengeometrie; E-Steller
Zündfolge	--	1-5-4-8-6-3-7-2
Nennleistung	kW	bis 320 kW bei 4.250 1/min
Drehmoment	Nm	900 Nm bei 1.250 - 3.250 1/min
Emissionsstufe	--	EU6
Gewicht nach DIN 70020 GZ	kg	266,5
Motorlänge	mm	674,0

Abbildung 3: Hauptabmessungen

3.1 Auflade- und Abgasrückführungskonzept

Die Abgasturbolader und das Abgasrückführungssystem sind im Innen-V des Aggregats platziert. Die kompakte Anordnung folgt einer strikten Etagen-Architektur und ermöglicht kurze Gaswege sowie eine motornahe Anordnung der Abgasnachbehandlungskomponenten. Dieses Konzept, mit heißer Seite im Innen-V, bildet die Grundlage zur Erfüllung der Verbrauchs- und Emissionsziele.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 4: Aufbau Innen-V

Das Abgasrückführungs-System ist in der untersten Ebene des Innen-Vs platziert. Der in U-Form durchströmte AGR-Kühler mit pneumatischem AGR-Bypass-Ventil und elektrisch geregeltem AGR-Ventil ist auf minimale Druckverluste optimiert.

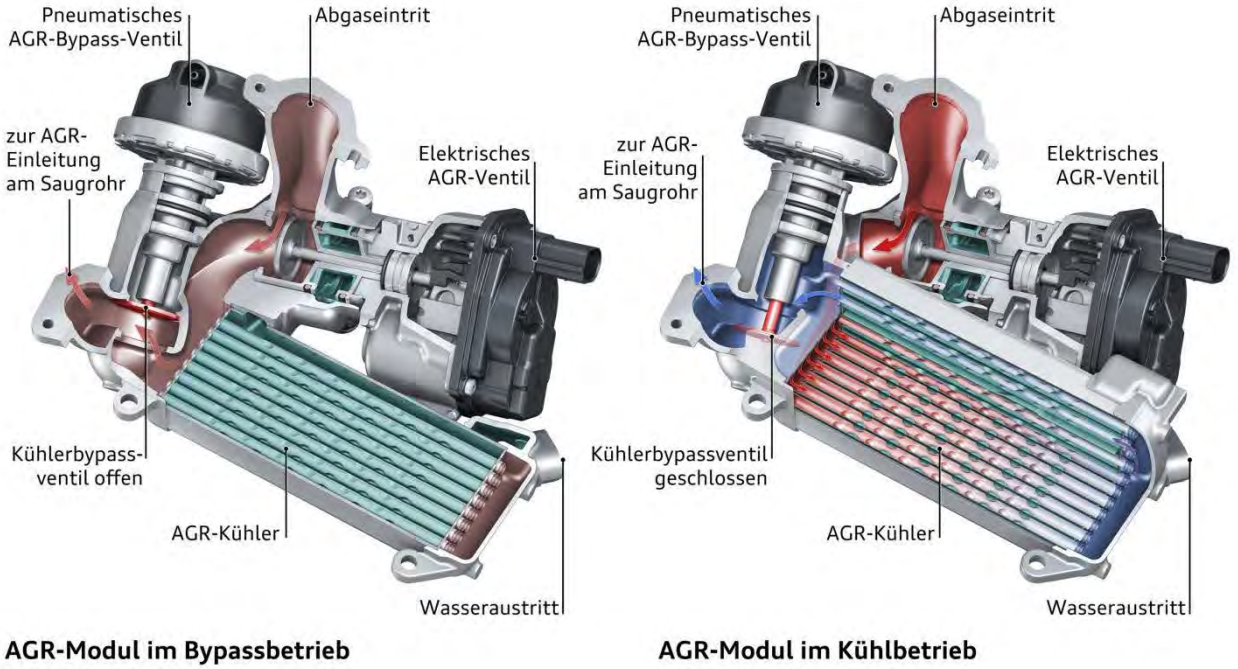


Abbildung 5: AGR-Modul

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Stahlguss ausgeführt.

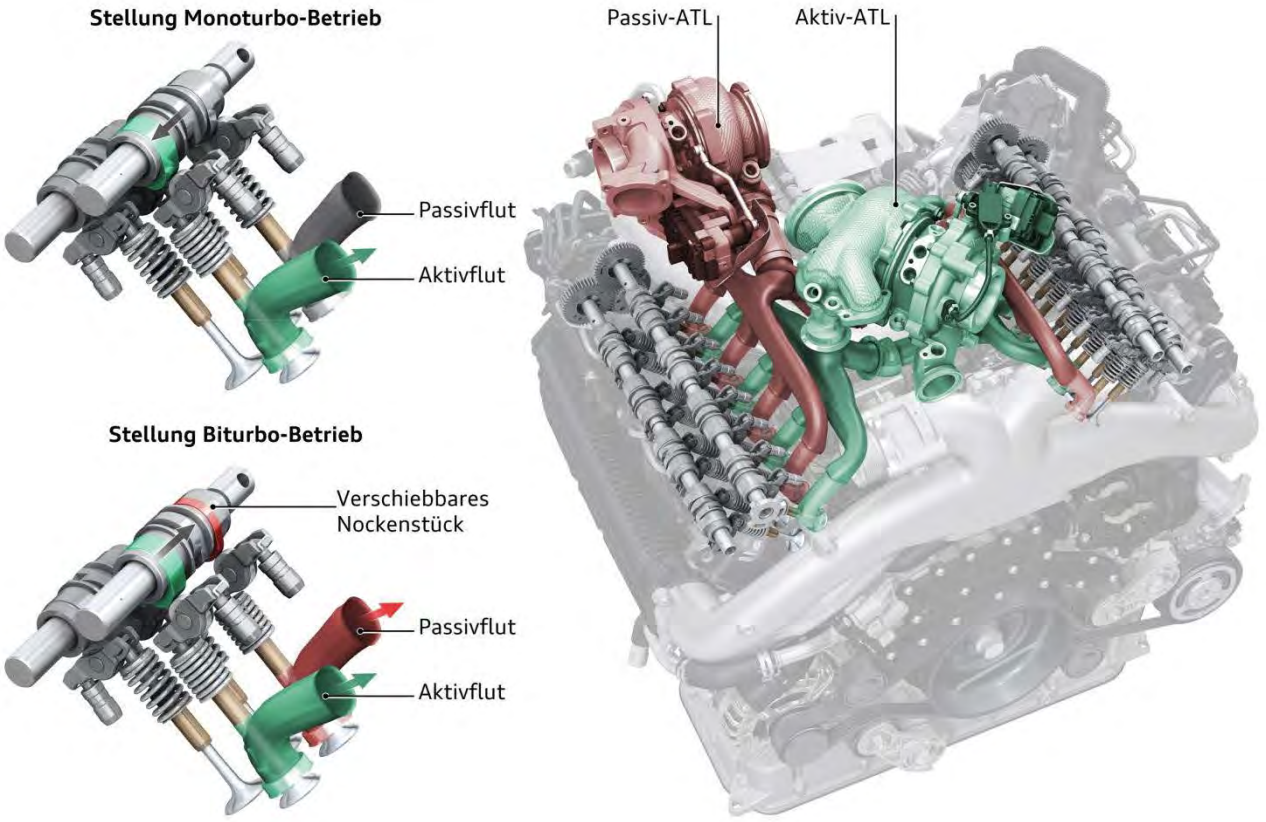


Abbildung 6: Abgasfluten

3.1.1 Konventionelle Aufladegruppe

Die konventionelle Aufladegruppe des neuen V8-TDI besteht aus zwei Abgasturboladern, ergänzt um einen elektrisch angetrieben Verdichter für maximale Anfahrperformance.
Im unteren bis mittleren Drehzahlbereich (bis 2.200 1/min) sind die Auslassventile der passiven Abgasflut geschlossen, der passive Abgasturbolader leistet hier keinen Beitrag zum Ladedruckaufbau. Nur der aktive Abgasturbolader, verbunden mit der permanent

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

verantwortlich.

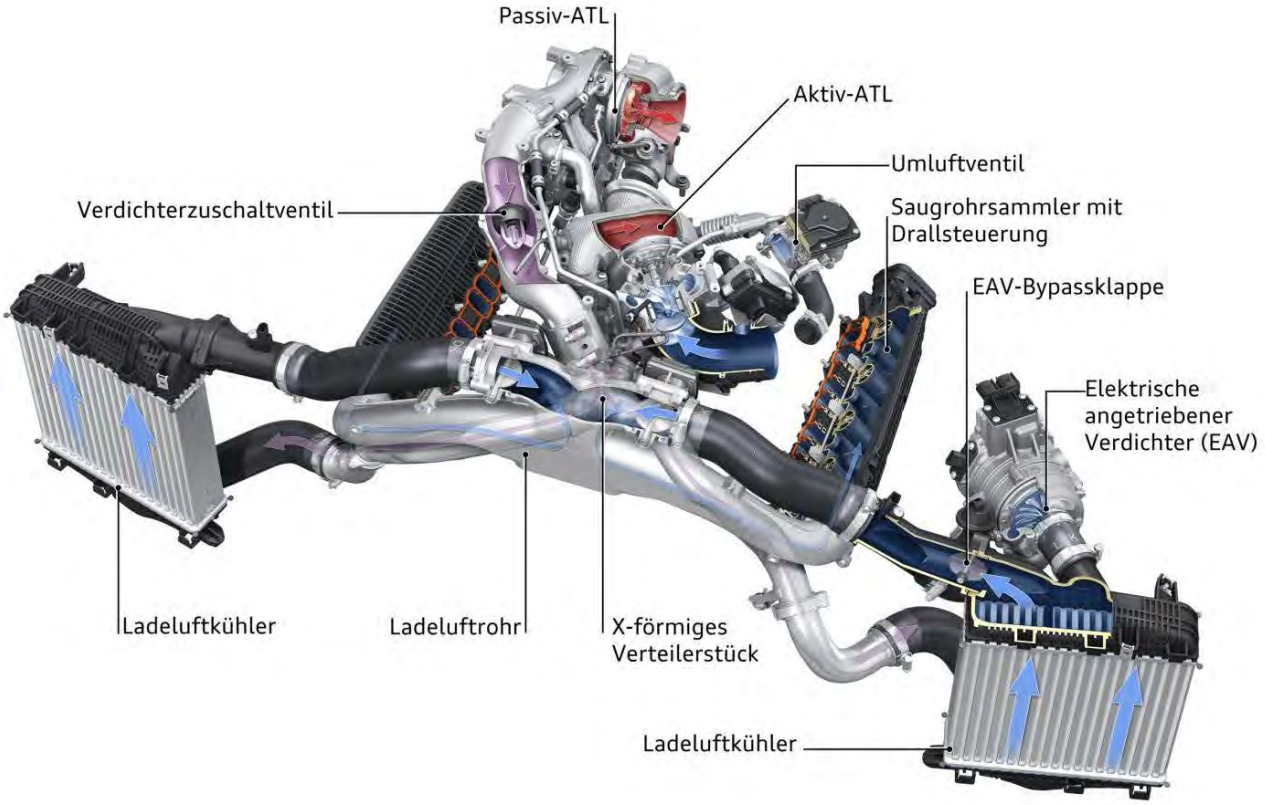


Abbildung 7: Aufladesystem mit Ladeluftkühlung

Das Luftsystem des Motors ist aufgrund der Motor-Architektur und -Betriebsarten eine komplette Neuentwicklung.

In einem X-förmigen Verteilerstück werden die Ladeluftströme der beiden Turbolader zuerst zusammengeführt, um dann in gleiche Teilvolumenströme aufgeteilt und über ein IHU-gefertigtes Aluminium-Druckrohr zum linken und rechten Ladeluftkühler zu strömen.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zylinder ist bankweise über einen E-Steller realisiert.
Die Geometrie der gesamten Luftführung wurde im Entwicklungsfortschritt in mehreren Berechnungsschleifen bezüglich Ladungswechselarbeit und Gleichverteilung bis ins Detail optimiert.

3.1.2 Elektrisch angetriebener Verdichter – EAV

Der EAV besteht aus den Baugruppen Verdichter und E-Motor, die in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht sind, sowie der Elektronik in einem eigenen Elektronikgehäuse.

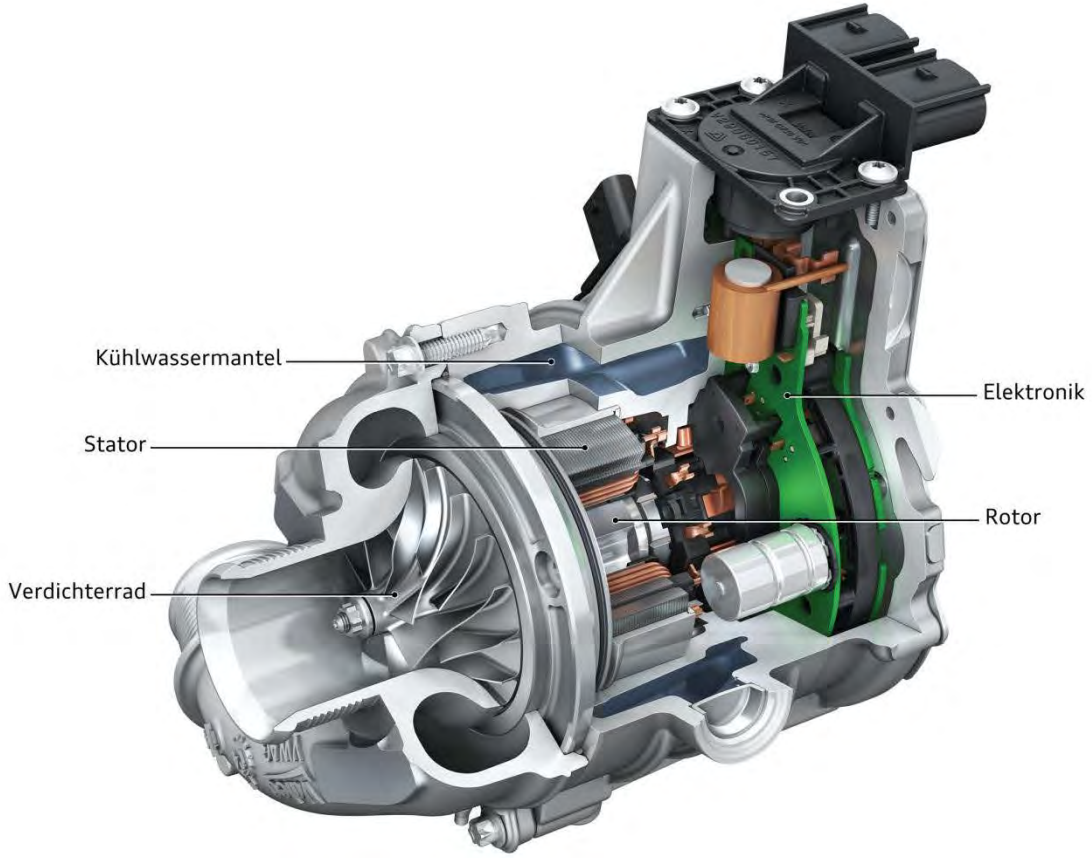


Abbildung 8: Aufbau des elektrisch angetriebenen Verdichters

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

fettgeschmierten Kugellagern im Gehäuse aufgenommen.

Aus den sehr hohen Anforderungen an die Dynamik des EAV resultieren elektrische Leistungen, die in der Spitze bis zu 7 kW betragen. Mit Hilfe eines Teilbordnetzes, das als Leistungsinsel ausgeführt ist, kann der EAV mit der notwendigen Energie versorgt werden. Bereitgestellt wird diese Energiemenge durch ein separates 48-Volt-Bordnetz, das über einen DC/DC-Wandler mit dem konventionellen 12-Volt-Bordnetz gekoppelt ist. Als Energiespeicher kommt eine kompakte Lithium-Ionen-Batterie mit 10 Ah zum Einsatz. Das 12 V-Bordnetz wird von einem 200 A-Generator gespeist.

Die Differenz zwischen dem aktuellen und dem berechneten dynamischen Sollladedruck ergibt die vom EAV aufzubringende Ladedruckdifferenz. Ist ein definierter Schwellwert überschritten, wird der EAV aktiviert. Nachfolgend findet eine Interaktion zwischen dem Ladedruckmodell für den Motor und der Sollwertbildung im EAV statt. Der Einsatz des EAV erhöht dann zusätzlich die Beschleunigungsleistung der Turbine und des Verdichters des Aktiv-ATL. Sobald der stationäre Sollladedruck für den entsprechenden Betriebszustand des Motors erreicht ist, wird der EAV wieder deaktiviert.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

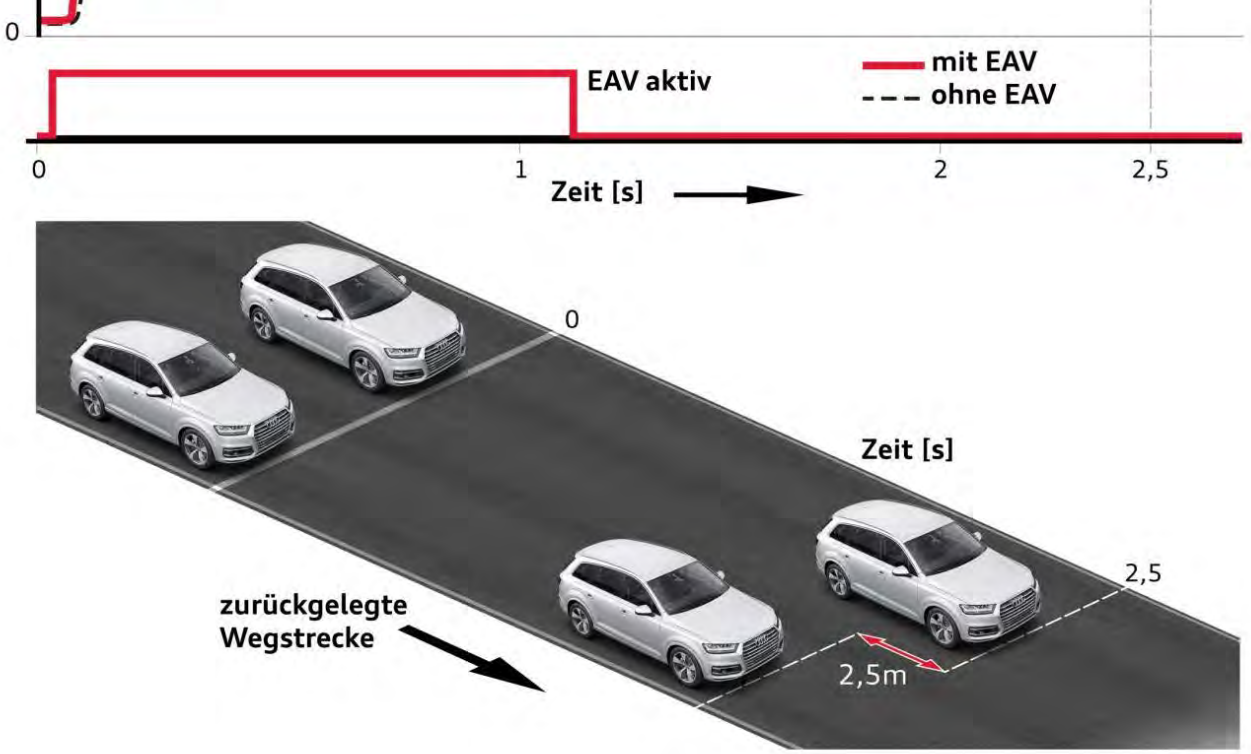


Abbildung 9: Beschleunigung mit / ohne EAV

Der EAV ist zu Beginn der Beschleunigung aktiv und unterstützt das Anfahren des Fahrzeugs. Der Motor läuft im Monoturbo-Betrieb, nur der Aktiv-ATL wird über die entsprechende Krümmerflut angetrieben. Der durch den EAV unmittelbar erhöhte Luftmassenstrom sorgt dabei für eine, gegenüber dem Betrieb ohne EAV bei gleichem Luftverhältnis, deutlich angehobene Volllasteinspritzmenge.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

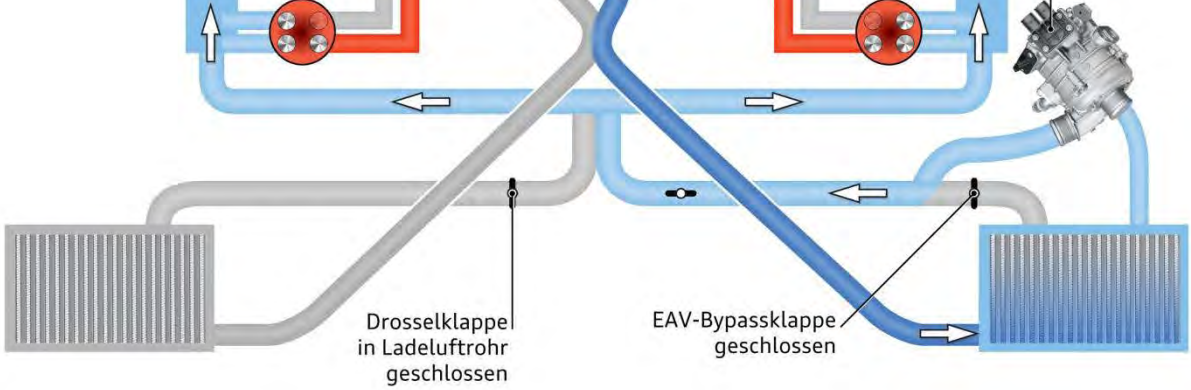


Abbildung 10: Monoturbo-Betrieb mit EAV

Dadurch wird nicht nur das Motormoment direkt angehoben sondern auch der Hochlauf des Aktiv-ATL durch die höhere Abgasenthalpie deutlich beschleunigt. Der maximale Ladedruck wird eine Sekunde früher erreicht und das transiente Motordrehmoment wird beginnend ab Leerlaufdrehzahl spürbar gesteigert.

Sobald der Aktiv-ATL seine volle Performance umsetzen kann, steigt der EAV aus, der Motor läuft weiterhin im Monoturbo-Betrieb und kann mit dem hochdynamischen Aktiv-ATL die Vorteile der Registeraufladung voll ausspielen.

Der maximale Ladedruck von 3,4 bar wird schon bei 1.500 1/min erreicht, das maximale Motordrehmoment von 900 Nm liegt bei der dynamischen Volllastbeschleunigung ab ca. 1.500 1/min an – stationär wird das maximale Motordrehmoment schon bei 1.000 1/min erreicht.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

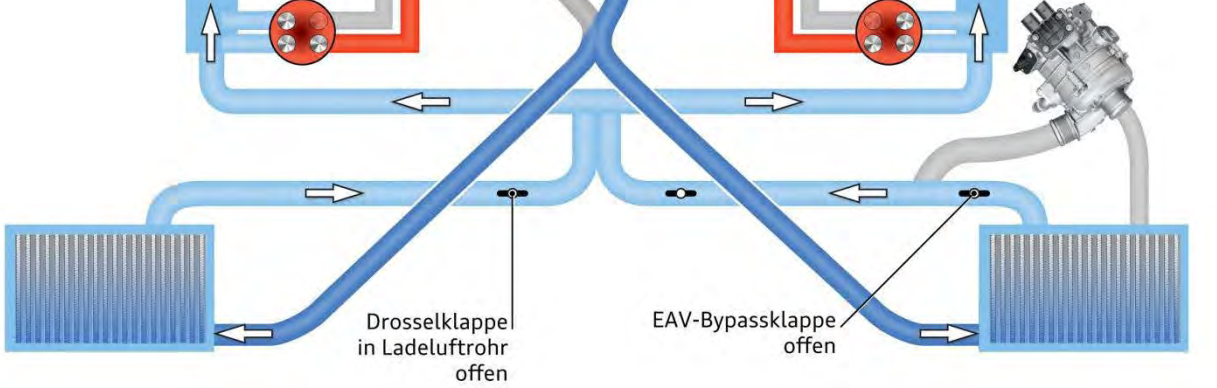


Abbildung 11: Monoturbo-Betrieb ohne EAV

Um bei hohen Motordrehzahlen das volle Leistungspotenzial ausschöpfen zu können, wird der Motor im Register-Übergangsbetrieb ab ca. 2.200 1/min auf die Zuschaltung des Passiv-ATL vorbereitet.

Durch das Öffnen einzelner Auslassventile, die zur Krümmerflut des Passiv-ATL führen, wird dieser beschleunigt, ohne dass die Antriebsleistung für den Aktiv-ATL schlagartig reduziert wird. Dies geschieht bei geöffnetem Rezirkulationsventil (in den schematischen Darstellungen nicht abgebildet), um störende Pumpgeräusche durch den Passiv-ATL zu vermeiden. Wenn durch das Öffnen der verbleibenden Registerauslassventile die Umschaltung in den Biturbo-Betrieb geschieht, wird das Rezirkulationsventil geschlossen, der Passiv-ATL kann Ladedruck aufbauen und überdrückt das federgelagerte Verdichterzuschaltventil.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

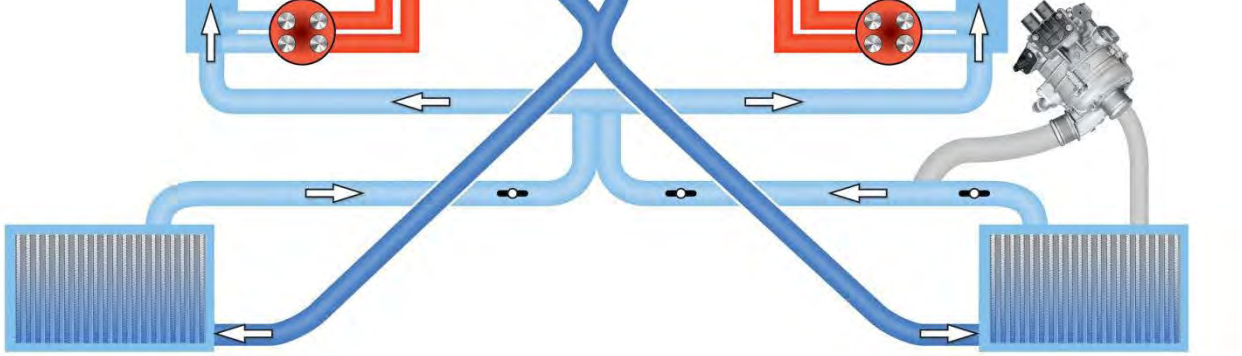


Abbildung 12: Biturbo-Betrieb ohne EAV

Der Motor läuft ab ca. 2.700 1/min im Biturbo-Betriebsmodus und kann mit beiden aktiven Auslassventilen den hohen Aufladegrad auch bei hohen Motordrehzahlen optimal nutzen. Bei 3.750 1/min erreicht der Motor seine Nennleistung von 320 kW, von der aus er bis 5.000 1/min mit sportlichem Leistungsangebot ausdreht.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Verschiebung zwischen den beiden Nocken-Schaltpositionen.

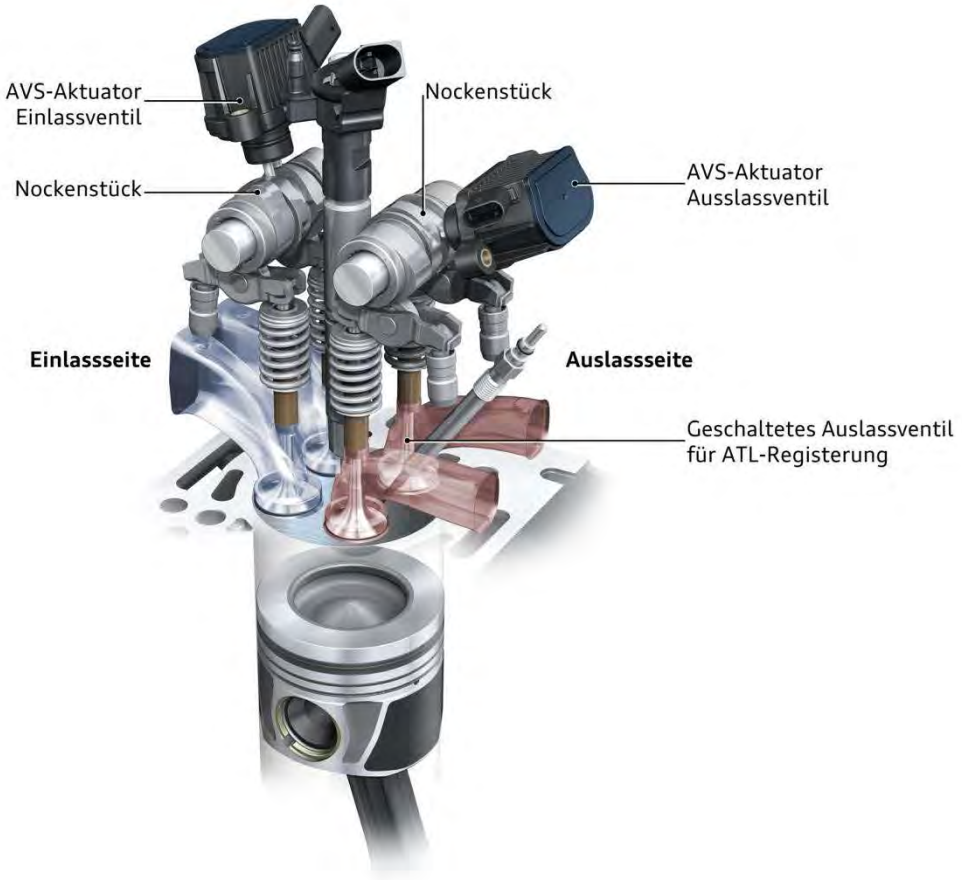


Abbildung 13: Zylinderausschnitt Ventiltrieb mit AVS

Auf der Einlassseite wird mit zwei unterschiedlichen Nockenkonturen die Eventlänge variiert, um einerseits die optimale Anfahrperformance zur Verfügung zu stellen und andererseits über eine lange Ventilöffnungsdauer die Nennleistung zu generieren.

Auslassseitig schaltet das AVS in Position 1 für die Auslassventile der passiven Abgasflut einen Nocken ohne Ventilhub, so dass jeweils ein Auslassventil pro Zylinder geschlossen bleibt. In Schaltposition 2 sorgt eine Nockenkontur mit Ventilhub für das Öffnen des

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

halten.

Um Mikrokerbwirkungen in Zonen hoher Belastung auszuschließen, sind der Wassermantel und die Einlasskanäle bezüglich Trenngratverlauf optimiert. Zielsetzung war es, dass die Formtrenngrate außerhalb hochbelasteter Bereiche liegen und diese prozesssicher automatisiert entgratet werden können.

Die konstruktive Auslegung des Zylinderkopfs auf das Motorkonzept mit heißer Seite im Innen-V führt im Zusammenspiel mit weiteren Strukturoptimierungen zu einer Gewichtsreduktion beider Zylinderköpfe von 7,0 kg gegenüber dem Vorgängermotor.

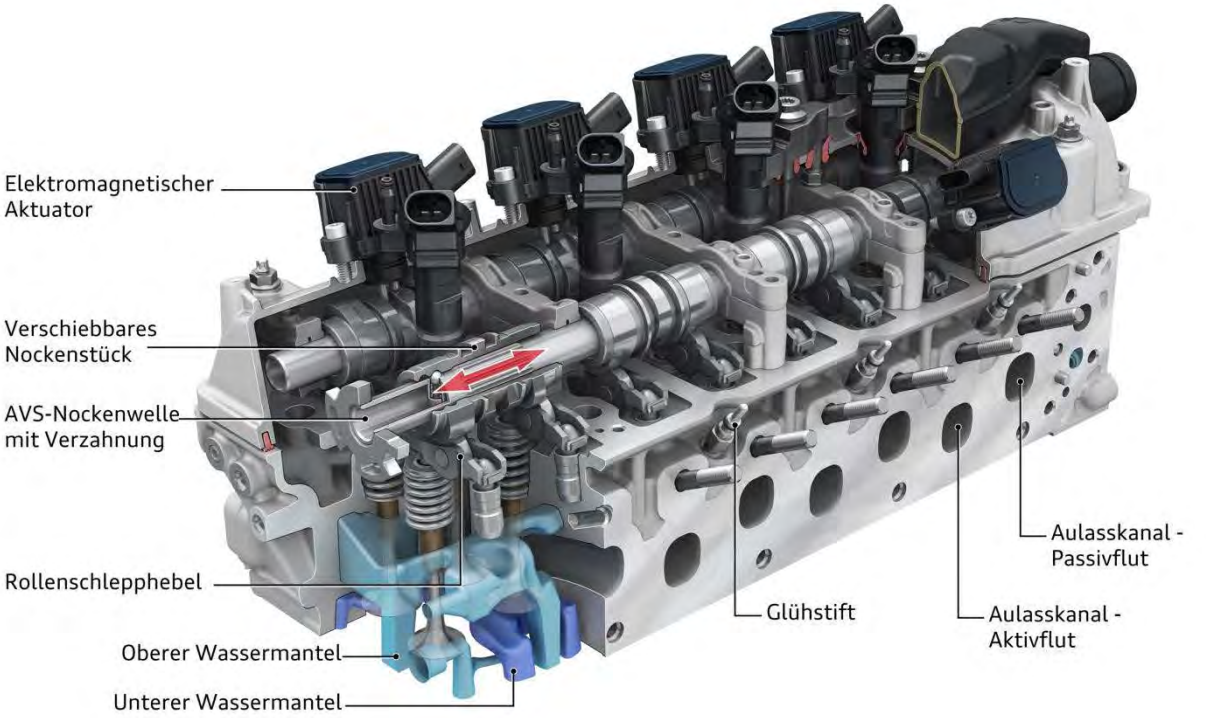


Abbildung 14: Zylinderkopf mit Ventiltrieb

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die getrennte Kopf-Block-Kühlung ermöglicht bei Kaltstart ein stehendes Kühlmittel im Zylinderkurbelgehäuse, was durch ein geringes Wassermantel-Volumen eine verbesserte Aufheizung zur Folge hat. Die genaue Funktion des Thermomanagements ist im Kapitel 3.6 detaillierter beschrieben.

Die Zylinderlaufbahnen sind zur Erzielung einer optimalen Zylinderform im motorischen Betrieb brillengehont. Dieses Verfahren ist Grundvoraussetzung für die sichere Funktion der Kolbenringe mit geringer Vorspannung und ein wichtiger Beitrag für eine optimale Reibleistungsbilanz.

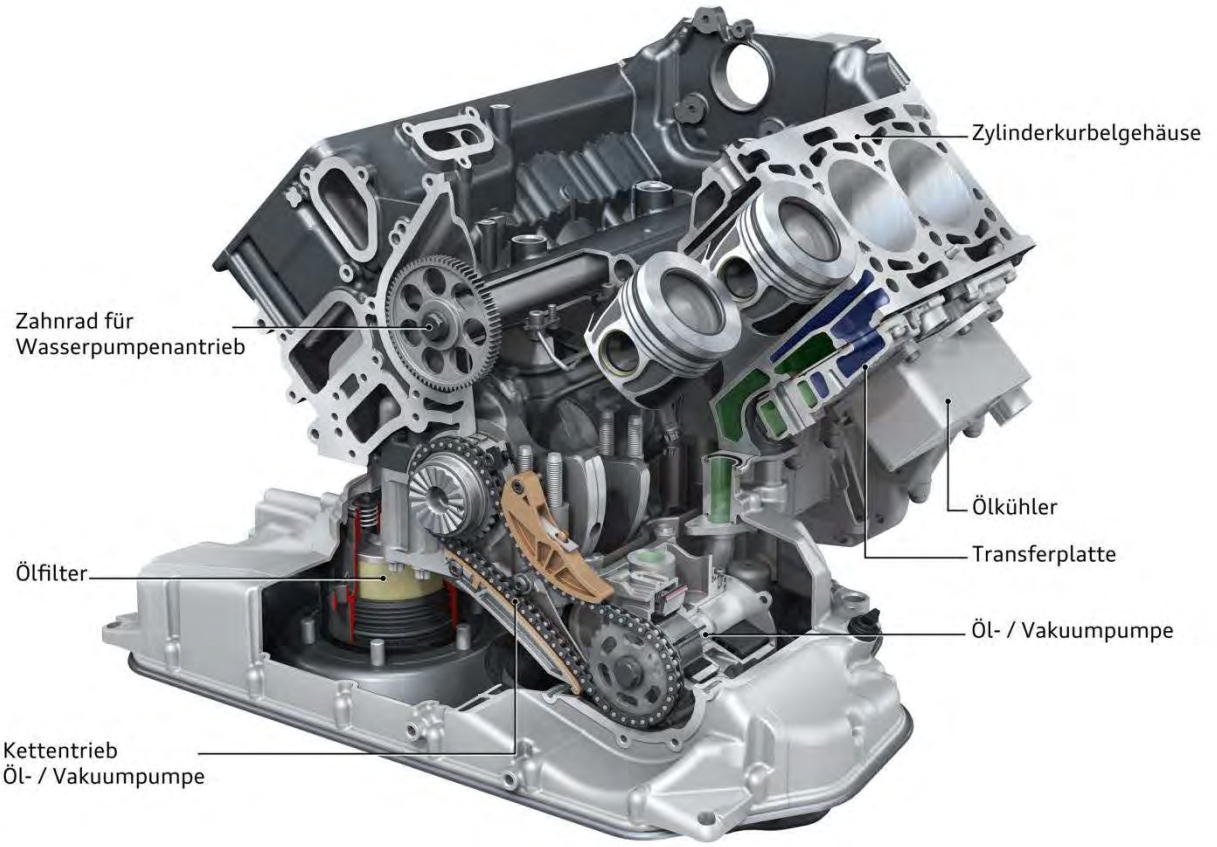


Abbildung 15: Zylinderkurbelgehäuse

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

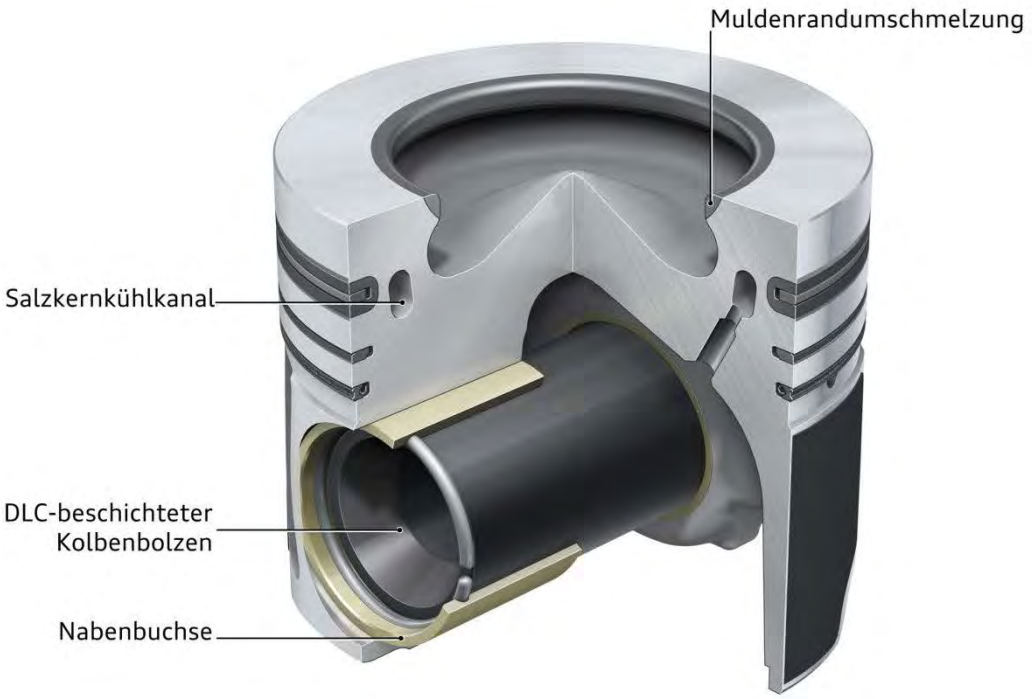


Abbildung16: Kolbenschnitt

Das bereits für den V6-TDI neu entwickelte Kolbenringpaket wurde für den V8-TDI übernommen. Fokus der Ringpaketauslegung war geringe Reibung. So werden zum Beispiel geringe Ringvorspannungen und Ringhöhen verwendet. Die notwendige Verschleißfestigkeit des ersten Rings konnte durch ein kombiniertes Schichtsystem aus PVD (physical vapour deposition) und DLC (diamond-like carbon) realisiert werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

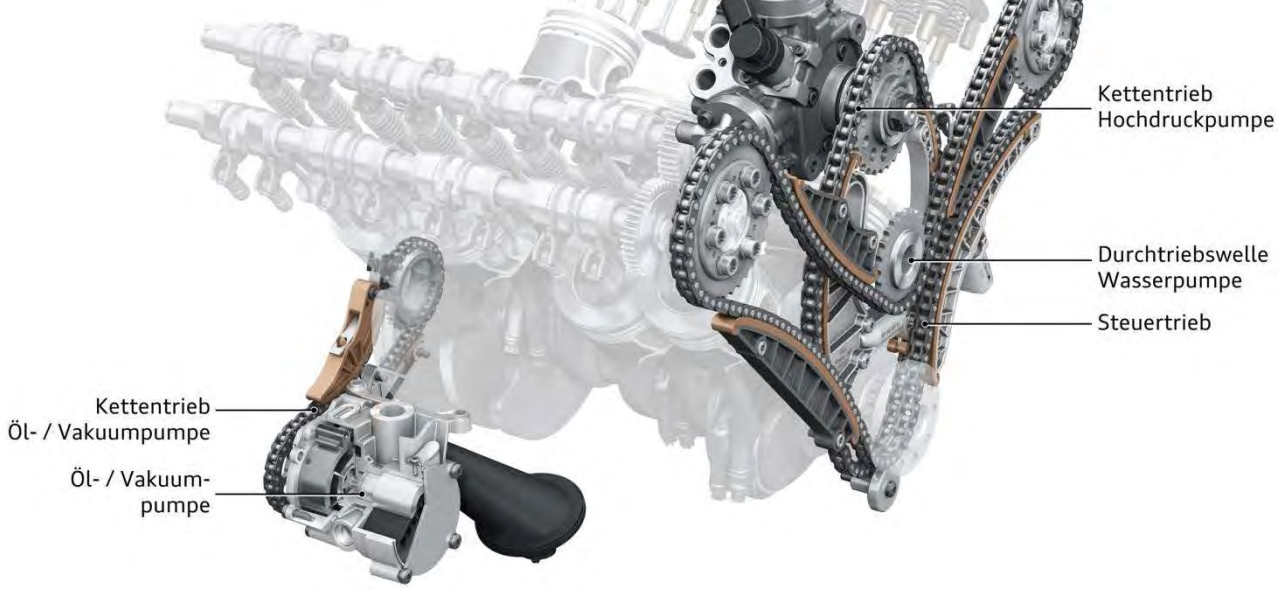


Abbildung 17: Kettentrieb-Layout

Um den hohen Dynamikanforderungen der Hochdruckpumpe beim Einsatz des 2.500 bar Einspritzsystems Rechnung zu tragen, ist der Kettentrieb für die Common-Rail-Pumpe als drehsteifer Zweiwellentrieb ausgeführt, wodurch Resonanzen und damit hohe Kettenkräfte über das gesamte Drehzahlband sicher vermieden werden.
Der Antrieb der in der Ölwanne angeflanschten Öl- / Vakuum-Tandempumpe erfolgt in diesem Aggregat durch eine eigene Kettenspur direkt vom vorderen Kurbelwellenende aus.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

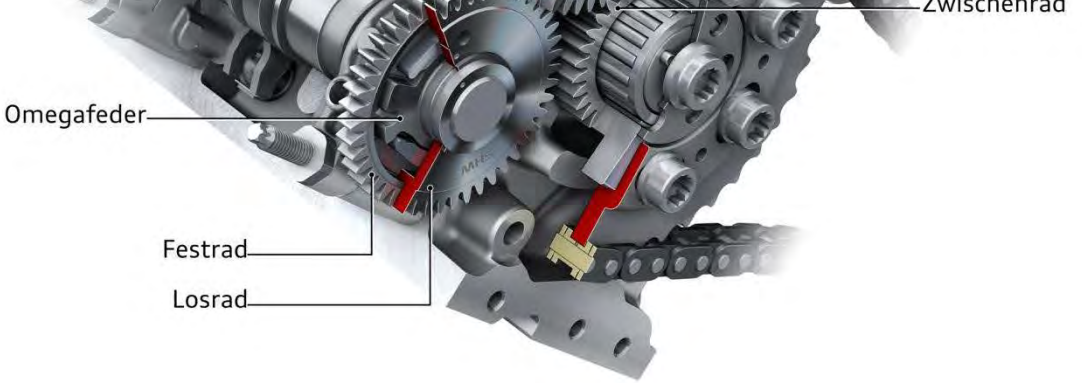


Abbildung 18: Zahnspielausgleich Nockenwelle

Durch ein im Zylinderkopf gelagertes Zwischenrad zur Darstellung der 2:1-Übersetzung wird auf groß bauende Nockenwellen-Kettenräder verzichtet. Von diesem Zwischenrad aus werden die beiden Nockenwellen über je eine Zahnradstufe angetrieben, die aus Akustikgründen jeweils ein Zahnspielausgleich aufweist. Um die Reibung dieser zusätzlichen Lagerstellen möglichst gering zu halten, ist die Zwischenradlagerung als Nadellager ausgeführt.

3.5 Ölkreislauf

Im Ölkreis kommt die an den Ölbedarf des V8-TDI weiterentwickelte, vollvariable Ölpumpe des V6-TDI-Motors zum Einsatz.
Die kontinuierlich über einen Exzenterring gesteuerte Flügelzellenpumpe ermöglicht eine optimale Anpassung des Druck- / Volumenstromangebots in Abhängigkeit von Last und Drehzahl.
Darüber hinaus kann zur Reibungsoptimierung über das Druckkennfeld der Durchsatz der Kolbenspritzdüsen beeinflusst beziehungsweise abgeschaltet werden.
Zur schnellen Ölerwärmung nach Kaltstart ist der Volumenstrom zu den Öl- / Wasser-Wärmetauschern kühlmittelseitig geschaltet. Während der Kaltstartphase und bei niedrigen Motorlasten fließt kein Kühlmittel über die Öl- / Wasser-Wärmetauscher. Diese

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

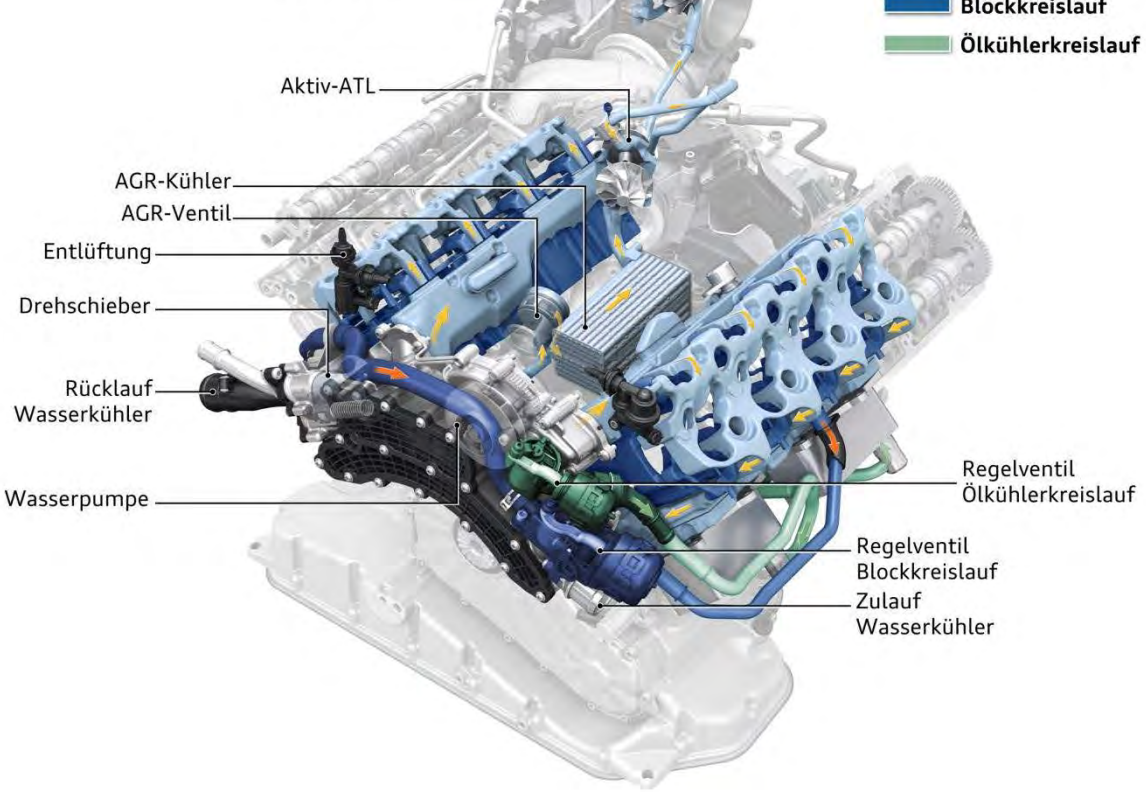


Abbildung 19: Kühlwasserkreislauf

Das innovative Thermomanagement-Konzept ermöglicht unabhängig vom stehenden Kühlmittel im Zylinderkurbelgehäuse eine autarke Versorgung der Innenraum- und Getriebeölheizung, des AGR-Kühlers und der Abgasturbolader über den Zylinderkopfkreislauf. Es erschließt Reibungs- und somit Verbrauchsvorteile für den gesamten kundenrelevanten Motorbetrieb.

Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderköpfe werden in zwei parallelgeschalteten Kühlkreisläufen durchströmt. Der Kühlmittelvolumenstrom verläuft für beide Kreise vom heißen Innen-V Eintritt quer über das Zylinderkurbelgehäuse beziehungsweise den Zylinderkopf zur kalten Außenseite.

Die an der Motorvorderseite positionierte Wasserpumpe verfügt über ein gedeckeltes Laufrad mit dreidimensional gekrümmten Schaufeln und versorgt kontinuierlich die beiden

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zylinderkopf-Kreislauf

Der permanent durchströmte Zylinderkopfkreislauf besteht in erster Linie aus den Wasserräumen der beiden Zylinderköpfe, den Öl- / Wasser-Wärmetauschern, dem AGR-Kühler sowie den fahrzeugseitigen Komponenten Heizungswärmetauscher, Getriebeöl-/Wasserwärmetauscher und Hauptwasserkühler.
Das Temperaturniveau dieses Kreislaufs wird durch ein auf minimale Druckverluste optimiertes, neu entwickeltes Kennfeldthermostat mit Drehschieberventil geregelt (siehe Abbildung 20).

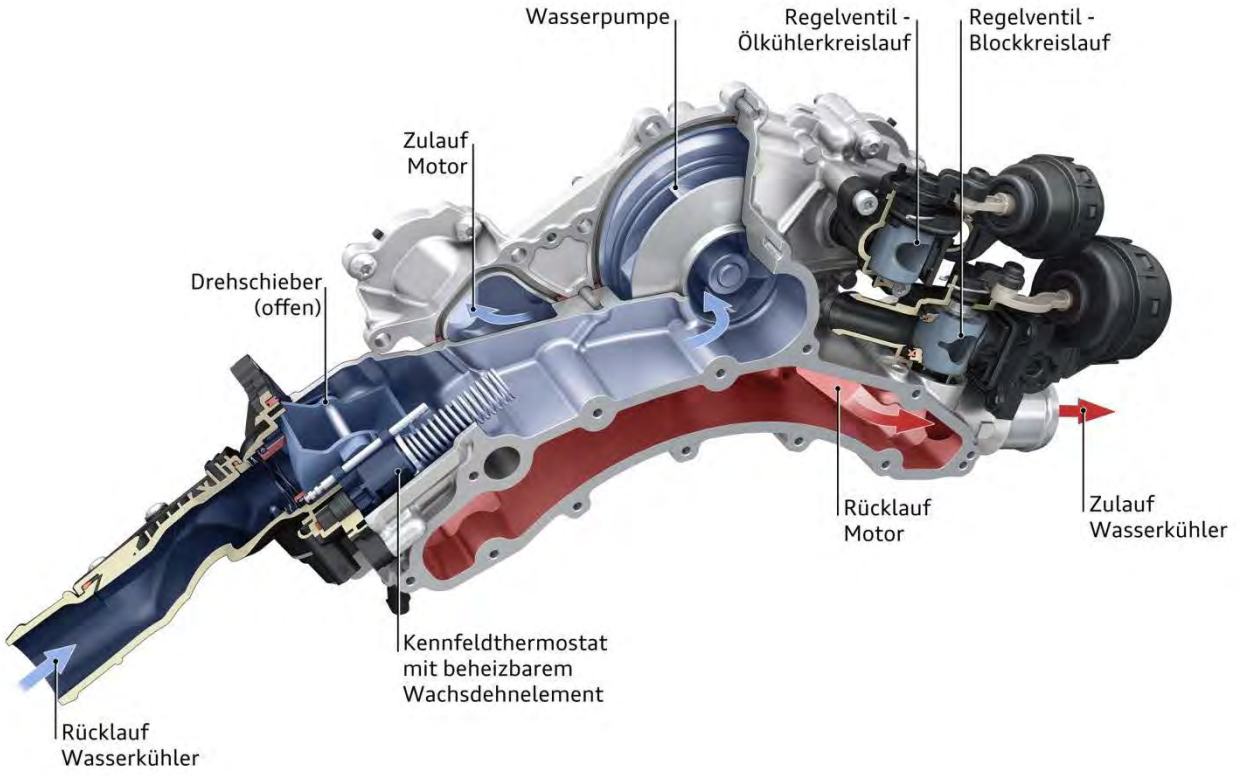


Abbildung 20: Kühlwassermodul

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.7 Einspritzsystem

Erstmals bei Audi kommt ein Einspritzsystem mit einem maximalen Einspritzdruck von 2.500 bar zum Einsatz.
Die Erhöhung des Einspritzdruckes um bis zu 500 bar gegenüber dem Vorgängermotor erlaubt eine Auslegung des Injektors mit einer nur moderaten Durchflusserhöhung an der Düse von 400 auf 430 ml / 30 s. Damit gelingt es, auf der einen Seite die Leistungsziele des Motors zu erreichen, auf der anderen Seite aber auch, in Verbindung mit dem weiterentwickelten Brennverfahren, optimale Voraussetzungen für eine emissionsarme Verbrennung zu schaffen.

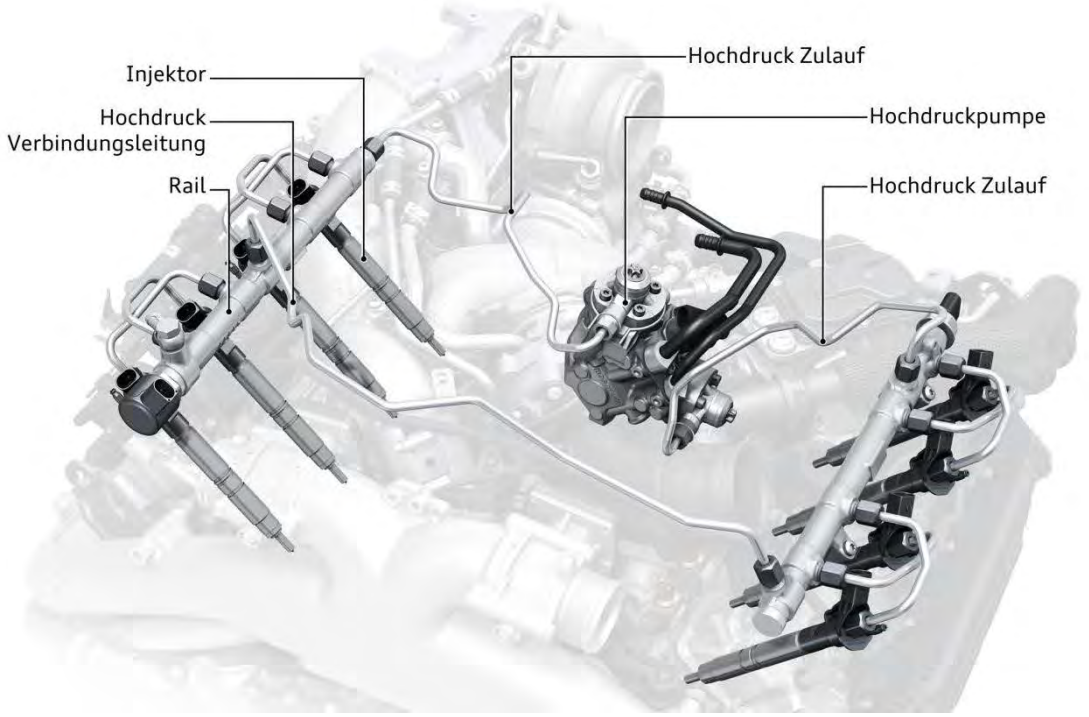


Abbildung 21: Einspritzsystem

Der Hub der Zwei-Stempel-Hochdruckpumpe wurde von 5,625 mm auf 7,5 mm angehoben, um für die maximale Motorleistung erforderliche Einspritzmenge liefern zu können.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

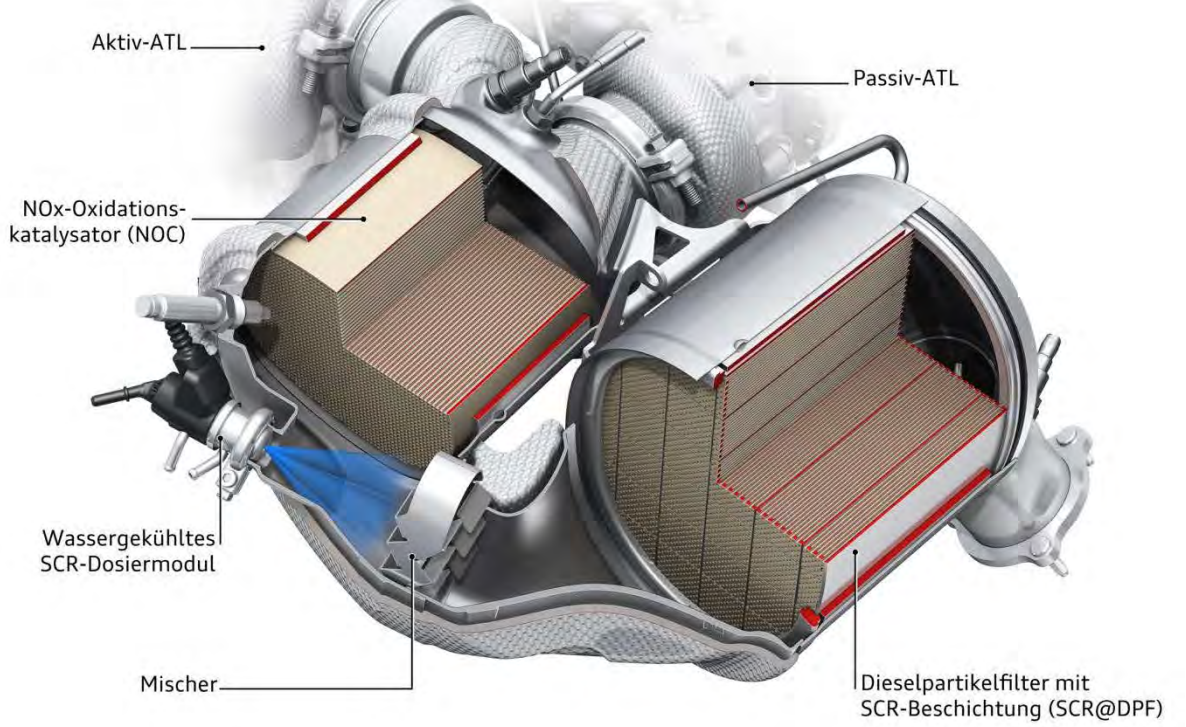


Abbildung 22: Abgasnachbehandlung

Mit dieser Kombination und dem motornahen Anbau werden die Vorteile beider Abgasnachbehandlungssysteme ideal vereint:

- bestmögliche Tieftemperaturaktivität des NO_x-Speichers
- hohe NO_x-Konvertierung bei mittleren und hohen Lasten durch das SCR-System

Die Kat- und DPF-Volumina wurden zur Erfüllung aktueller und zukünftiger Abgasnormen an das leistungsstarke Aggregat angepasst:

Komponente	Volumen V6-TDI	Volumen V8-TDI
NOC	1,60l	2,37l
SCR@DPF	3,73l	5,00l

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Brennverfahrens schon niedrigen, Stickoxid-Rohemissionen durch den hocheffizienten NOx-Oxidations-Katalysator (NOC) gespeichert und bei dessen Regeneration vollständig umgesetzt. Bei außerstädtischem Betrieb und insbesondere bei hoher abgerufener Motorleistung übernimmt der effiziente SCR-Katalysator die Reduzierung der NO_X-Emissionen.

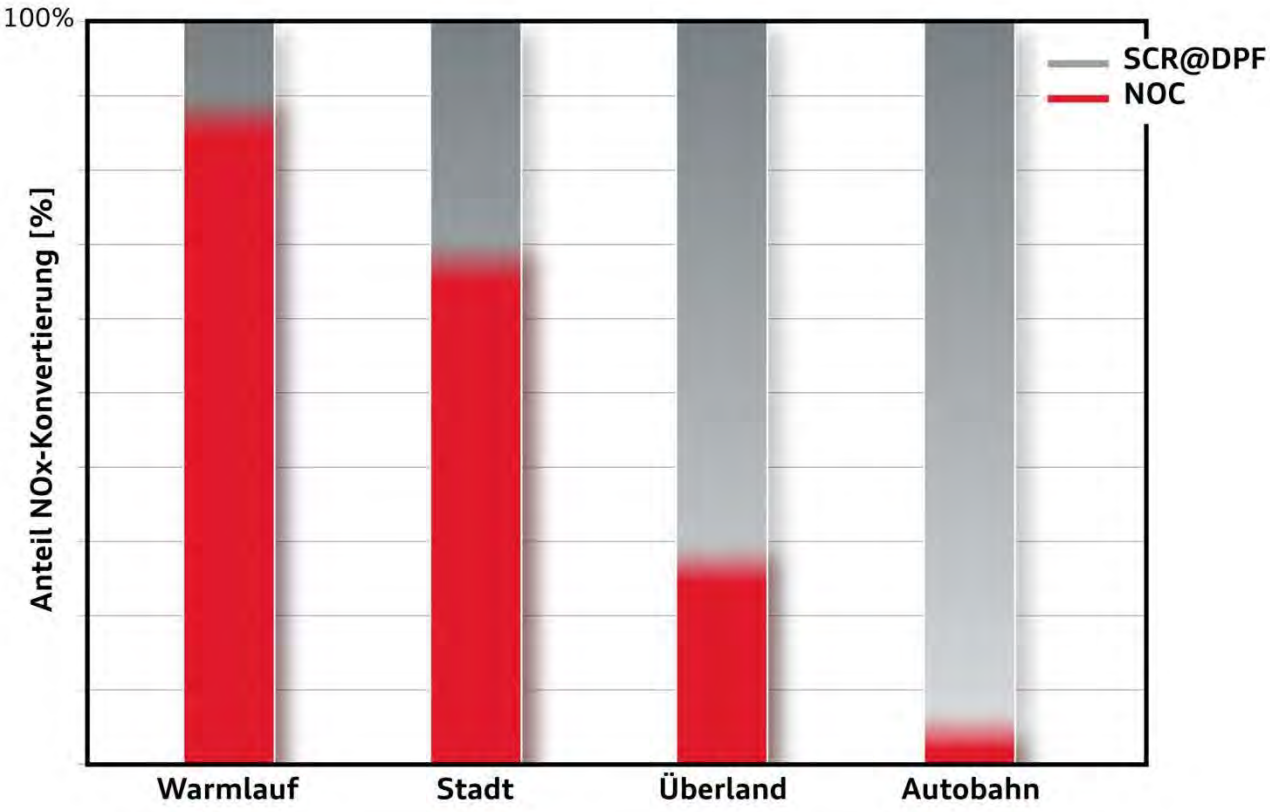


Abbildung 23: Beitrag NOC / SCR@DPF während RDE-Fahrt

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch den hohen Aufladegrad und die verlustfreie Abschaltung des Passiv-ATL durch die dicht schließenden Auslassventile konnte gegenüber dem V8-TDI erster Generation eine deutliche Verbesserung des spezifischen Verbrauchs bei Drehzahlen unter 2.500 1/min bis an die Volllast erreicht werden.

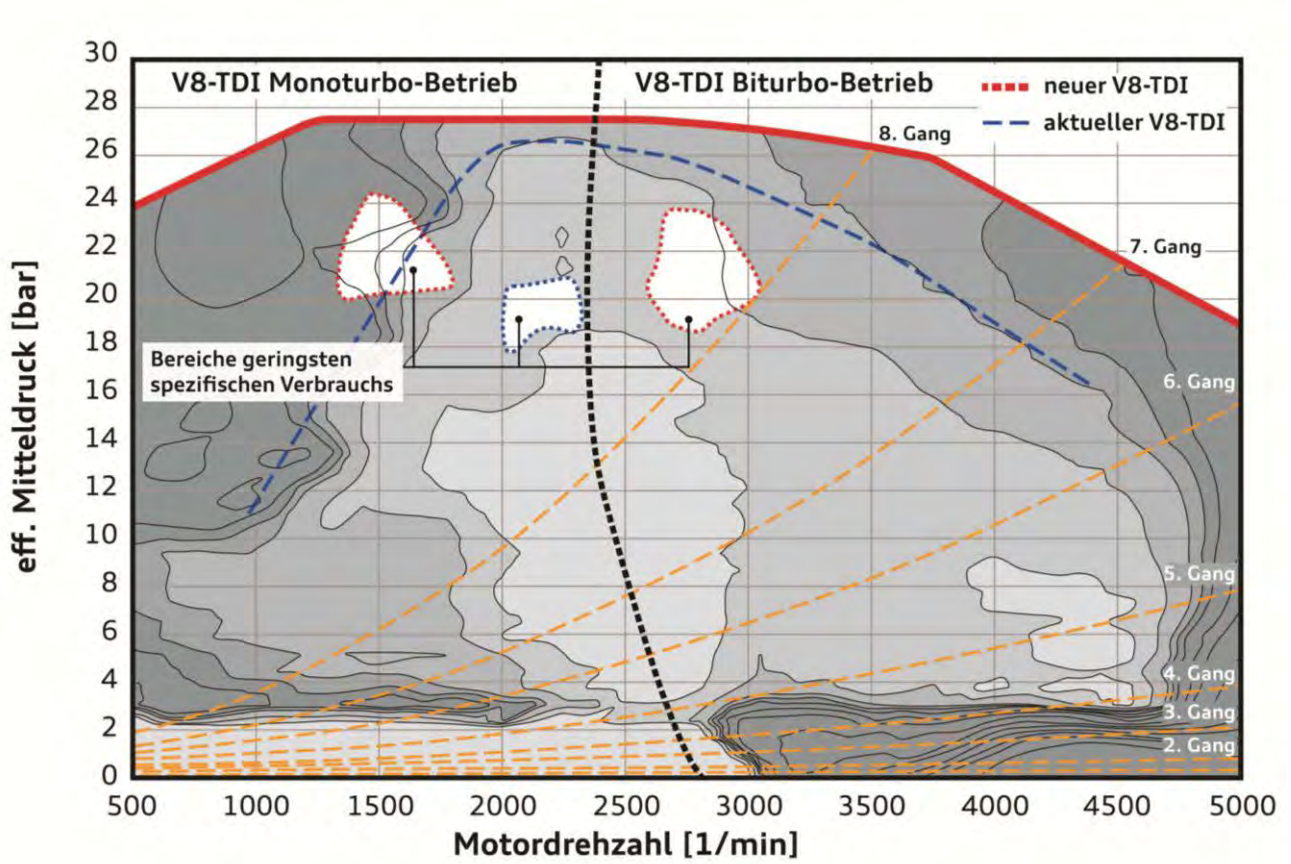


Abbildung 24: be-Optimierung Mono- / Biturbo-Betrieb

In der Kennfelddarstellung Abbildung 24 ist das zu niedrigen Drehzahlen hin erheblich erweiterte Drehmomentangebot des Motors deutlich zu sehen. Der spezifische Verbrauch liegt dabei um bis zu 30 % unter den Werten, die der Vorgängermotor bei niedrigen

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch die Einlassventilsteuerung konnte sowohl eine für das Ansprechverhalten aus tiefen Drehzahlen als auch eine für die Füllung bei hohen Drehzahlen optimierte Einlassventilhubkurve realisiert werden. Diese Kombination sorgt zusammen mit der leckagefreien Registerschaltung der beiden Abgasturbolader mittels der Auslassventilsteuerung für deutlich gesteigerte Spontanität und erlebbaren Fahrspaß.

Mit der Übernahme der Kolbenmulde aus dem aktuellen V6-TDI-Motor konnte in Verbindung mit einer Reduzierung des Drallniveaus der Zylinderköpfe von 1,83 auf 1,65 DZN eine deutliche Verbesserung des Rohemissionsniveaus im Vergleich zum Vorgänger-Motor bei einer gleichzeitig erhöhten Motorleistung erreicht werden.
Zur Verbesserung des NOx-Partikel-Trade-Off wurde auch die geometrische Verdichtung von 16,5 auf 16,0 verringert, wobei das Einlass-AVS durch die Umschaltung auf die kurze Nockenkontur zum Start und vor allem zum Kaltstart wieder eine Erhöhung des effektiven Verdichtungsverhältnisses erlaubt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Spitzenleistung wurde im Vergleich zum Vorgängermotor im Q7 von 250 kW um 70 kW auf 320 kW angehoben.

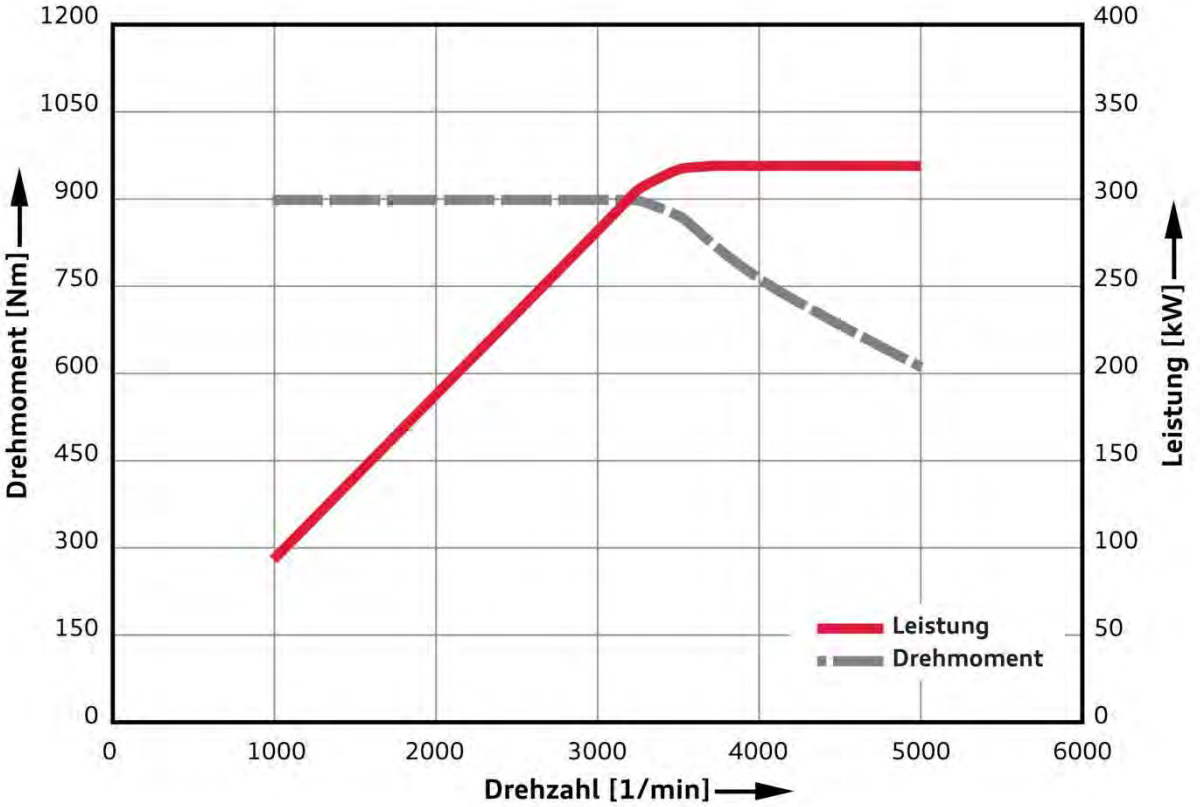


Abbildung 25: Volllastkurve 320 kW EU6

Durch die Registeraufladung konnte sowohl die Leistung als auch gleichzeitig das Drehmoment bis hin zu niedrigsten Drehzahlen deutlich erhöht werden. Dies führt zu einem außerordentlich breiten Drehmomentband. Im Drehzahlbereich von 1.000 1/min bis 3.250 1/min kann je nach Getriebe- und Fahrzeugeinsatz ein Drehmoment von bis zu 900 Nm angeboten werden. Zusammen mit dem im Vergleich zum Vorgängermotor spontaneren Ladedruckaufbau und dem Leistungsplateau von 3.750 bis 5.000 1/min ist dies der Garant für eine dynamische Kraftentfaltung, die ein Ausdrehen des Motors bis über 5.000 1/min erlaubt und damit die gesteigerte Sportlichkeit des Motors erlebbar macht.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Abstimmung des Luftsystems für alle Betriebszustände der Registerschaltung konnte nur durch den Einsatz modellbasierter Strukturen im Motorsteuergerät effizient dargestellt werden, da die hohe Komplexität des Gesamtsystems im Ladedruck- und im Abgasrückführsystem eine herkömmliche Betriebspunktoptimierung im gesamten Kennfeldbereich des Motors unmöglich macht.

Die modellbasierte Abstimmung des Luftsystems ermöglicht auch, trotz der hohen Komplexität des Motors, eine Übertragbarkeit der Applikation auf weitere Fahrzeugderivate durch eine Anpassung der Modelle, ohne dass eine komplette Applikation des Luftsystems erforderlich ist.
Dies erlaubt die Darstellung des NAR- und EU5-Derivats mit großen Synergien zu der EU6-Grundapplikation.

Die Kombination des Motors mit dem 8-Stufen-Wandlerautomatikgetriebe ermöglicht eine verbrauchsoptimale Fahrweise mit Schwerpunkt auf niedrigen Fahrdrehzahlen, die aufgrund des hohen Drehmomentangebots des Motors im gesamten Drehzahlbereich ohne Einbußen bezüglich der Dynamik in der Lastannahme genutzt werden können.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Getriebe		8-Stufen tiptronic quattro	8-Stufen tiptronic quattro
Emissionsklasse		EU5	EU6
Max. Drehmoment	[Nm]	800	900
Max. Leistung	[kW]	250	320
Beschleunigung 0 - 100 km/h	[s]	6,5	4,8
Höchstgeschwindigkeit	[km/h]	243	250 (abgeregelt)

Abbildung 26: Fahrleistungsvergleich zum Vorgänger im Q7

Mit dem neuen V8-TDI Motor konnten nicht nur die CO_2-Emissionen deutlich gesenkt, sondern auch die Motor- bzw. Fahrleistungen spürbar verbessert werden. Beides definiert Spitzenwerte für ein Fahrzeug im SUV-Segment. Damit sind höchste Effizienz und Fahrspaß gleichermaßen garantiert.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In Verbindung mit dem Ersteinsatz des elektrisch angetriebenen Verdichters und der dynamischen Turboladerumschaltung durch AVS ist ein Hochleistungsaggregat entstanden, welches einen Benchmark in Sachen Anfahrperformance und Maximalleistung, gepaart mit hoher Effizienz darstellt.

Der neue V8-TDI zeigt, dass verbesserte Effizienz und begeisternde Fahrleistungen und Fahrzeugdynamik einander nicht ausschließen müssen.
Es ist ein sportliches Aggregat entstanden, das schon heute kommende Emissionsstufen erfüllt.
Mit der Kombination von Register-Aufladung und dem elektrisch angetriebenen Verdichter wurde erneut ein Audi-TDI-Aggregat entwickelt, das „Vorsprung durch Technik“ verkörpert und zu Kundenbegeisterung führen wird.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte
Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Vehicles with Internal Combustion Engine

Kurzfassung

Gesetzliche Auflagen des Klimaschutzes erfordern eine zunehmend drastischere Verminderung des CO_2-Fußabdrucks der Energieströme im Transportsektor. Gleichzeitig sind aktuelle und zukünftige Grenzwerte für die limitierten Emissionen, insbesondere die für Stickoxide bei Dieselmotoren für mobile Anwendungen im Realbetrieb einzuhalten. Zusätzlich hilft es der zukünftigen Akzeptanz des Verbrennungsmotors im mobilen Bereich, nicht nur die Abgasemissionen bis hinunter zur Sub-Zero-Stufe zu vermeiden, sondern auch bei den Kraftstoffen eine generelle Erhöhung der Standards an Sicherheit, Gesundheitsschutz und Umweltverträglichkeit anzustreben.

Unser Lösungsvorschlag sieht eine allmähliche Abkehr von der Verwendung fossiler Kraftstoffe auf der Basis von Kohlenwasserstoffen und deren Ersatz durch C1-Oxygenate vor, die aus Abfall-CO_2 und nachhaltig produziertem Wasserstoff hergestellt werden (CWtL). Das Primärprodukt Methanol dient als klimaneutraler Energieträger und Rohstoff zur Produktion maßgeschneiderter Kraftstoffe mit optimaler Eignung für moderne Verbrennungsmotoren.

Oxymethylenether (hier: OME2) ist ein C1-Oxygenat mit einer besonderen Eignung als Kraftstoff für Dieselmotoren, mit hoher Zündwilligkeit [Cetanzahl (CZ) 90] und ohne toxische Eigenschaften. Es werden aktuelle Versuchsergebnisse an einem Common-Rail-Diesel-Einzylindermotor (1,8 l) mit OME2 präsentiert. Unter Einsatz von Abgasrückführung (AGR) kann das Brennverfahren ohne Erhöhung der Partikel- und Partikelanzahlemissionen (PN) auf niedrigste NO_x-Emissionen eingestellt werden, einer Grundvoraussetzung für den realen Fahrbetrieb.

Die Herstellung von OME aus fossilem Methanol ist seit 2015 großtechnisch etabliert. Für nachhaltiges OME wird empfohlen, das große thermodynamische Potenzial zur Absenkung des Energieaufwands bei seiner Herstellung zu nutzen, um eine langfristig gesicherte und bezahlbare Defossilisierungs-Lösung zu finden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

nem OME2, welches ohne Dieselbeimischung verwendet wird, demonstriert werden. Im zweiten Teil dieser Arbeit werden die Perspektiven von emissionsfreien Motoren am Beispiel der nachhaltigen und CO_2-neutralen OME-Kraftstoffe analysiert. Ebenso werden Abschätzungen für die Herstellkosten und Verfügbarkeit der verschiedenen OME getroffen und deren chemische und physikalische Eigenschaften verglichen.

1 Motorische Untersuchungen

1.1 Bekannte Untersuchungen mit OME-Kraftstoffen

Aufgrund des eingebundenen Sauerstoffanteils besitzen sogenannte Oxygenatkraftstoffe hervorragende Eigenschaften, um die Partikelemissionen im Abgas zu reduzieren. Je höher der Anteil an Sauerstoff, desto geringer sind die Partikelemissionen [Si98, Ch99, Re08, Zh09].

Untersuchungen zum Einfluss der Kraftstoffstruktur wurden an einer Flamme unter motorischen Bedingungen durchgeführt. Dort wurde das Augenmerk auf den Einfluss durch die Anzahl der C-C Bindungen im Kraftstoff, das C/H- und das C/O-Verhältnis gelegt. Reines OME1 wird in diesen Versuchen als Referenz für eine rußfreie Verbrennung herangezogen. Durch Beimischung weiterer Kraftstoffkomponenten wurde die Rußneigung in Abhängigkeit der zuvor genannten Größen betrachtet [Sv05]. Die Voraussetzungen für eine rußarme Verbrennung werden von den OME-Kraftstoffen hervorragend erfüllt (Sauerstoffanteil OME1-5 = 42 bis 50 %, keine C-C Bindungen) und besonders die höheren OME haben sehr dieselähnliche physikalische Eigenschaften [Ma14].

Mit Mischungen von Diesel und 20 % OME3/4 in einem Euro V Vollmotor im European Transient Cycle wurde eine Absenkung der Rußemission von 56 % erzielt. Im European Stationary Cycle wurde eine Absenkung von 35 % erreicht. Dies zeigt, dass der Einfluss der OME-Kraftstoffe besonders für die Real Driving Emissions relevant ist. Im Kennfeld werden in weiten Bereichen Rußminderungen von über 70 % gemessen [Lu11].

Es muss grundsätzlich unterschieden werden, ob die Kraftstoffe als Reinstoff oder als Mischung in Diesel untersucht werden. Der Einfluss von geringen Beimischungen wurde in [Ma14] analysiert. Mit reinem OME1 gelingt es dort, den Zielkonflikt zwischen Partikel- und Stickoxidemissionen zu eliminieren. Bereits eine Beimischung von 5 % Diesel in OME1 genügt, dass der Zielkonflikt wieder sehr deutlich auftritt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Potentiale von reinem OME1 werden erst in [Hä14, HS15, Hä15] erneut aufgegriffen. Um die Zündwilligkeit zu verbessern und damit eine bessere Vergleichbarkeit zu Dieselkraftstoffen zu gewährleisten, wurde eine Additivierung für OME1 vorgenommen. Durch Zumischung von 6 % höherpolymerer Ethylen- und Propylenglykolether konnte eine Steigerung der CZ von 38 mit reinem OME1 auf 48 mit dem additivierten OME1a erzielt werden [Hä14]. Gleichzeitig wurden Schmierfähigkeit und Viskosität verbessert. Aufgrund der Reglementierung der Partikelanzahlemission mit der Euro VI Gesetzgebung wurde zum ersten Mal auch die Partikelanzahlkonzentration im Abgas bei Verwendung von OME1 ohne Dieselbeimischung gemessen. In Variationen der AGR-Rate an verschiedenen Lastpunkten wurde gezeigt, dass die Partikelemissionen bis in den unterstöchiometrischen Betrieb weit unter dem Niveau von Dieselkraftstoff gehalten werden können. Im leicht überstöchiometrischen Bereich wurde jedoch die Emission von Methan beobachtet, welches einen 21-fachen Treibhauseffekt im Vergleich zu CO_2 [Fr02] besitzt. Der berechnete indizierte Wirkungsgrad mit OME1a weicht in allen Lastpunkten nur wenig vom Dieselbetrieb ab und ist tendenziell sogar leicht besser [Hä14].

Untersuchungen zur Verwendung des OME1a am Vollmotor wurden in [Sc15] durchgeführt. Auch hier hat sich das hohe Potential zur Reduktion der Partikelemissionen bestätigt und gezeigt, dass der Einsatz von OME1a ohne besondere Eingriffe am Motor möglich ist. Nicht berücksichtigt wurde jedoch, dass bei Erhöhung der AGR-Rate die Stickoxidemissionen ohne Einfluss auf die Partikelemissionen reduziert werden können.

Ausführliche Untersuchungen zu höheren OME in Reinform liegen aufgrund der mangelnden Verfügbarkeit nicht vor. In [Pg12] wurde an einem Betriebspunkt eine Mischung aus OME3/4/5 an einem optischen Einzylindermotor verwendet. Dabei war kein Flammeneigenleuchten detektierbar. Darüber hinaus wurde der Kraftstoff in einem alten Dieselfahrzeug eingesetzt, dabei wurde die Partikelemission um 77 % abgesenkt [Pg13]. Da keine Anpassungen der AGR-Raten im Motorbetrieb gemacht wurden, sind die dabei aufgetretenen Erhöhungen in den Stickoxidemissionen nicht repräsentativ für das Potential des Kraftstoffes.

Zum besseren Verständnis der geringen Partikelemissionen wurden Versuche mit verschiedenen OME-Kraftstoffen in einer optisch zugänglichen Brennkammer durchgeführt. Mittels OH-Chemilumineszenz und Zweifarben-Pyrometrie wird die Verbrennung und das Rußeigenleuchten für verschiedene OME2 Mischungen mit Diesel und von OME2 in Reinform visualisiert. Dabei ist mit zunehmender Erhöhung des Sauerstoffanteils eine Abnahme des Eigenleuchtens in der Rußbildungsphase zu erkennen. In den Abgasmessungen

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die folgenden Versuche wurden anknüpfend an die Untersuchungen mit OME1a von [Hä14] durchgeführt. Zunächst soll gezeigt werden, dass die in der Literatur mehrfach betonte, positive Auswirkung des im Kraftstoffmolekül gebundenen Sauerstoffanteils auf die Partikelemissionen der Verbrennung auch für OME2 gilt. Durch Verwendung einer externen Abgasrückführung soll anschließend das Potential herausgearbeitet werden, die Stickoxidemissionen innermotorisch drastisch zu reduzieren, ohne dass ein Anstieg in den Partikelemissionen wahrzunehmen ist. In [Hä14] wird außerdem festgestellt, dass bei der Verbrennung von OME1a nahe dem stöchiometrischen Betrieb Methanemission auftritt. Dieses Phänomen wird in diesen Untersuchungen für OME2 näher untersucht.

1.2.1 Versuchsaggregat

Verwendet wurde ein Einzylinder Forschungsmotor der Nutzfahrzeugklasse. Dieser wurde von der MAN D20-Serie abgeleitet und besitzt die in Tabelle 1.1 aufgeführten Spezifikationen. Die Ladeluft wird extern durch einen Schraubenverdichter und eine Heizung konditioniert. Der Abgasgegendruck wird über eine Abgasdrossel eingeregelt, wodurch eine Aufladegruppe mit einem Turboladergesamtwirkungsgrad von 60 % simuliert wird. Der Versuchsmotor verfügt über einen Diesel Oxidationskatalysator (DOC) [LS300/600 Metallträger (Emitec) mit einer 40 g/ft³ Platinbeschichtung (Interkat), einem Volumen von 1,64 l und einer Raumgeschwindigkeit von 52.000 h^{-1}] [Ma14]. Es wird eine gekühlte Hochdruck-AGR eingesetzt.

Um Einflüsse auf die Partikelbildung durch Eintrag von Motorenöl aus dem Schmierölkreislauf in die Verbrennung zu reduzieren, wurde ein aschefreies Motorenöl auf Basis von Polyalkylenglykolether eingesetzt.

Der Kraftstoff wird dem Motor über ein Common-Rail-Einspritzsystem mit Mehrloch-Magnetventil-Injektor zugeführt. An dieses sind zwei Tanksysteme angebunden, welche einen Kraftstoffwechsel im laufenden Betrieb ermöglichen. Zwischen Tank und Vorförderpumpe befindet sich ein Kraftstoffkühler.

Zur Vorbereitung der Common-Rail-Hochdruckpumpe für den Einsatz mit OME2 wurden im Vorfeld Quellversuche für verschiedene Dichtungsmaterialien durchgeführt. Das Ziel dabei ist es, einen günstigeren Ersatz für die seither verwendeten Dichtungen aus Perfluorkautschuk (FFKM) zu finden. Das Ergebnis dieser Untersuchung zeigt Abbildung 1.1. Daraus geht hervor, dass Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM) wegen seiner geringen Quellneigung für den Betrieb mit OME2 geeignet wäre, in Diesel jedoch stark

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

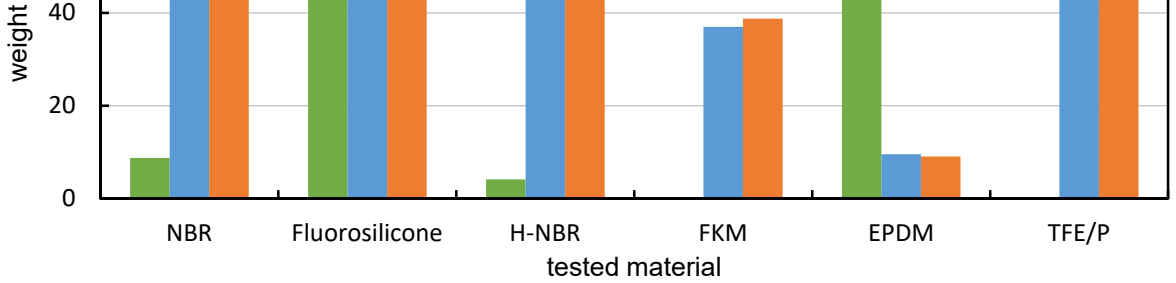


Abbildung 1.1 Quellversuche Dichtungsmaterialien in OME2 und in Diesel

Für die in dieser Versuchsreihe untersuchten Betriebspunkte mit hydriertem Pflanzenöl (HVO) und OME2 wird dieselbe Injektorkonfiguration wie bei vorhergehenden Versuchen mit OME1a [Hä14] verwendet. Hierbei handelt es sich um rücklauffreie Injektoren, um den Wärmeeintrag in den Kraftstoffrücklauf zu beschränken. Dies ist notwendig, da die untersuchten Kraftstoffe eine geringe Siedetemperatur (OME1: 42 °C, OME2: 105 °C) aufweisen und somit zur Dampfblasenbildung neigen.

Tabelle 1.1 Spezifikationen Versuchsmotor

Hubraum [dm³]	1,753
Verdichtungsverhältnis	16,8:1
Hub [mm]	155
Bohrung [mm]	120
Pleuelstichmaß [mm]	251
Injektor	Mehrloch-Magnetventil-Injektor, 8 Löcher

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1.2 Verwendete Abgasmesstechnik

Messgerät	Gemessene Größen	Position Messstelle Katalysator
AVL FTIR Sesam i60 II	NO, NO_2, NH_3, CH_2O, CH_4, OME1, OME2 (Auswahl)	Vor/Nach
Horiba MEXA 7170HEGR	NO_x, THC, O_2, CO, CO_2	Vor/Nach
AVL 483 Micro Soot Sensor	Partikelmasse	Vor
Horiba MEXA 2300 SPCS	Partikelanzahl	Vor

1.2.3 Untersuchte Kraftstoffe

Aufgrund seiner Schwefelfreiheit wurde HVO als Referenzkraftstoff für Diesel herangezogen, sodass die Kontamination der Messgeräte und des Katalysators so gering wie möglich gehalten wird. Generell gilt HVO bereits als ein tendenziell wenig rußender Dieselkraftstoff [Ne14] und dient daher als eine geeignete Vergleichsbasis für die durchgeführten Untersuchungen.

Die in dieser Publikation untersuchten Kraftstoffe sind in Tabelle 1.3 farblich hinterlegt. Zum Vergleich mit den Messungen aus [Hä14] sind die Kennwerte von OME1a ebenfalls aufgeführt. Dabei handelt es sich um reines OME1, welches zur Verbesserung von Schmierfähigkeit, zur Erhöhung der Zündwilligkeit und zur Erhöhung der Viskosität zu 6 % additiviert wurde. Abgesehen von der Additivierung handelt es sich bei beiden OME-Kraftstoffen grundsätzlich um monomolekulare Kraftstoffe. OME2 besitzt einen höheren gebundenen Sauerstoffanteil im Molekül als OME1 (s. Tabelle 1.3) und weist ebenfalls keine C-C-Bindungen auf.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

CZ	78,9	48,3	94
Kin. Viskosität [mm²/s]	2,92 (40°C)	0,58 (20°C)	0,66 (20°C)
Sauerstoffgehalt [%]	-	41,6	45,7
H/C-Verhältnis		2,67	2,5
Additivierung		Schmierfähigkeit, CZ, Viskosität	Schmierfähigkeit

Neben den theoretisch erwarteten Vorteilen bei der Rußneigung besitzt OME2 weitere Vorteile gegenüber OME1a, welche auf gemessenen Kraftstoffeigenschaften beruhen und in Tabelle 1.3 zu sehen sind. Hervorzuheben ist hierbei, dass die CZ von OME2 mit 94 bereits weit über der von der DIN EN590:2010 für Diesel geforderten CZ von 51 liegt. Es muss für die Verwendung von OME2 daher lediglich ein Additiv zur Verbesserung der Schmierfähigkeit verwendet werden. Das verwendete Additiv basiert auf C10-Bindungen. Am Siedepunkt ist zu erkennen, dass OME2 einen geringeren Dampfdruck als OME1 besitzt. Dadurch wird die Wahrscheinlichkeit für Dampfblasenbildung im Kraftstoffsystem deutlich gesenkt. Das geringere H/C-Verhältnis von OME2 deutet darauf hin, dass die Methanemission reduziert werden kann, da damit der Anteil der Methylgruppen am Gesamtmolekül verringert wird und gleichzeitig weniger freie Wasserstoffradikale in der Flammenzone vorliegen.

Die Gaschromatographie ergibt für das in diesen Versuchen untersuchte OME2 eine Reinheit von 98,32 %. Der restliche Anteil setzt sich zusammen aus 0,34 % Trioxan, 1,29 % OME1, 0,02 % OME3 und 0,03 % Methanol. Nachträglich wurde noch ein Wassergehalt in Höhe von 0,104 % ermittelt.

1.2.4 Versuchsdurchführung

Aufgrund der geringen Kraftstoffverfügbarkeit kann an dieser Stelle lediglich ein Lastpunkt betrachtet werden. Hierfür wird der Betriebspunkt aus den vorhergegangenen Untersuchungen [Hä14] bei 13 bar indiziertem Mitteldruck und einer Drehzahl von 1200 1/min gewählt. Dieser repräsentiert eine konstante Fahrt auf der Autobahn für ein

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Versuchsreihe wird mit geschlossenem AGR-Ventil und somit maximaler Stickoxid-emission begonnen. Die weiteren Messpunkte werden durch Regelung des AGR-Ventils auf geringere spezifische Stickoxidemissionen und somit geringere Luftverhältnisse eingestellt. Bei HVO wird die AGR bis zum Erreichen der Rußgrenze erhöht. Bei den OME2 Versuchen hingegen werden zusätzlich noch Betriebspunkte mit einem Luftverhältnis von $0,85 < \lambda < 1,1$ untersucht. Diese sind besonders relevant, da sich in [Hä14] gezeigt hat, dass hier Methanemissionen auftreten könnten.

Tabelle 1.4 Randbedingungen Betriebspunkt

Drehzahl [1/min]	1200
Indizierter Mitteldruck [bar]	13
Raildruck [bar]	1800
Ladedruck absolut [bar]	1,91
Ladelufttemperatur [°C]	40
Abgasturboladerwirkungsgrad [%]	60

1.3 Ergebnisse

1.3.1 Partikelemissionen

Die Ergebnisse in Abbildung 1.2 und Abbildung 1.3 zeigen, dass mit steigender AGR-Rate bei OME2 die Stickoxidemissionen innermotorisch gesenkt werden können, ohne dass gleichzeitig eine vermehrte Rußbildung zu verzeichnen ist. Das Luftverhältnis, berechnet nach Brettschneider, wurde dabei bis auf $\lambda = 0,85$ abgesenkt. Beim Referenzkraftstoff HVO ist hingegen bereits ab einer Stickoxidemission von 3,5 g/kWh ein steiler Anstieg der Partikelemission zu verzeichnen. An diesem Punkt wird der Motor bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,32$ betrieben. Im Vergleich zu OME1a zeigt sich bei OME2 ein geringfügig erhöhtes Niveau der spezifischen Partikelanzahl und der spezifischen Partikelmasse. Aufgrund des höheren Sauerstoffanteils im Kraftstoff wurde tendenziell erwartet, dass das Partikelniveau unter dem von OME1a liegt. Die spezifische Partikelanzahl für OME1a liegt im Bereich von $6*10^{10}$ bis $4,8*10^{12}$ #/kWh und für OME2 im Bereich von $1,3*10^{12}$ bis $6*10^{12}$ #/kWh. Dies lässt vermuten, dass bei den OME1a Versuchen aufgrund des gerin-

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

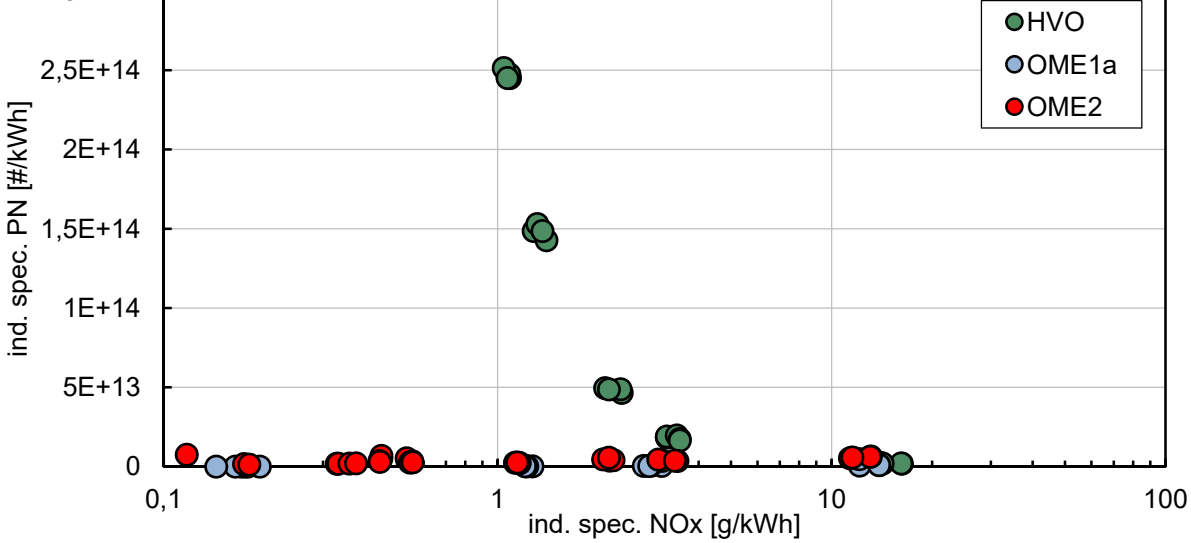


Abbildung 1.2 Zielkonflikt Partikelanzahl-Stickoxide

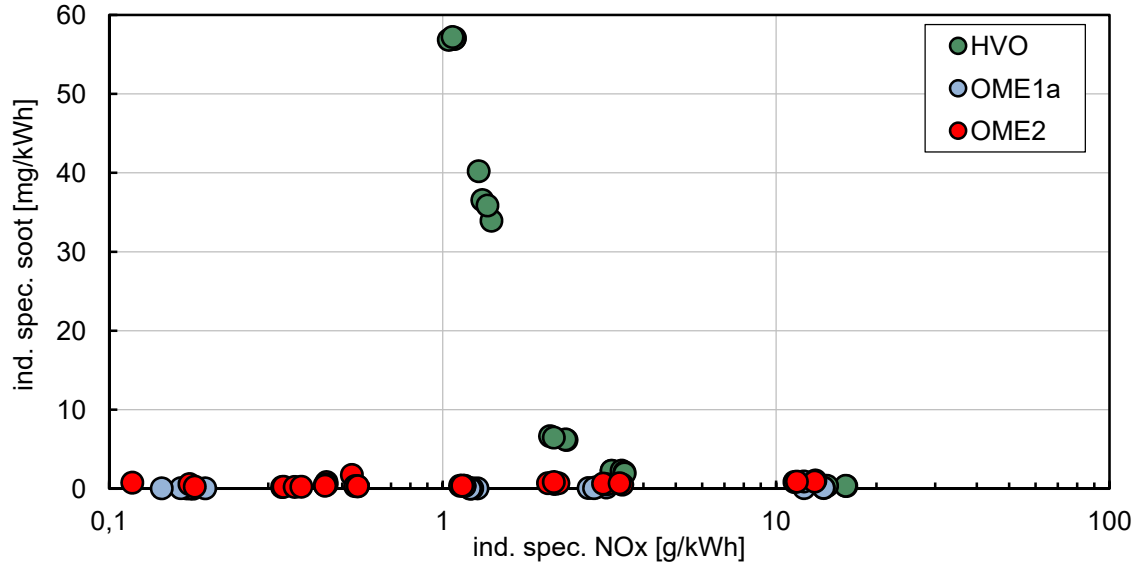


Abbildung 1.3 Zielkonflikt Partikelmasse-Stickoxide

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

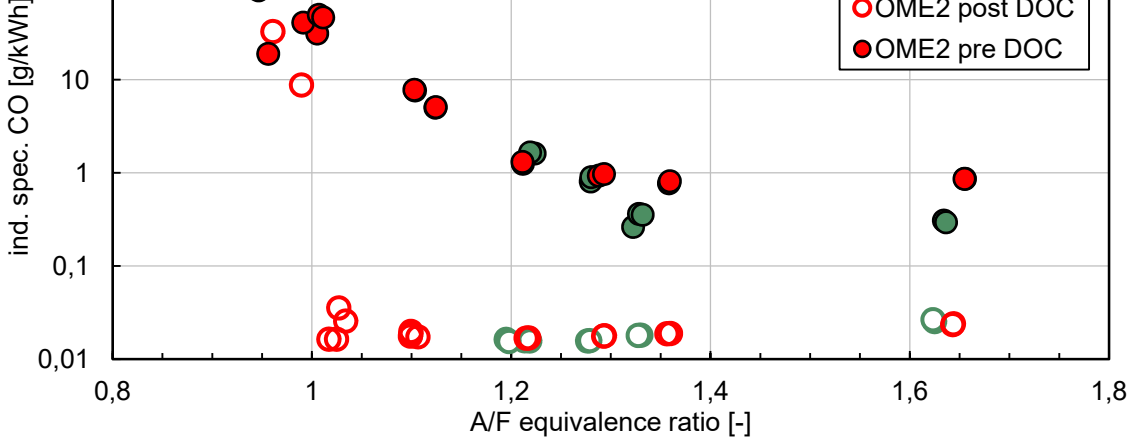


Abbildung 1.4 Kohlenmonoxidemissionen (NDIR)

1.3.3 Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen (VOC)

Die in Abbildung 1.5 dargestellten Emissionen an VOC (Messung mit Flammenionisationsdetektor) verhalten sich ähnlich zu den CO-Emissionen. Auch hier ist unterhalb eines Luftverhältnises von $\lambda = 1{,}1$ ein deutlicher Anstieg zu erkennen. Besonders fällt auf, dass bereits im Betrieb knapp über $\lambda = 1$ die Oxidation der unverbrannten VOC im Katalysator nur unzureichend abläuft, obwohl genügend Sauerstoff dafür vorhanden wäre.

Am Beispiel eines Betriebspunktes bei $\lambda = 0{,}99$ ist in Abbildung 1.6 die Problematik der Oxidation der VOC-Emissionen am Katalysator dargestellt. Gezeigt sind die VOC-Komponenten, welche im Rohabgas mit der höchsten Konzentration vorliegen. Man sieht deutlich, dass der Hauptbestandteil der Emissionen Methan ist. Alle Komponenten außer Methan werden am Katalysator bis unter die Nachweisgrenze umgewandelt. Für Methan besitzt der DOC keine nennenswerte Oxidationsaktivität bei Abgastemperaturen zwischen 400-500°C.

Im überstöchiometrischen Betrieb treten Emissionen an Formaldehyd (CH_2O) in einer Größenordnung um 20 ppm auf, welche im unterstöchiometrischen auf etwa das Doppelte ansteigen. Dies ist jedoch unkritisch, da der Formaldehyd im gesamten Betriebsbereich am Katalysator vollständig umgewandelt wird.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

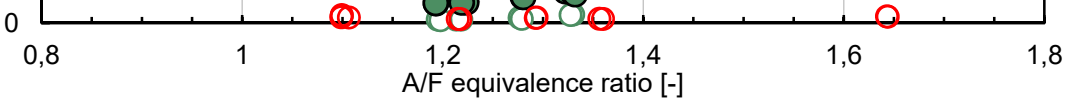


Abbildung 1.5 VOC-Emissionen (FID)

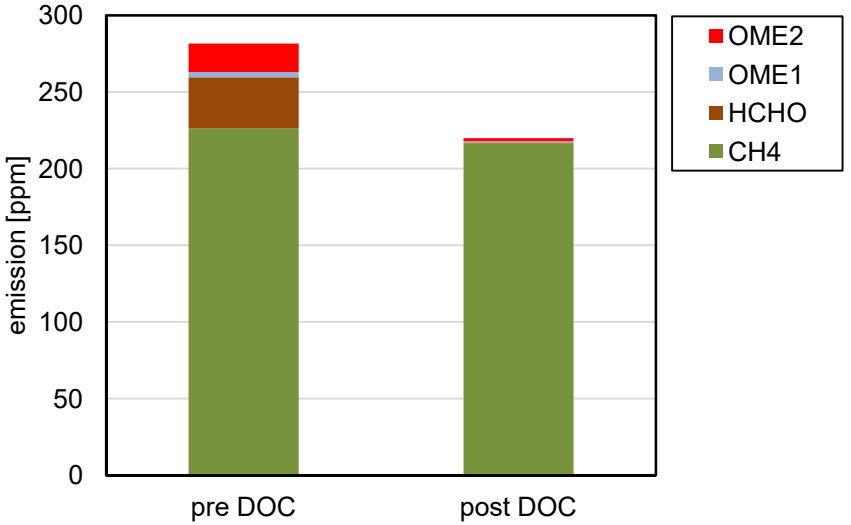


Abbildung 1.6 Konvertierung der VOC-Emissionen im Oxidationskatalysator (FTIR)

Aufgrund der vernachlässigbaren Katalysatoraktivität für Methan an den betrachteten Betriebspunkten, sind in Abbildung 1.7 nur die Rohemissionen dargestellt. Die Ergebnisse in Abbildung 1.7 zeigen, dass sich die Grenze der Methanbildung durch langkettigere OME-Kraftstoffe weiter in den unterstöchiometrischen Betrieb verschiebt. Dies kann damit erklärt werden, dass das C/O-Atomverhältnis von 1,5 bei OME1 über 1,33 bei OME2 auf 1,19 bei OME3/6 (siehe 2.4) absinkt und der Anteil der Methylgruppen am Gesamtmolekül kleiner ist. Somit wird die Wahrscheinlichkeit zur Methanbildung vermindert. Erst bei einem C/O-Atomverhältnis von 1 käme die Methanbildung theoretisch vollständig zum Erliegen, da in diesem Fall die Primärbildung von CO dominiert. Die Tendenz gegenüber OME1a ist deutlich zu erkennen, allerdings beginnt die Methanbildung noch immer im leicht überstöchiometrischen Betrieb.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 1.7 Methanemissionen (FTIR)

1.3.4 Brennverlauf

Für den Betriebspunkt ohne Abgasrückführung wurde für alle drei Kraftstoffe eine Druckverlaufsanalyse durchgeführt. Der daraus resultierende normierte Brennverlauf und Summenbrennverlauf sind in Abbildung 1.8 und Abbildung 1.9 zu sehen. Deutlich zu erkennen ist, dass durch den geringeren Heizwert der OME-Kraftstoffe eine wesentlich längere Einspritzdauer erforderlich ist, um dieselbe Last darzustellen. Im Summenbrennverlauf zeigt sich, dass die OME-Kraftstoffe trotzdem schneller umgesetzt werden als HVO. Dies erhöht den thermischen Wirkungsgrad. Im Brennverlauf ist für beide OME-Kraftstoffe zu erkennen, dass dazu vor allem der späte, diffusiv gesteuerte Verbrennungsanteil beiträgt. Der im Molekül gebundene Sauerstoff führt zu einer stets erhöhten Sauerstoffkonzentration in der Flammenzone und muss daher nicht ausschließlich durch diffusive Prozesse dorthin transportiert werden.

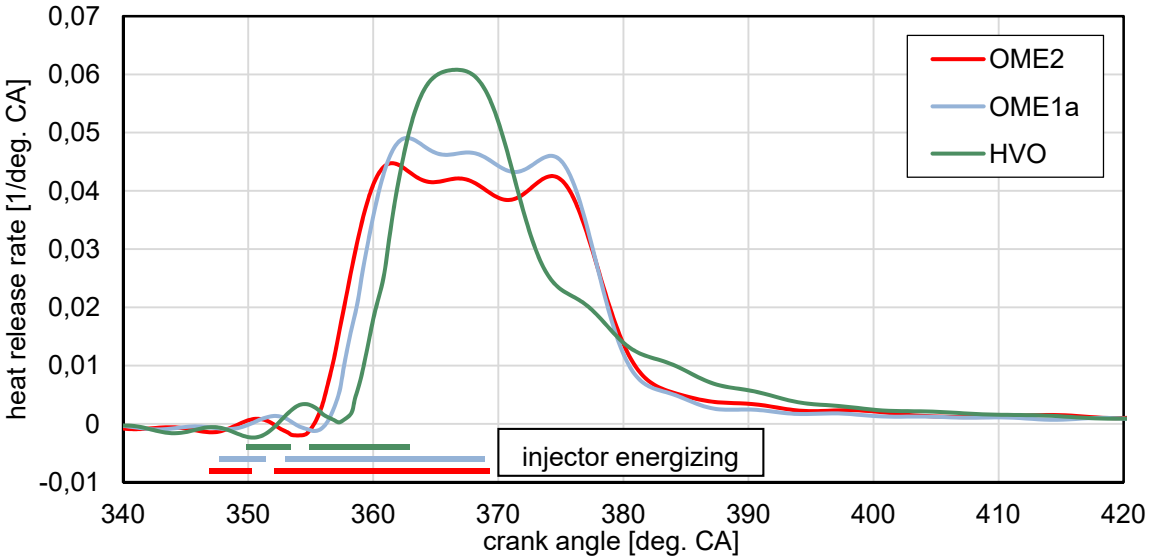


Abbildung 1.8 Normierter Brennverlauf für Betriebspunkte ohne AGR

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

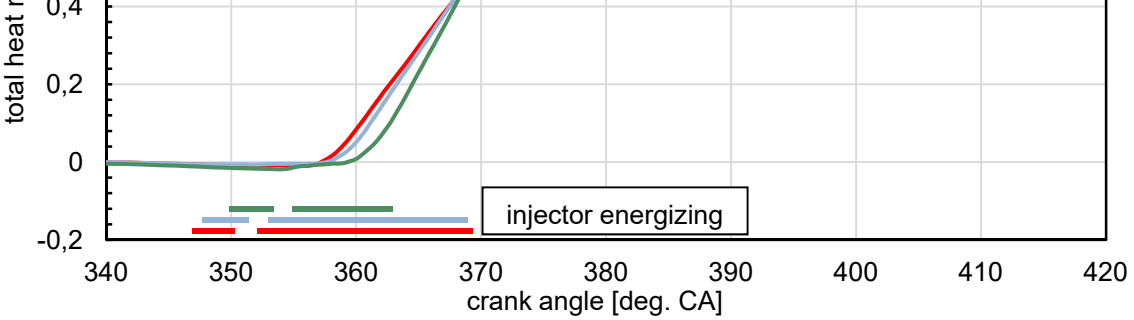


Abbildung 1.9 Normierter Summenbrennverlauf für Betriebspunkte ohne AGR

1.3.5 Schlussfolgerungen aus den Ergebnissen

Nach einer genaueren Wirkungsgradanalyse kann überlegt werden, welcher Betrieb für den Kraftstoff sinnvoll ist und welche Abgasnachbehandlungsmethoden dann noch ergriffen werden müssen. Unter Berücksichtigung der Emissionen und der Vollständigkeit der Verbrennung wäre eine sinnvolle Lösung, den Betrieb bei einem Luftverhältnis von $1{,}1 < \lambda < 1{,}2$ zu wählen. In diesem Betriebspunkt entsteht eine indizierte spezifische Stickoxidemission von 0,4 bis 1,2 g/kWh und die Grenze zur verstärkten Methanbildung ist noch nicht überschritten. Für den Transientbetrieb und die Realemissionen ist es dennoch sinnvoll, die Grenze der Methanbildung weiter in den unterstöchiometrischen Betrieb zu verschieben, da hier kurzzeitig sehr fette Betriebspunkte auftreten können.

1.4 Ausblick

Ein Ansatz zur Verminderung der Methanemissionen bieten die bereits genannten, langkettigeren OME-Kraftstoffe (OME3-5). Der in diesen Untersuchungen festgestellte negative Effekt auf die Gemischbildung aufgrund der höheren Siedepunkte kann eventuell mit dem weiter gesteigerten Sauerstoffgehalt ausgeglichen werden.

Um das Potential der OME-Kraftstoffe gegenüber klassischen Dieselkraftstoffen weiter auszuschöpfen, sollte das Einspritzsystem zunächst jedoch auf höhere Durchflüsse angepasst werden. Es ist zu erwarten, dass die negativen Effekte auf die Gemischbildung, welche durch den dickeren Flüssigkeitskern im Einspritzstrahl zu erwarten sind, mit der Volatilität des Kraftstoffes kompensiert werden können. Zusätzlich sollten verschiedene Ein-

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Daher kann für die Abgasnachbehandlung die Verwendung von Nichtedelmetallkatalysatoren betrachtet werden. Vorausgesetzt, dass schwefelfreie Motorenöle verfügbar werden.

Ein großer Vorteil der geringen Partikelemissionen der OME-Kraftstoffe liegt darin, dass trotz des Betriebs mit sehr hohen AGR-Raten keine Versottung der AGR-Ventile und der AGR-Kühler zu befürchten ist. Für die Wärmerückgewinnung aus dem Abgas eröffnen sich ebenfalls neue Möglichkeiten.

Außerdem gilt es, die Auswirkungen des auf C10-Struktureinheiten basierenden Additivs auf die Partikelemissionen zu überprüfen.

2 Perspektiven für emissionsfreie Motoren mit CO_2-neutralen und nachhaltigen Kraftstoffen am Beispiel OME

2.1 Sozial-ökologische Verträglichkeit zukünftiger Kraftstoffe

2.1.1 Die fünf Kriterien

Fünf hierarchisch abgestufte Kriterien für die Mobilität und die Kraftstoffe der Zukunft wurden vor zwei Jahren postuliert [Ma14]:

Krit.1 CO_2-Neutralität
Krit.2 Unbegrenzte Energieverfügbarkeit (energetische Nachhaltigkeit)
Krit.3 Niedrigste Emissionen (Umweltverträglichkeit)
Krit.4 Wirtschaftlichkeit (Systemkosten, Energieverbrauch)
Krit.5 Funktionalität (Reichweite, Komfort)

Ihrer allgemeinen Gültigkeit wurde bisher nicht widersprochen.

Krit.1-3 entsprechen legislativen Forderungen, wobei Krit.1 und Krit.2 wegen der CO_2-Klimaschutz-Grenzwerte eine zunehmende Defossilisierung der Kraftstoffe bedingen. Dem kommt entgegen, dass die EU-Gesetzgebung ab 12/2017 im Verkehrssektor eingesetzte Kraftstoffe, die aus CO_2 hergestellt werden und deren Energieinhalt aus erneuerbaren Energiequellen mit Ausnahme von Biomasse stammt, als erneuerbare Kraftstoffe anerkennt [Eu15].
Krit.2 wird durch die Nutzung der Sonnenenergie erfüllt. Für einen Umbau der Energieversorgung auf Sonnen- und Windenergie sind riesige Investitionen und lange Zeiträume er-

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

C1-Oxygenate ist Methanol. Da Methanol wegen seiner Toxizität das Krit.3 nicht erfüllt, ist es trotz seiner ausgezeichneten Eignung als Kraftstoff für die Betankung von Straßenfahrzeugen nicht geeignet. Eine Konversion von Methanol in ungiftige C1-Derivate ist daher sinnvoll.

Es ist eine große Herausforderung, den Krit.1-3 nachzukommen, ohne dass die Wirtschaftlichkeit (Krit.4) berührt wird. Zur Erhaltung von Reichweite und Komfort (Krit.5) muss der Tankinhalt der Fahrzeuge vergrößert werden, um der geringeren volumetrischen Energiedichte (Faktor zu Diesel ca. 1,7) dieser C1-Kraftstoffe zu entsprechen. Hierbei besteht aber die Hoffnung, dass sich der Wirkungsgrad des Systems Motor – Abgasnachbehandlung spürbar erhöhen lässt.

2.2 Techno-ökonomische Analyse der CO_2-neutralen und nachhaltigen Herstellung von Methanol

2.2.1 Übersicht

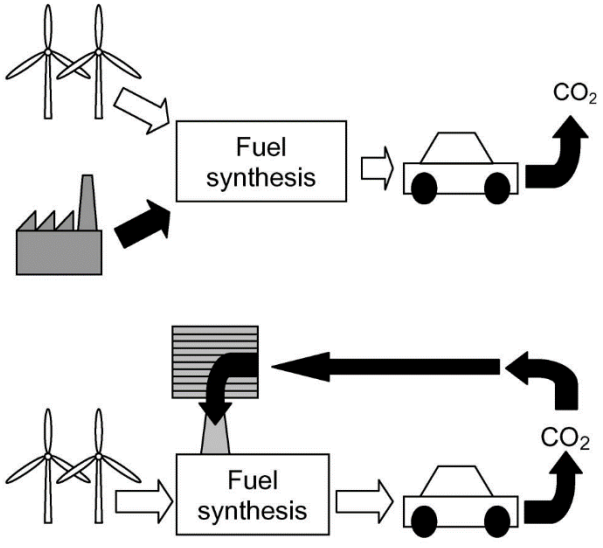


Abbildung 2.1 Generelles Schema der Inkorporation von CO_2 in Kraftstoffe, modifiziert nach [Gr11, Pe12].

Zur Herstellung CO_2-neutraler Kraftstoffe ist es aus wirtschaftlichen Gründen sinnvoll, die großindustriell verfügbaren CO_2-Quellen als Rohstoff einzusetzen (Carbon Capture and Use). Interessant sind Stahlwerke als Rohstofflieferanten, die in Form von Gicht-, Kokereiofen- und Konvertergas zusätzlich zu CO_2 auch CO und H_2 zur Herstellung von Kraftstoffen liefern können [Sc16].

Energetisch und kostenmäßig wesentlich aufwendiger wäre die Gewinnung von CO_2 aus Luft, die den Vorteil besitzt, den Kreislauf des Kohlenstoffs zu schließen und die Defossilisierung der Kraftstoffherstellung zu vervollständigen [Cr15, Wu12, Wu16].
Die Gewinnung von CO_2 aus Luft bedarf noch erheblicher Entwicklungsanstrengungen, denn sie ist derzeit nicht ökonomisch durchführbar.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und H_2 resultiert hauptsächlich aus der Gewinnung, Förderung und dem Transport des Erdgases. Bei Anwendung einer autotherm geführten Pyrolyse würde sich die CO_2-Emission im 10 %-Bereich erhöhen [Ks08]. Da vorzugsweise der Energiebedarf der Pyrolyse durch nachhaltig erzeugtem Strom abgedeckt werden sollte, empfiehlt sich, zu Zeiten der dunklen Flaute, auf die autotherme Fahrweise umzuschalten. Damit lässt sich eine 100 %ige Auslastung der Methanpyrolyse absichern. Die Pyrolyse zeichnet sich gegenüber der Biomassevergasung durch geringere Produktkosten aus. Da die Kosten der Biovergasung wesentlich durch das Rohmaterial bestimmt werden, wird eine breite Realisierung der Decarbonisierung durch Methanpyrolyse den Preisdruck auf die Biomasse vermindern. Damit sichern sich beide Verfahren ihre Koexistenz [Mh15].

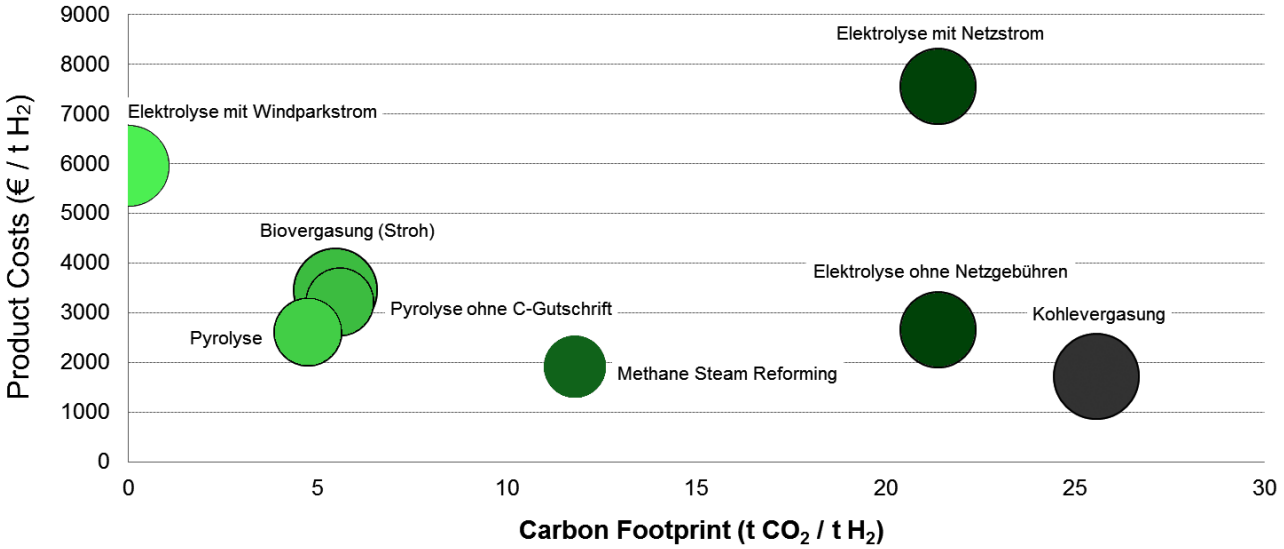


Abbildung 2.2 Produktkosten und Carbon Footprint von Technologien für die H_2-Herstellung für den Standort Deutschland [Mh15].

Weiterhin ist es empfehlenswert, wasserstoffreiche Abgase aus industriellen Prozessen, z.B. der Chloralkali-Elektrolyse oder der Ethylenproduktion zu nutzen [Bd16, Bg16].

2.2.3 Herstellung von nachhaltigem Methanol

2.2.3.1 Carbon Oxides & Water-to-liquids, CWtL

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ein besonderes Kennzeichen dieses Verfahrens ist die Verwertung des Elektrolyse-O_2 für die Kohleverbrennung und die Stahlherstellung. Hierbei können die energetisch anspruchsvollen Luftzerlegungsanlagen entfallen. Die stoffliche Nutzung von Koksofengas und Konvertergas, die beide CO und H_2 enthalten, senkt nach entsprechender Gasreinigung den Bedarf an nichtfossilem H_2 zur Methanolherstellung. In China entstammt ein beträchtlicher Teil des Methanols dem Koksofengas der zahlreichen Stahlwerke. Die Elektrolysegase H_2 und O_2 (vorzugsweise aus der Druckelektrolyse bei 50 bar) werden in großen Gasspeichern gesammelt, um eine kontinuierliche Methanolsynthese zu gewährleisten.

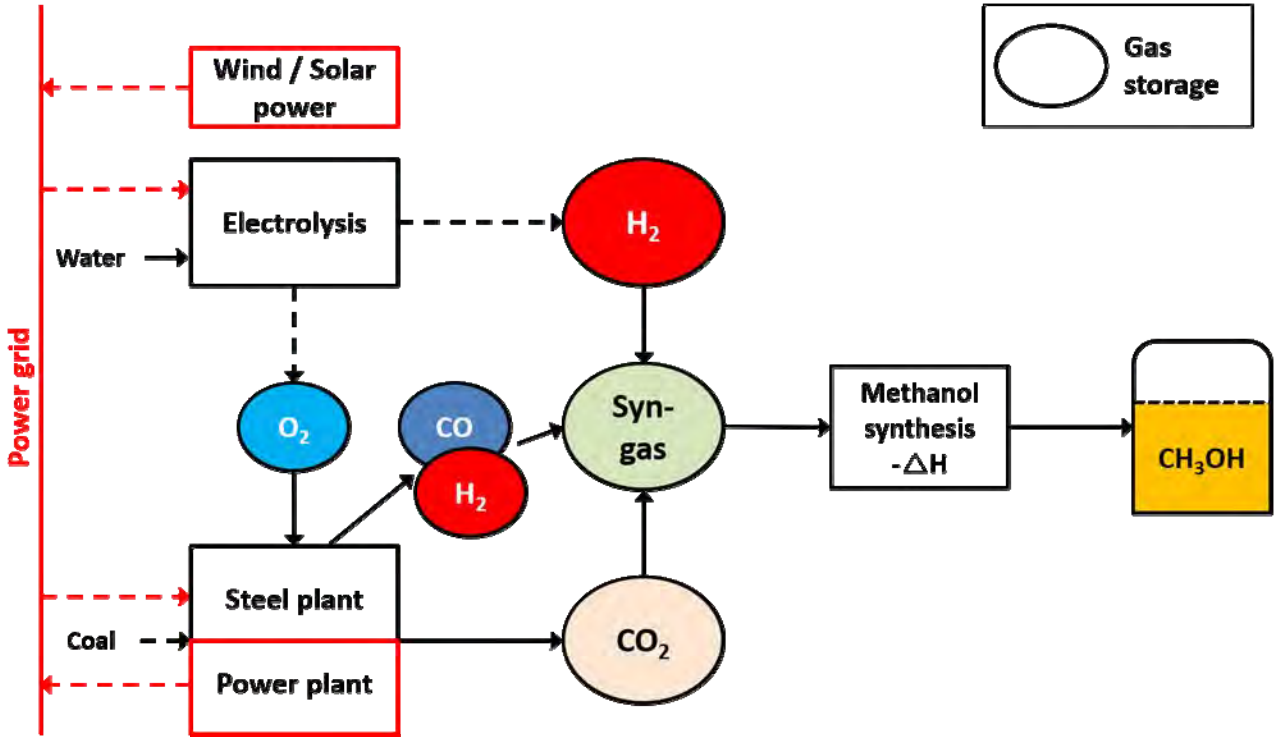


Abbildung 2.3 Schema von CWtL-Prozessen zur Herstellung von CO_2-neutralen Methanol.

2.2.3.2 Herstellung von CO_2-neutralem Methanol

Die deutsche Energiewende bietet die große Chance, eine CO_2-neutrale Herstellung von Methanol aufzubauen. Allerdings wird das Potenzial der stofflichen Energiespeicherung in Form von Methanol bisher vernachlässigt. Dabei liegt der energetische Gesamtwirkungs-

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

werken. Mitsubishi Hitachi Power Systems, Duisburg, stellt das hierzu notwendige Engineering bereit [Bg16].

2.2.3.3 Globalisierung

Auf dem Weg zur Verwirklichung einer Weltwirtschaft ohne fossile Energieträger kommt der Methanoltechnologie eine ganz besondere Bedeutung zu [Be14]. Allerdings ist die Herstellung von CO_2-neutralen Kraftstoffen im Bereich von Megatonnen aktuell an die Verfügbarkeit von großindustriellen CO_2-Quellen in der Nähe von ausgedehnten Windparks/Solarfeldern gebunden. Geeignete Standorte finden sich vor allem in Südafrika und Indien [Fa15]. Auf Grund der auf ca. 20 % geschätzten geringeren Herstellkosten in diesen Ländern im Vergleich zu Standorten in der EU [Sz15] wird ein globaler Handel mit CO_2-neutralen Kraftstoffen im größeren Umfang entstehen. 2050 könnten Länder im Solargürtel der Erde zur Versorgung der Industrieländer mit nicht-fossilen Kraftstoffen beitragen [Fa15]. Die für den globalen Transport der CO_2-neutralen Kraftstoffe erforderliche Tankerflotte kann dabei am kostengünstigsten mit ebenfalls CO_2-neutralem Methanol betrieben werden. Methanol wird mit zunehmender Tendenz als Marinekraftstoff eingesetzt [An15].

2.3 Herstellung von OME aus Methanol

2.3.1 Übersicht und Zwischenprodukte

Der Verwendung von Methanol im Straßenverkehr steht seine Toxizität entgegen. Die Umwandlung von Methanol in weniger toxische Kraftstoffe ist bereits etabliert. Methanol kann sowohl als Rohmaterial für die Herstellung der gut umweltverträglichen und rußfrei verbrennenden, AGR-toleranten C1-Kraftstoffe OME-Diesel und DMC-Benzin, als auch von konventionellen Kraftstoffen dienen [Ma14].

Methanol ist das einzige Ausgangsmaterial zur Herstellung der oligomeren Ether OMEn, die n Oxymethylen (CH_2O) als Monomereinheiten enthalten. Die Strukturformel der OME ist $CH_3O(CH_2O)_nCH_3$. Die Monomereinheiten werden üblicherweise über eine Lösung von Formaldehyd, CH_2O in Wasser, Trioxan $(CH_2O)_3$ oder manchmal auch Paraformaldehyd, $(\text{-}CH_2O\text{-})_{>10}$ bereitgestellt. Alle drei Zwischenprodukte haben das ideale Verhältnis von C:H:O = 1:2:1, wodurch die Kettenverlängerung ohne Produktion von Nebenprodukten möglich wird. Das hier untersuchte OME2 hat die Strukturformel $CH_3O(CH_2O)_2CH_3$, die eine Summenformel $C_4H_{10}O_3$ ergibt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

nigstens 120 €/t geschätzt und liegen damit vergleichsweise niedrig.

2.3.2 Der OME1-Trioxan-Prozess – die großtechnische Herstellung (Route A)

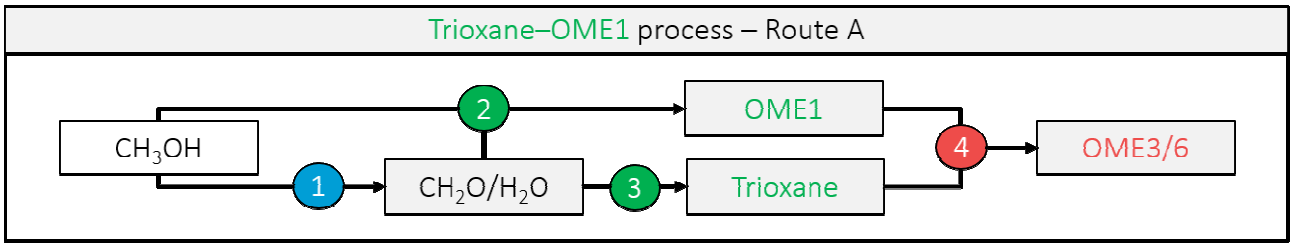


Abbildung 2.4 OME-Wertschöpfungskette ausgehend vom Methanol nach Route A. Die nummerierten Kreise stehen für Reaktionen bzw. zugehörige Chemie-Verfahren.

OME in beliebiger Kettenlänge lassen sich aus OME1 und Trioxan (Reaktion 4) herstellen [Bu10, Bu12], siehe Route A in Abbildung 2.4. Trioxan in wasserfreier Form, welches zur Kettenverlängerung benötigt wird, wird großtechnisch aus Formaldehyd in wässriger Lösung hergestellt (Reaktion 3). Allerdings ist der Aufwand an Prozessdampf und Kühlwasser für diesen Prozess hoch [Gr07].

Das für die Motorenversuche eingesetzte OME2 wurde nach Route A in einem Batchreaktor an der Technischen Universität Kaiserslautern hergestellt. Trioxan wurde in OME1 gelöst (2 kg per kg Trioxan) und getrocknetes Ionenaustauscherharz Amberlyst 46 (Rohm&Haas, 50 g per kg Trioxan) als heterogener Katalysator hinzugefügt. Die Mischung wurde zwei Tage bei Umgebungstemperatur gerührt und vom Katalysator durch Filtration getrennt. OME2 (Kp. 105 °C) wurde als Hauptprodukt mit einer Reinheit von 98,3 % durch Rektifikation isoliert. Restbestandteile: 0,34 % Trioxan (Kp. 115 °C), 1,29 % OME1, 0,02 % OME3, 0,03 % Methanol.

Die Reaktion von OME1 mit Trioxan führt auf Grund der thermodynamischen Gleichgewichtslage zu einer unvollständigen Umsetzung. Ein dadurch erforderliches Recycling der Eduktrückstände erhöht den Verfahrensaufwand. Der Prozess besitzt den großen Vorteil, hochreine Produkte zu liefern, die keine unerwünschten Zwischenprodukte enthalten [Bu10, Bu13]. Eine umfassende Charakterisierung der differenzierten OME ist in [La15, La16] beschrieben. Bei der Kettenverlängerung von OME1 zu längeren OME wird kein Wasser erzeugt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 2.5 Erste OME-Produktionsanlage in Dongying/China. Inbetriebnahme Dezember 2014 [Na16].

Die Herstellung von OME nach Route A kann auf sehr großen Maßstab (> 1 Mio. Tonnen) skaliert werden und ist bis zur Pilotreife ausgearbeitet [Bu13]. Die Konvertierung von Methanol in OME wird seit 2015 großtechnisch (> 40.000 t/a) in China nach Route A realisiert (Abbildung 2.5) und größere Einheiten sind in der Realisierungsphase [Na16]. Dieses Verfahren wurde im Grundsatz von der BASF/TU Kaiserslautern [Bu10] entwickelt und unterscheidet sich nach Sichtung der umfangreichen chinesischen Patentliteratur wahrscheinlich nur in der Wahl der Katalysatoren.

2.3.3 Methanol-CH_2O-Prozess (Route B)

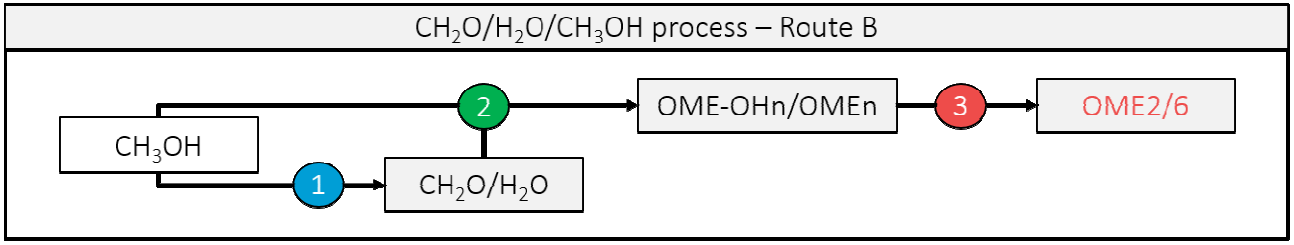


Abbildung 2.6 Herstellung aus Methanol und wässriger Formaldehydlösung (Reaktion 2). Das Trennverfahren 3 der bei Reaktion 2 entstehenden Nebenprodukte bereitet noch Schwierigkeiten.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

setzten Kohlenstoffs werden zum Produkt umgesetzt, der Rest geht bei der Herstellung von Formaldehyd verloren. 80 % des Energiegehalts des eingesetzten Methanols sind am Ende noch im Produkt, basierend auf dem unteren Heizwert H_u mit H_u(OME2) = 5,63 kWh/l, siehe Tabelle 2.1). Die Herstellkosten für 1 t OME2 hängen hauptsächlich von den Kosten des eingesetzten Methanols ab. Für einen Methanolpreis von (200; 300; 400) US$/t werden sie auf jeweils (490; 620; 760) US$/t geschätzt [Sb16]. In China liegen die Herstellkosten von OME3/8 bei 488-518 US$/t [Na16] Damit befinden sie sich im Bereich der gewichtsbezogenen Produktionskosten von kommerziellem Diesel-Kraftstoff. Der Verkaufspreis im Januar 2016 beträgt 1150 US$/t FOB Shanghai [By16]. Durch die Entwicklung eines Verfahrens entlang der direkteren Route B (vgl. Abbildung 2.6) ließe sich der einsatzstoffunabhängige Anteil der Kosten von ca. 200 US$/t noch weiter reduzieren.

Die Kosten von CO_2-neutral hergestellten OME sind vom CO_2-Fußabdruck der Vorprodukte H_2 (siehe Abbildung 2.2) und des daraus hergestellten Methanols [Be14] abhängig. Eine attraktive Kostenstruktur ergibt sich bei Einsatz des CWtL-Verfahrens zur Methanolherstellung [Jä15].

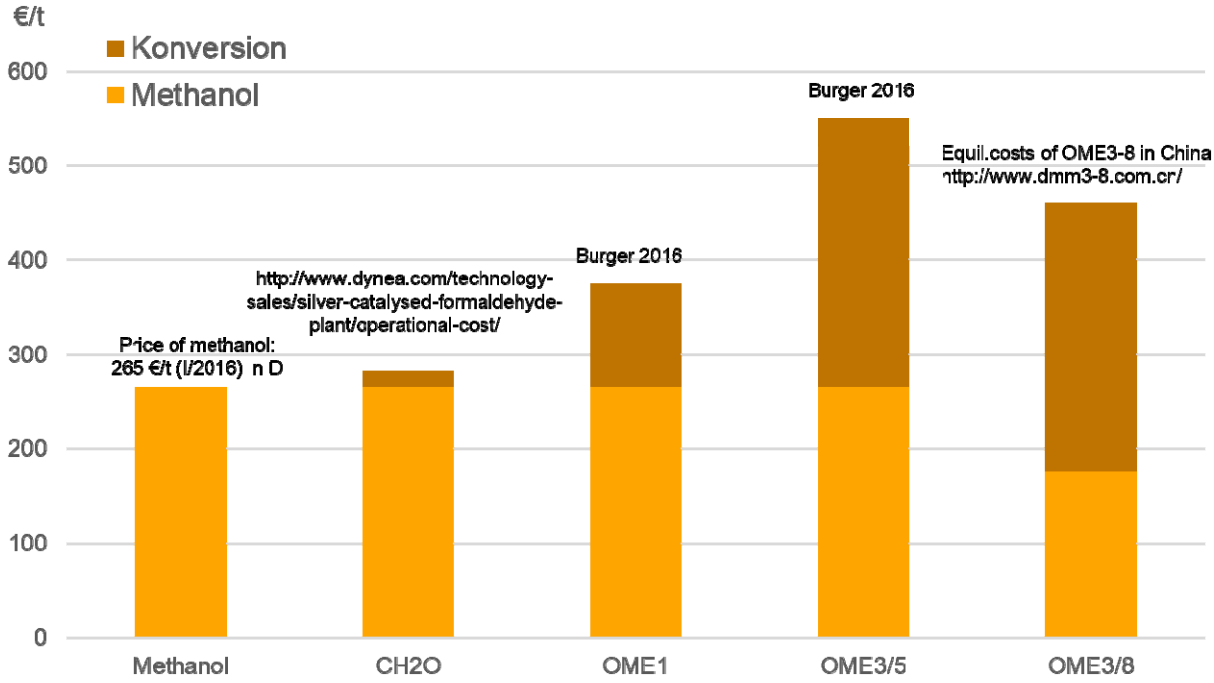


Abbildung 2.7 Herstellkosten von Zwischenprodukten und von OME [Dy16, Na16, Sb16]

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

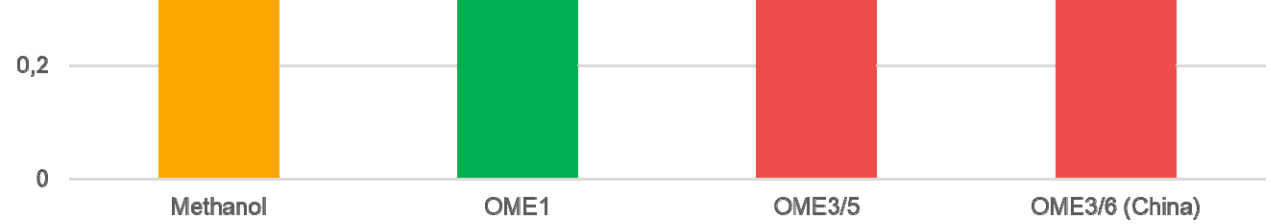


Abbildung 2.8 Vergleich der Kosten von C1-Kraftstoffen in € pro Liter Dieseläquivalent

2.3.5 Thermodynamisches Potenzial anderer Routen zu OME

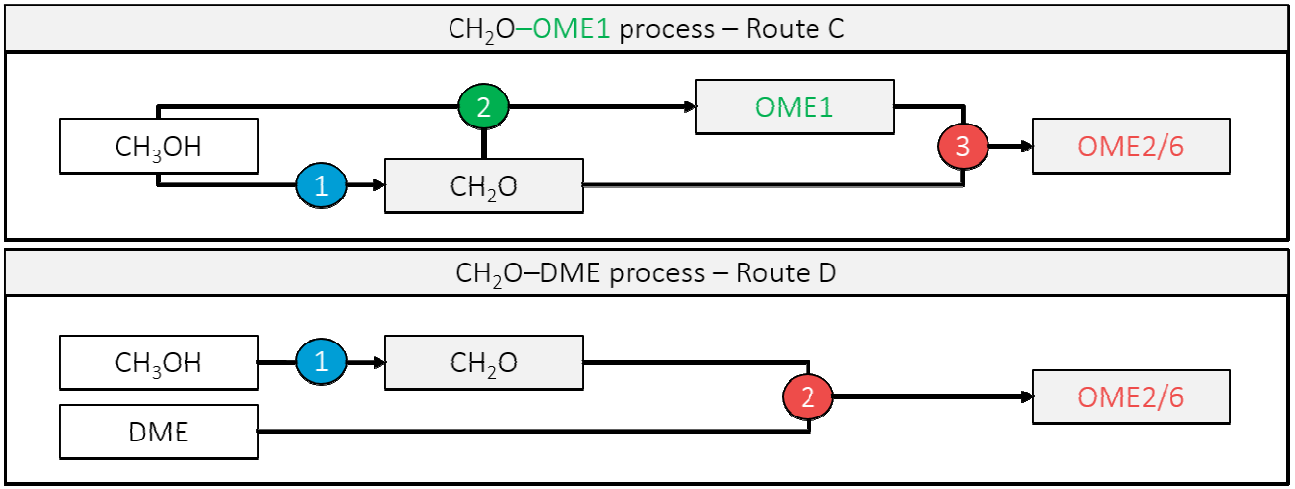


Abbildung 2.9 Thermodynamisch mögliche Bildungsweisen von OME2/6 [Ja16]

Bei der Konvertierung des wertvollen, CO_2-neutralen Methanols im Multi-Megatonnen-Maßstab zu OME ist es von größter wirtschaftlicher Bedeutung, dessen Einsatzmenge auf einen unvermeidbaren Anteil zu begrenzen. Wird zur Herstellung des Zwischenprodukts CH_2O die endotherme, katalysierte Spaltung des Methanols in CH_2O und H_2 eingesetzt, lässt sich das H_2 zur Methanolsynthese zurückführen [Ma14]. Das wasserfreie CH_2O ersetzt Trioxan in Route A. Die Umsetzung mit OME1 zu OME2/6 erfolgt dann ähnlich zu Route A in flüssiger Phase mit dem Vorteil einer theoretisch quantitativen Ausbeute (Route C, Abbildung 2.9). Die analoge Umsetzung von CH_2O mit Dimethylether (DME) verläuft rechnerisch ebenfalls exergonisch und ermöglicht die Route D in Abbildung 2.9.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

OME ist mit Dieselkraftstoffen unbegrenzt mischbar. Mischungen von Diesel EN590:2010 mit 20 Vol.-% OME3/4 sowie mit 10 Vol.-% OME2 zeigten im Motorenversuch eine ausgeprägte Verminderung der Partikelemission bis zu 70 % in weiten Kennfeldbereichen [Ja12, Lu11]. Bei einer OME-Zumischung in den EN590-Dieselkraftstoff wurden bisher keine Wechselwirkungen beobachtet. Eine Absicherung der Kompatibilität mit den Dichtungswerkstoffen ist Gegenstand der Forschung. Mischungen von OME mit dem inerteren Paraffindiesel nach prEN15940:2014 (HVO, GtL) besitzen den für die Abgasnachbehandlung unschätzbaren Vorteil der praktischen Schwefelfreiheit (S < 1 ppm).

Die europäischen OEM fordern für neue Kraftstoffe „a high compliance rate with regulated fuel specifications“ und bevorzugen damit sogenannte „drop-in fuels“ [Cp15]. Ein Vergleich der Eigenschaften des B7/OME20-Kraftstoffs (B7 mit einem Anteil von 20 Vol.-% OME3/4) mit den Erfordernissen der Norm EN590:2010 zeigt weitgehende Übereinstimmung. Lediglich die Viskosität liegt etwas zu niedrig und die Dichte zu hoch. Nachteilig ist die Verminderung des unteren Heizwertes um ca. 6 % auf 9,2 kWh/l [Ja12, Lu11].

In China wird die Zumischung von OME3/8 zu Dieselkraftstoff bereits praktiziert, um dem Mangel an Dieselkraftstoff abzuhelfen und dessen Qualität zu verbessern. In China bestand 2012 eine kohlebasierte Produktionskapazität für Methanol von 51,5 Mt/a einer Nachfrage von lediglich 36 Mt/a gegenüber. Der Aufbau größerer Produktionskapazitäten (> 200.000 t/a pro Einheit) für OME ist deshalb von größter wirtschaftlicher Bedeutung, um diese Überschusskapazität abzubauen [Na16]:
Synthesis of OME as diesel fuel additive from coal-based methanol is of great importance to solve the large surplus of methanol and the diesel supply shortage in China.

2.4.2 OME-Reinkraftstoffe

2.4.2.1 Übersicht

Die kraftstoffspezifischen Kennwerte der unadditivierten OME sind in Tabelle 2.1 zusammengestellt. Diese beinhalten eine Neuvermessung der Eigenschaften von OME3/5 an hochreinen Proben [La15, La16]. Kursiv angegebene Werte sind extrapoliert [La16]. Die Werte von OME1 stammen aus [Hä15]. Die Vermessung der CZ erfolgte mit der AFIDA-Methode [Af16]. Der untere Heizwert von Dieselkraftstoff nach EN590-2010 beträgt 9,79 kWh/l (15 °C). Die Hauptbestandteile des kommerziell hergestellten OME sind hervorgehoben.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5	Pentaoxymethyl.-DME	$C_7H_{16}O_6$	196,09	1,106	18,3	242,3	115	180	48,9	2,63	437	5,70	1,72
6	Hexaoxymethyl.-DME	$C_8H_{18}O_7$	226,2	*1,135*	*45,8*	*273*			49,5				
7	Heptaoxymethyl.-DME	$C_9H_{20}O_8$	256,3	*1,157*	72,4	*297*			49,9				
8	Octaoxymethyl.-DME	$C_{10}H_{22}O_9$	286,3						50,3				

*Prüftemperatur: 20 °C

2.4.2.2 OME1

OME1 ist großtechnisch verfügbar, Rohstoff für die Herstellung der höheren OME und verursacht demgemäß mit die niedrigsten Herstellkosten aller OME. Seiner hohen Flüchtigkeit (Kp. 42 °C, Dampfdruck: 86 kPa bei 37,8 °C, zum Vergleich: Der Grenzwert für Sommerbenzin ist 65 kPa) muss allerdings mit entsprechenden sicherheitstechnischen Maßnahmen begegnet werden. Zum Beispiel kann OME2 zur Verminderung des Dampfdrucks und zur Erhöhung der CZ im Bereich von 10-20 % zugemischt werden. OME1 benötigt stets Additive in höherer Konzentration, um CZ, Viskosität und Schmierfähigkeit anzuheben [Hä15].

2.4.2.3 OME2

OME2 wurde bisher nur im Bereich mehrerer Hundert Liter isoliert, obwohl OME2 das Hauptprodukt bei der Route A darstellt. Durch seinen mit dem Edukt Trioxan ähnlichen Siedepunkt wird es üblicherweise bei der Herstellung der OME, zusammen mit dem überschüssigen Trioxan, in den Synthesereaktor zurückgeführt [Bu10]. OME2 könnte als Beimischung zu OME1 eingesetzt werden und wäre ein ideales Zündöl für Gas- und Methanolmotoren im Zündstrahlbetrieb für weitgehend rußfreie Verbrennung.

2.4.2.4 OME3/6 – der eigentliche OME-Dieselkraftstoff

Diese Kraftstoffmischung, die seit kurzem in China großtechnisch hergestellt wird, entspricht weitgehend den Randbedingungen für niedrigste Abgasemissionen, Umweltbelastungen und Sicherheit. Eine typische Zusammensetzung ist beispielsweise 27 % OME3, 34 % OME4, 27 % OME5, 11,5 % OME6. Die Mischung zeigt ein unerwartet gutes Kälteverhalten (Cold Filter Plugging Point und Cloudpoint bei -24 °C), obwohl OME5 und OME6 vergleichsweise hohe Festpunkte besitzen (siehe Tabelle 2.1). Der hohe Flammpunkt von

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für den Dieselmotor sind Mischkraftstoffe durch Zumischung von 5-30 % CO_2-neutral hergestelltem OME3/6 zum fossilen Dieselkraftstoff ohne eine Änderung des motorischen Brennverfahrens zu qualifizieren und zu normen. Vorrangiges Ziel der Verwendung solcher Blends ist die Absenkung der CO_2-Emission in den nächsten Jahrzehnten.

Parallel sind neue Motoren zu entwickeln, deren Brennverfahren auf den Einsatz von reinem OME3/6 abgestimmt werden. Derartige OME-Motoren lassen Rohemissionen unterhalb des Euro VI-Bereichs erwarten. Damit besteht die Chance, durch Anwendung einer geeigneten Abgasnachbehandlung das Sub-ZEV-Niveau [Ma16] zu erreichen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[Bd16] T. Buddenberg, C. Bergins, K.C. Tran, W. Maus, “Development of large scale low carbon methanol and further gasoline or oxymethylen ether (OME) production for transport in Europe”, 3. Internat. Motorenkongress 2016, Baden-Baden, 23-24. Febr. 2016.

[Be14] M. Bertau, H. Offermanns, L. Plass, F. Schmidt, H.-J. Wernicke, “Methanol: The Basic Chemical and Energy Feedstock of the Future”, Springer 2014.

[Bg16] C. Bergins, K.C. Tran, E.L. Fox, P. Wuebben, “Commercialization of Low Carbon Methanol”, MTZ extra Future Fuels, 42-45, Feb. 2016.

[Bu10] J. Burger, M. Siegert, E. Ströfer, H. Hasse, “Poly (oxymethylene) dimethyl ethers as components of tailored diesel fuel: Properties, synthesis and purification concepts”, Fuel 89, 3315-3319, 2010.

[Bu12] J. Burger, “A novel process for the production of diesel fuel additives by hierarchical design”, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012.

[Bu13] J. Burger, E. Ströfer, H. Hasse, “Production process for diesel fuel components poly(oxymethylene) dimethyl ethers from methane-based products by hierarchical optimization with varying model depth”, Chem. Engin. Res. Design 91, 2648-2662, 2013.

[By16] 01/ 2016, FOB Shanghai bei Abnahme von 16 t, www.beyondindustriesgroup.com.

[Ch99] A. S. Cheng, R. W. Dibble, “Emissions Performance of Oxygenate-in-Diesel Blends and Fischer-Tropsch Diesel in a Compression Ignition Engine”, SAE 1999-01-3606, DOI: 10.4271/1999-01-3606, 1999.

[Co16] C.-C. Cormos, “Oxy-combustion of coal, lignite and biomass: A techno-economic analysis for a large scale Carbon Capture and Storage (CCS) project in Romania”, Fuel 169, 50-57, 2016.

[Cp15] G. Crépeau, “Requirements for future fuels from an OEM point of view”, Uniti Mineralöltechnologie-Forum, Stuttgart, 14.4.2015.

[Cr15] D. Cressey, “Firms that suck carbon from air to go commercial”, Nature 526, 106-107, 2015.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

to-liquids_GtL_fuels_trading_based_on_hybrid_PV-Wind_power_plants, 2015.

[Fr02] A. Freibauer, “Biogenic Greenhouse Gas Emissions from Agriculture in Europe - Quantification and Mitigation”, Dissertation, Universität Hohenheim, 2002.

[Gr07] T. Grützner, H. Hasse, N. Lang, M. Siegert, E. Ströfer, “Development of a new industrial process for trioxane production”, Chem. Eng. Sci., 19th International Symposium on Chemical Reaction Engineering - From Science to Innovative Engineering ISCRE-19 62, 5613–5620. doi:10.1016/j.ces.2007.01.047, 2007.

[Gr11] C. Graves, S. D. Ebbesen, M. Mogensen, K. Lackner, “Sustainable hydrocarbon fuels by recycling CO_2 and H_2O with renewable or nuclear energy”, Renew. Sustain. Energy Rev.,15, 1–23, 2011.

[Ha12] H. Hasse, J.-O. Drunsel, J. Burger, U. Schmidt, M. Renner, S. Blagov, “Process for the production of pure methylal” WO2012062822 (A1), 2012.

[Hä14] M. Härtl, P. Seidenspinner, G. Wachtmeister, E. Jacob, „Synthetischer Dieselkraftstoff OME1: Lösungsansatz für den Zielkonflikt NO_x-/Partikel-Emission“, Motortechnische Zeitschrift MTZ 75, 66-72, 2014.

[Hä15] M. Härtl, „Emissionsreduktion bei Dieselmotoren durch den Einsatz sauerstoffhaltiger Kraftstoffe“, Dissertation, Technische Universität München, 2015.

[HS15] M. Härtl, P. Seidenspinner, E. Jacob, G. Wachtmeister, “Oxygenate screening on a heavy-duty diesel engine and emissions characteristics of highly oxygenated oxymethylene ether fuel OME1”, Fuel 153, 328-335, 2015.

[Ia16] S. E. Ianuzzi, C. Barro, K. Boulouchos, J. Burger, “Combustion behavior and soot formation/oxidation of oxygenated fuels in a cylindrical constant volume chamber”, Fuel 167, 49-59, 2016.

[In12] Pressemeldung von Ineos Paraform vom 5.6.2012, siehe auch: www.solvalid.com/.

[Ja12] E. Jacob, „Dieselkraftstoffe im technologischem Übergang zum postfossilen Zeitalter“, 33. Internationales Wiener Motorensymposium, H. P. Lenz (Hrsg.) VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr.749, Band 1, S. 274-203, 2012.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[La16] L. Lautenschütz, D. Oestreich, P. Seidenspinner, U. Arnold, E. Dinjus, J. Sauer, “Physico-chemical properties and fuel characteristics of oxymethylene dialkyl ethers”, Fuel 173, 129-137, 2016.

[Lu11] B. Lumpp, D. Rothe, C. Pastötter, R. Lämmermann, E. Jacob, „Oxymethylenether als Kraftstoffzusätze der Zukunft“, Motortechnische Zeitschrift MTZ 72, 198-203, 2011.

[Ma10] W. Maus, „Sicherung der Mobilität: Politik und Physik im Widerspruch?“, 22nd Internat. AVL Conference „Engine & Environment“, Graz, 2010.

[Ma12] W. Maus, E. Jacob, R. Brück, P. Hirth, „Nachhaltig verfügbare Kraftstoffe – eine Fiktion?“, Motortechnische Zeitschrift MTZ 73, 447-453, 2012.

[Ma14] W. Maus, E. Jacob, M. Härtl, P. Seidenspinner, G. Wachtmeister, „Synthetische Kraftstoffe - OME1: Ein potentiell nachhaltig hergestellter Dieselkraftstoff“, 34. Internationales Wiener Motorensymposium, H. P. Lenz (Hrsg.) VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr.777, Band 1, S. 325-347, 2014.

[Ma16] W. Maus, „Fahrzeuge sollten die Luft reinigen können“, Interview, Motortechnische Zeitschrift MTZ, 77, 24-26, 2016.

[Mh15] O. Machhammer, A. Bode, W. Hormuth, „Ökonomisch/ökologische Betrachtung zur Herstellung von Wasserstoff in Großanlagen“, Chem.Ing.Tech. 87, 409-418, 2015.

[Na16] National Methanol DMM3-8 (chain) Collaborative Group, http://dmm3-8.com.cn/.

[Ne14] NESTE OIL, “Hydrotreated vegetable oil (HVO) – premium renewable biofuel for diesel engines”, Proprietary Publication, https://www.neste.com/sites/default/files/attachments/hvo_handbook_original_2014.pdf, Feb. 2014.

[Og00] H. Ogawa, N. Nabi, M. Minami, N. Miyamoto, K. Bong-Seock, “Ultra Low Emissions and High Performance Diesel Combustion with a Combination of High EGR, Three-Way Catalyst, and a Highly Oxygenated Fuel, Dimethoxy Methane (DMM)”, SAE 2000-01-1819, DOI: 10.4271/2000-01-1819, 2000.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[Po11] F. Pontzen, W. Liebner, V. Gronemann, M. Rothämel, B. Ahlers, “CO_2-based methanol and DME - Efficient technologies for industrial scale production”, Catalysis Today 171, 242-250, 2011.

[Re05] G. Reuss, W. Disteldorf, A.O. Gamer, A. Hilt, “Formaldehyde”, in: Ullmann’s Encyclopedia of Industrial Chemistry. Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2005.

[Re08] Y. Ren, Z. Huang, H. Miao, Y. Di, D. Jiang, K. Zeng et al., “Combustion and emissions of a DI diesel engine fuelled with diesel-oxygenate blends”, Fuel 87 (12), S. 2691-2697, DOI: 10.1016/j.fuel.2008.02.017, 2008.

[Sa15] J. Sauer, U. Arnold, L. Lautenschütz, D. Oestreich, “Production of Oxygenate Fuels from Biomass-derived Synthesis Gas”, DGMK Conference “Synthesis Gas Chemistry”, Oct. 7-9, Dresden, 2015.

[Sb15] N. Schmitz, J. Burger, H. Hasse, “Reaction Kinetics of the Formation of Poly(oxymethylene) Dimethyl Ethers from Formaldehyde and Methanol in Aqueous Solutions”. Ind. Eng. Chem. Res. 54, 12553–12560. DOI:10.1021/acs.iecr.5b04046, 2015.

[Sb16] N. Schmitz, J. Burger, E. Ströfer, H. Hasse, “From methanol to the oxygenated diesel fuel poly(oxymethylene) dimethyl ether: an assessment of the production costs”, Fuel, submitted 2016.

[Sc14] R. Schlögl, „Synthetische Kraftstoffe: ein Schlagwort oder ein relevanter Beitrag zur Energiewende?“, 35. Internat. Wiener Motorensymposium, 8./9. Mai 2014, H. P. Lenz (Hrsg.) VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr.777, Band 1, S. 308-324, 2014.

[Sc15] M. Schmitt, A. Feiling, C. Beidl, C. v. Pyschow, E. Jacob, „Potential des synthetischen Kraftstoffs OME1 zur Emissionsreduzierung bei Dieselbrennverfahren“, Internationaler Motorenkongress, Baden-Baden, Februar 2015.

[Sc16] R. Schlögl, „Neue Kraftstoffe aus CO2“, 37. Internat. Wiener Motorensymposium, 28./29. April 2016, H. P. Lenz (Hrsg.) VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr.796, Band 2, 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[Sw15] E. Schwab, A. Milanov, S.A. Schunk, A. Behrends, N. Schödel, “Dry Reforming and Reverse Water Gas Shift: Alternatives for Syngas Production?”, Chem.Ing.Tech. 87, 347-353, 2015.

[Sz15] P. R. Schmidt, W. Zittel, W. Weindorf, T. Raksha, “Renewables in Transport 2050 - Empowering a Sustainable Mobility Future with Zero Emissions Fuels from Renewable Electricity - Europe and Germany - “, FVV, Frankfurt, 27. Nov. 2015.

[Ve99] K. D. Vertin, J. M. Ohi, D. W. Naegeli, K. H. Childress, G. P. Hagen, C. I. McCarthy et al., “Methylal and Methylal-Diesel Blended Fuels for Use in Compression-Ignition Engines”, SAE 1999-01-1508, DOI: 10.4271/1999-01-1508, 1999.

[Wu12] J. A. Wurzbacher.C. Gebald, N. Piatkowski, A. Steinfeld, “Concurrent Separation of CO_2 and H_2O from Air by a Temperature-Vacuum Swing Adsorption/Desorption Cycle”, Environmental Science & Technology 46, 9191-9198, 2012.

[Wu16] J. A. Wurzbacher, C. Gebald, S. Brunner, A. Steinfeld, “Heat and mass transfer of temperature–vacuum swing desorption for CO_2 capture from air”, Chemical Engineering Journal 283, 1329-1338, 2016.

[Zh09] R. Zhu, X. Wang, H. Miao, Z. Huang, J. Gao, D. Jiang, “Performance and Emission Characteristics of Diesel Engines Fueled with Diesel−Dimethoxymethane (DMM) Blends”, Energy Fuels 23 (1), S. 286-293, DOI: 10.1021/ef8005228, 2009.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

FKM	Fluorkarbon-Kautschuk
Flp.	Flammpunkt
Fp.	Festpunkt
FTIR	Fourier-Transform-Infrarotspektrometer
GtL	Gas to Liquids
HFRR	High Frequency Reciprocating Rig
H-NBR	Hydrierter Acrylnitrilbutadien-Kautschuk
H_u	Unterer Heizwert
HVO	Hydrogenated Vegetable Oil
Kp.	Kochpunkt
NBR	Nitril-Butadien-Kautschuk
NDIR	Nichtdispersiver Infrarotsensor
OME	Oxymethylenether
PN	Partikelanzahl
PMP	Particle Measurement Programme
Sub-ZEV	Sub-Zero-Emission-Vehicle
TFE/P	Tetrafluorethylen-Propylen Copolymer
VOC	Volatile Organic Compounds

5 Danksagung

Vielen Dank für die Vermessung der Kraftstoffkennwerte an die Herren Dr. Thomas Wilharm und Philipp Seidenspinner (beide Analytik-Service Gesellschaft, ASG mbH, Neusäß).

Wir danken Herrn Daniel Zweifel der Dow Europe GmbH für die Versorgung mit dem aschefreien Motorenöl.

Dank gilt auch der Neste Oyj und Herrn Sebastian Dörr (Lubtrading GmbH) für die Bereitstellung des NEXBTL Referenzkraftstoffes.

Den Herren Dr. Ulrich Arnold und Dr. Ludger Lautenschütz (beide KIT, IKFT) danken wir für die aufschlussreichen Diskussionen.

Des Weiteren danken wir Herrn Berthold Arlitt (AVL Emission test Systems) für die Kalibrierung und die vorübergehende Bereitstellung des FTIR.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kurzfassung

Aufgrund der Notwendigkeit, den CO_2-Ausstoß des Verkehrssektors weiter zu senken, stehen neben der Entwicklung neuer Antriebstechnologien auch die Entwicklung neuartiger, flüssiger Kraftstoffe im Fokus. Ein verstärkter Einsatz von alternativen Kraftstoffen erlaubt nicht nur eine Abkehr von fossilen Energieträgern, sondern auch die Synthese von Kraftstoffen mit, im Vergleich zu erdölbasierten Kraftstoffen, hervorragenden Eigenschaften für die innermotorische Verbrennung. Des Weiteren ermöglicht die Verwendung einer regenerativen Energiebasis eine CO_2 neutrale Fortbewegung.

Aus diesem Grund beschäftigen sich die Forscher des Exzellenzclusters „Maßgeschneiderte Kraftstoffe aus Biomasse“ (Tailor-Made Fuels from Biomass, TMFB) an der RWTH Aachen University intensiv mit der Entwicklung neuartiger Produktionspfade, um lignozellulosehaltige Biomasse möglichst effizient zu flüssigen Kraftstoffen zu transformieren. Die enge, interdisziplinäre Zusammenarbeit mit Experten auf dem Gebiet der Verbrennung erlaubt dabei eine gezielte Auswahl von Kraftstoffkomponenten mit überragenden Stoffeigenschaften, die eine extrem hohe motorische Effizienz und saubere Verbrennung ermöglichen.

Als mögliche biomasse-basierte Kraftstoffe für Ottomotoren wurden dabei 2-Butanon und 2-Methylfuran identifiziert, die an der Volllast einen Wirkungsgradvorteil von über 22 % gegenüber herkömmlichen RON95 E10 Superkraftstoff ermöglichen. Aufgrund des guten Gemischbildungsverhaltens und des erhöhten Sauerstoffgehaltes konnten gleichzeitig die Partikelemissionen deutlich reduziert werden. Weitere Untersuchungen konnten zudem belegen, dass im Fall von 2-Butanon eine Glühzündungshäufigkeit von 2 % erst bei um 40 °C höherer Oberflächentemperatur als bei RON95 E10 auftrat.

Eine saubere und effiziente Dieselverbrennung konnte mit den Kraftstoffkandidaten 1-Oktanol, Di-Butylether und Dimethoxymethan erzielt werden. Alle drei Moleküle weisen zwar im Vergleich zu herkömmlichen EN590 Dieselkraftstoff einen stark erhöhten Sauerstoffgehalt von bis zu 42 % m/m auf, unterscheiden sich aber in ihren übrigen verbrennungsrelevanten Eigenschaften sehr stark. Mit den Biokraftstoffen 1-Oktanol und Di-Butylether konnte im Vergleich zu Dieselkraftstoff eine Reduktion in den Partikelemissionen um bis zu 90 % erreicht werden. Mit Dimethyoxymethan ließ sich unter gleichen Randbedingungen sogar eine komplett rußfreie Verbrennung erzielen; aufgrund der sehr schnellen Gemischbildung und dem gleichzeitig erhöhtem Zündverzug muss hier jedoch ein Anstieg der Kohlenmonoxid-Emissionen um 80 % und eine Erhöhung des Verbrennungsgeräusches um 0,8 dB(A) in Kauf genommen werden.

PEER REVIEW WKM Gütesiegel für wissenschaftliche Beiträge
Begutachtet von Experten der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motortechnik

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abwendung von fossilen zu erneuerbaren Rohstoffquellen die gesamte Wertschöpfungskette neu gestalten um hoch effiziente zukünftige Motorkonzepte mit geringem Schadstoffausstoß zu entwickeln. Daher bietet die molekulare Struktur des Kraftstoffs, in Betracht auf erneuerbare Rohstoffquellen und fortgeschrittene Herstellungsprozesse, einen weiteren Freiheitsgrad in der simultanen Optimierung des Motorverhaltens und einer nachhaltigen Produktion.

Das Ziel der Wissenschaftler des Exzellenzcluster “Tailor-Made Fuels from Biomass” (TMFB) der RWTH Aachen ist eine interdisziplinäre Methodik, das „Fuel Design“, zu entwickeln, die es ermöglicht optimale Kraftstoffkomponenten zu identifizieren, die zum einen eine nachhaltige energieeffiziente Produktion von Kraftstoffen aus lignozellulosehaltiger Biomasse und zum anderen eine saubere Verbrennung mit der höchstmöglichen Effizienz ermöglichen. Lignozellulosehaltige Biomasse wurde ausgewählt, da diese meist als Abfallprodukt aus Agrar- und Forstindustrie in großen Mengen verfügbar ist und nicht in Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion steht. Die identifizierten Herstellprozesse der vorgeschlagenen Kraftstoffe befinden sich jedoch in einem frühen Entwicklungsstadium, sodass eine wirtschaftliche Herstellung dieser Kraftstoffe unter den derzeitigen Randbedingungen noch nicht absehbar ist.

Es ist anzunehmen, dass sich die optimierten Verbrennungseigenschaften zukünftiger Biokraftstoffe deutlich von denen der aktuellen Kraftstoffe und der Biokraftstoffe der ersten Generation unterscheiden werden. Motivation der Forschungsarbeiten an der RWTH Aachen ist es die komplexen Zusammenhänge zwischen der molekularen Struktur der Kraftstoffe und dem Motorverhalten zu verstehen, was als Basis für die Entwicklung des Fuel Designs diente. Die Vision des Fuel Designs des TMFB ist die kombinierte modellbasierte Beschreibung und Optimierung der Produktionsprozesse in Bio-Raffinerien für flüssige Kraftstoffe und die Energieumwandlung und Emissionsentstehung (siehe Abbildung 1). Selektive Bio- und Chemo-Katalytische Prozessschritte zielen auf eine Energie- und kohlenstoffeffiziente Umwandlung der lignozellulosehaltigen Biomasse in molekular wohldefinierte Kraftstoffkomponenten ab [2,3,4,5,6].

Der TMFB Fuel Design Prozess ist ein ganzheitlicher Ansatz, der verschiedenste rechnergestützte und fundamentalexperimentelle Werkzeuge und Methoden nutzt um Kandidaten für Biokraftstoff zu identifizieren und zu untersuchen [7,8,9]. Abbildung 2 zeigt exemplarisch die modellgestützte Identifikation des vielversprechenden Kraftstoffs 2-Butanon, der von Hechtinger [7] als Kandidat für Ottomotoren mittels des rechnergestützten Fuel Design Prozess ermittelt wurde. Eine Reihe wünschenswerter Kraftstoffeigenschaften (z.B. Heizwert, Siedepunkt usw.) wurden als Einschränkung

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 1. Design der maßgeschneiderten Biokraftstoffe, die überragende motorrelevante Eigenschaften und nachhaltige Produktionswege vereinen.

Die vielversprechendsten Biokraftstoff Kandidaten werden im Verbrennungsmotor untersucht und optimiert. Des Weiteren werden das konzeptuelle Prozessdesign und der Lebenszyklus eingeschätzt, um detaillierte Informationen zur Verbrennung und dem Produktionssystem zu erhalten.

Im Folgenden werden das Verbrennungsverhalten und der Emissionsausstoß verschiedenster Moleküle gezeigt, die mittels des Fuel Design Prozess ermittelt wurden. Für fremdgezündete Motoren sind dies 2-Butanon und 2-Methylfuran. Beide Moleküle besitzen einen hohen Sauerstoffanteil im Vergleich zu konventionellen Kraftstoffen, da bereits bekannt ist, dass sauerstoffhaltige Kraftstoffe die Ruß-Emissionen reduzieren und sauerstoffhaltige Kraftstoffe bereits Benzin beigemischt werden um die Oktanzahl zu steigern [10,11].

Auch für selbstzündende Motoren hat eine Änderung der Kraftstoff Eigenschaften einen großen Einfluss auf das Verbrennungsverhalten und die Emissionsbildung [12]. Die Verwendung von Fischer-Tropsch-Diesel, der den aromatischen Anteil des Kraftstoffs reduziert, verbessert bereits den Zielkonflikt zwischen Ruß und NO_X. Wenn der Kraftstoff zusätzlich noch einen erhöhten Sauerstoffanteil besitzt (z.B. 1-Dekanol), verbessert sich der Zielkonflikt weiter, wie Abbildung 3 entnommen werden kann.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

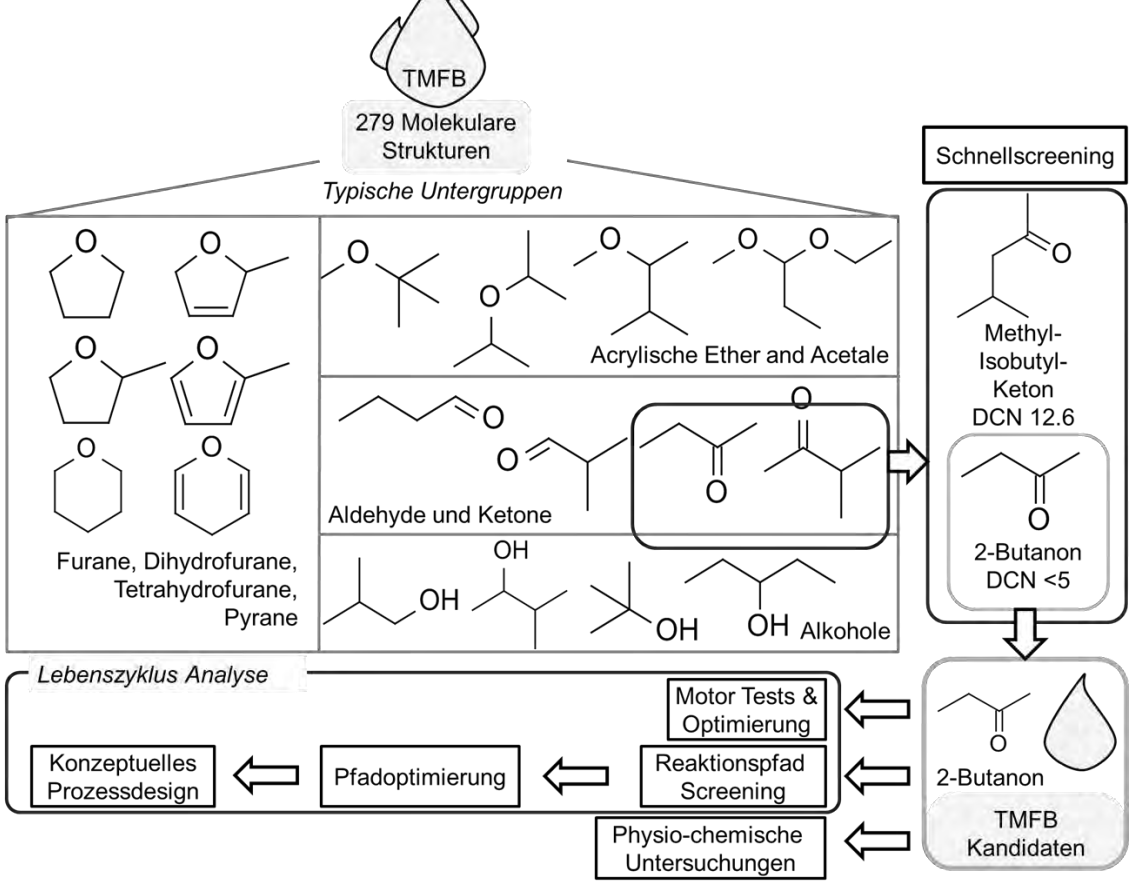


Abbildung 2. Beispiel des TMFB Fuel Design Prozess: Identifikation von 2-Butanon als Prototyp eines ketonischen Biokraftstoffs [9]

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

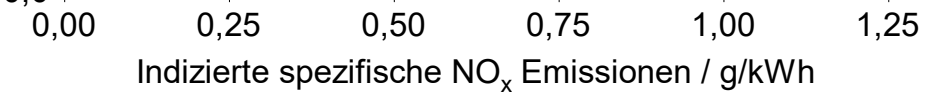


Abbildung 3. Zielkonflikt zwischen Ruß und NO_X für verschiedene Kraftstoffe bei n = 2280 1/min und p_{mi} = 9.4 bar

Da 1-Dekanol und der Fischer-Tropsch-Diesel den Zielkonflikt nur in einem pareto-optimalen Sinn verbessern ist das übergeordnete Ziel diesen Konflikt komplett zu umgehen, um gleichzeitig eine ruß- und stickoxidfreie Verbrennung zu erhalten. Daher liegt der Fokus für das Design eines Dieselkraftstoffs auf mittelgroßen sauerstoffhaltigen Kohlenwasserstoffen, welche bereits vielversprechende Eigenschaften zeigen [12]. Beispiele für eine selektive katalytische Transformierung von den aus Biomasse abgeleiteten Plattformmolekülen in Kraftstoffkandidaten wurde bereits in vorherigen Untersuchungen gezeigt [13]. Es wurde zum Beispiel 2-Methyltetrtahydrofuran (2-MTHF) umfangreich in einem selbstzündenden Motor untersucht und eine beinahe Ruß- und NO_X-freie Verbrennung beobachtet [12].

Vor kurzem wurde von den TMFB Wissenschaftlern mittels des Fuel Design Prozess ein aussichtsreicher, biobasierter Syntheseweg eines C_8 Alkohols (1-Oktanol) mit einer vielversprechenden Cetanzahl von 33.1 entdeckt [14]. Daher wurde 1-Oktanol als Prototyp für einen langkettigen, alkoholischen Biokraftstoff in einem Dieselmotor untersucht. Zusätzlich wurde ein C_8 Ether (Di-n-Butyl Ether, DBE) im Dieselmotor untersucht. Obwohl beide Moleküle Isomere sind weichen ihre chemischen und physikalischen Eigenschaften, die für selbstzündende Motoren relevant sind, stark voneinander ab.
Zusätzlich zu den auf Biomasse basierten Kraftstoffkandidaten 1-Oktanol und DBE wurde Dimethoxymethan (Oxymethylether 1, OME) untersucht. DBE ist ein sehr volatiler Kraftstoff und neigt leicht zur Selbstzündung, wobei 1-Oktanol einen geringen Dampfdruck und hohe Viskosität aufweist, aber einen recht langen Zündverzug besitzt. OME vereinigt einen hohen Sauerstoffanteil mit hoher Volatilität und genügend Zeit zur Gemischbildung und zeigt daher hervorragende Eigenschaften um die Rußentstehung während der Verbrennung komplett zu unterdrücken. Obwohl OME nicht einfach aus Biomasse direkt synthetisiert werden kann ist es in den Fokus aktueller Forschung gerückt, da es aus z.B. Methanol gewonnen werden kann, welches durch regenerative Energie und CO_2 hergestellt werden kann [15,16,17,18,19].

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In Tabelle 1 sind die wichtigsten Eigenschaften der untersuchten Kraftstoffe zusammengefasst. Im Vergleich zu ROZ95 E10-Kraftstoff führt der Sauerstoffanteil der alternativen Kraftstoffe zu einer Reduktion des massenspezifischen unteren Heizwertes um 35 % für Ethanol, 27 % für 2-Methylfuran und 24 % für 2-Butanon. Beim Vergleich des volumenspezifischen unteren Heizwerts ändert sich die Reihenfolge der Biokraftstoffe leicht, da ein geringerer Sauerstoffanteil mit einer Zunahme der Dichte korreliert. Die Dichte von konventionellem Ottokraftstoff ist jedoch niedriger als die der Biokraftstoffe. Dies führt zu einer Reduktion des volumenspezifischen Heizwertes von 31 % für Ethanol, 10 % für 2-Methylfuran und 18 % für 2-Butanon im Vergleich zum ROZ95 E10-Kraftstoff. Aufgrund des hohen Sauerstoffanteils aller drei untersuchten Biokraftstoffe wurden die Research- und Motor-Oktanzahl (ROZ und MOZ) nach DIN51756-7 bestimmt [10,27,28,29]. Die höchste ROZ wurde im Fall von 2-Butanon gemessen (siehe Tabelle 1). Die Klopffestigkeit des 2-Methylfuran ist niedriger als die der anderen beiden Biokraftstoffe. Sie ist jedoch immer noch um 5 Einheiten höher als die ROZ des konventionellem Vergleichskraftstoffs. Die hohe Verdampfungsenthalpie des Ethanols führt zu einem bei hohen Mitteldrücken wünschenswerten Kühlungseffekt. Dadurch kommt es in direkteinspritzenden Motoren zu einer weiteren Steigerung der Klopffestigkeit über das Niveau hinaus, das durch die ROZ angegeben wird [30,31]. Nachteile ergeben sich jedoch durch die hohe Verdampfungsenthalpie bezüglich des Kaltstartverhaltens.

Durch die Kombination mit einem vergleichsweise niedrigen Dampfdruck und erhöhtem Kraftstoffbedarf durch den niedrigeren stöchiometrischen Luftbedarf führt der Kühlungseffekt zu einer Verschlechterung der Gemischbildung [32]. Im Vergleich zu Ethanol weisen sowohl 2-Methylfuran als auch 2-Butanon eine geringere Verdampfungsenthalpie nahe der von konventionellem Kraftstoff und einen höheren Dampfdruck auf. Daher werden keine Startprobleme unter diesen kritischen Randbedingungen mit den Kraftstoffen 2-Methylfuran und 2-Butanon erwartet.

Theoretische Betrachtungen von Thewes et al. [10] und Hoppe et al. [11] zeigten, dass bei niedrigen Umgebungstemperaturen von -30 °C im Fall von Ethanol die hohe Verdampfungsenthalpie und der niedrige Dampfdruck zu einer teilweisen Rekondensation und daraus resultierenden unzureichenden Gemischbildung führen. Dagegen ist bei den Kraftstoffen 2-Methylfuran und 2-Butanon sogar eine Startanreicherung unter diesen schwierigen Randbedingungen ohne Rekondensation möglich. Darüber hinaus wurde in [11] und [32] festgestellt, dass die günstigen Eigenschaften von 2-Methylfuran und auch von 2-Butanon in einem im Vergleich zu Ethanol besseren Primärzerfall entsprechend der Einteilung nach Ohnesorge- (Oh) und Reynolds-Zahl (Re) resultieren [38,39,40].

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Summenformel		—	C_2H_6O	C_5H_6O	C_4H_8O
Massenanteil Kohlenstoff	%	83,48	52,14	73,15	66,63
Massenanteil Wasserstoff	%	13,24	13,13	7,37	11,18
Massenanteil Sauerstoff	%	3,28	34,73	19,49	22,19
Dichte (25 °C)	kg/m³	741	787	907,5	799
Siedetemperatur	°C	35,8 – 190,4	78	64	80
Dampfdruck (20 °C)	mbar	—	58	139	108
Spezifische Verdampfungsenthalpie	$kJ/kg_{Luft,\ \lambda = 1}$	—	101,6	35,52	46,10
Stöchiometrischer Luftbedarf	1	13,97	8,98	10,08	10,52
Unterer Heizwert (massenspezifisch)	MJ/kg	41,56	26,84	30,37	31,45
Unterer Heizwert (volumenspezifisch)	MJ/l	30,78	21,09	27,63	25,16
Research-Oktanzahl (ROZ)	1	96,9	109	101,7	117
Motor-Oktanzahl (MOZ)	1	86,4	89,7	82,4	107
Adiabate Flammen-temperatur (T_i = 27 °C, p = 1 bar (konst.), λ = 1, gasförmige Mischung)	°C	—	1970	2073	2002
Reinheit	%	—	>99,0	>99,8	>99,9

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Experimenteller Aufbau und Versuchsbedingungen

Die in dieser Veröffentlichung präsentierten ottomotorischen Versuche wurden an einem homogen betriebenen, direkteinspritzenden Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt, der bereits in vorherigen Veröffentlichungen vorgestellt wurde [42,43,44]. Merkmale des Versuchsträgers sind eine hohe Spitzendruckfestigkeit, Aufladung mittels externer Ladegruppe bis hin zu 3500 mbar Ladedruck und ein variables Verdichtungsverhältnis durch den Einsatz verschiedener Kolben. Tabelle 2 stellt die technischen Daten des Versuchsträgers zusammenfassend dar.

Tabelle 2. Technische Spezifikationen des Einzylinder-Forschungsmotors

Bohrung	mm	75
Hub	mm	90,5
Hub/Bohrungs-Verhältnis	1	1,2
Hubvolumen	cm^3	400
Anzahl der Ventile	1	4
Maximaler Ladedruck	mbar	3500
Verdichtungsverhältnis: Thermodynamische Untersuchungen Vorentflammungsuntersuchungen	1	 14,7 11
Mittlere Spitzendruckfestigkeit	bar	170
Maximaler Kraftstoffdruck	bar	200
Kraftstoffinjektor	1	6-Loch, Magnetspule

Die Zündkerze und der DI-Injektor befinden sich in zentraler Einbaulage im Zylinderkopf mit dem Injektor zwischen den Einlassventilen und der Zündkerze zwischen den Auslassventilen. Die Neigung des Injektors zur Vertikalen beträgt hierbei 6° und die Zündkerze ist um 11,5° geneigt. Beim Injektor handelt es sich um ein 6-Loch-Magnetventil mit einem unter dem Gesichtspunkt niedriger Laufbuchsenbenetzung optimierten

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auslass mit Kistler 4045 A5 Druckquarzen bei einer Auflösung von 1° KW aufgenommen. Insgesamt wurden 200 aufeinanderfolgende Zyklen festgehalten. Die Messung mittlerer statischer Drücke und Temperaturen erfolgten mit konventionellen Drucksensoren und Thermoelementen über ein Mittelungsfenster von 30 s. Öl- und Kühlwassertemperatur wurden auf stationäre Bedingungen konditioniert. Die Ladeluft wurde auf eine Temperatur von 25 °C stromabwärts der elektronisch gesteuerten Drosselklappe konditioniert. Stromaufwärts der Drosselklappe und im Auslasskrümmer wurde ein Druck von 1,013 bar im gedrosselten Betrieb eingestellt. Im aufgeladenen Betrieb hingegen wurde der Abgasgegendruck gleich dem Ladedruck eingestellt. Weiterhin ist die Kurbelwelle mit einer Wirbelstrombremse und einer elektrischen Leistungsmessung verbunden, um die gewünschte Motordrehzahl mit einer Genauigkeit von ±1 1/min unabhängig von der Motorlast einstellen zu können. Das relative Luft-Kraftstoffverhältnis (λ) aus dem Abgas wurde entsprechend der Vorgabe von Spindt [46] und der Erweiterung für Oxygenate nach Bresenham [47] berechnet. Die Bestimmung der Massenströme wurde im Falle der Luft über eine Ultraschall-Durchflussmessung vorgenommen und für den Kraftstoff über einen Coriolis-Sensor durchgeführt. Die Zusammensetzung der Gasphase im Abgas wurde anhand eines Abgasteilstromes bestimmt, welcher 60 cm stromabwärts der Flanschfläche des Zylinderkopfes abgeleitet wurde. Dieses Abgas wurde dann von der Entnahmestelle über eine 193 °C heiße Leitung zu den folgenden Emissionsanalysesystemen geführt.

HC:	Flammenionisationsdetektor (FID)	(Rosemount NGA 2000)
O_2:	Paramagnetischer Sauerstoffanalysator	(Rosemount NGA 2000)
CO:	Infrarot-Gasanalysator	(Rosemount NGA 2000)
CO_2:	Infrarot-Gasanalysator	(Rosemount NGA 2000)
NO_X:	Chemilumineszenzanalysator	(Eco Physics 700 EL ht)

Partikelemissionen wurden stromabwärts der Abgasgegendruckklappe bei einem Druck von 1,013 bar mittels Smokemeter (AVL 415s) gemessen.

Thermodynamische Untersuchungen

Wie bereits in [10,11] aufgezeigt, lassen sich mit den TMFB-Kraftstoffen 2-Methylfuran und 2-Butanon aufgrund ihrer ausgeprägten Selbstzündungsresistenz hohe Wirkungsgrade bei hohen Lasten in Ottomotoren erreichen. In der zugrundeliegenden Arbeit wird das Potential einer weiteren Erhöhung des Kompressionsverhältnisses mit diesen Kraftstoffen untersucht und mit ROZ95 E10 und Ethanol verglichen. Um das volle Potential zu bewerten, wurden Lastschnitte bei einer Drehzahl von n = 2000 1/min durchgeführt. Abbildung 4 illustriert die Ergebnisse dieser Untersuchung.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

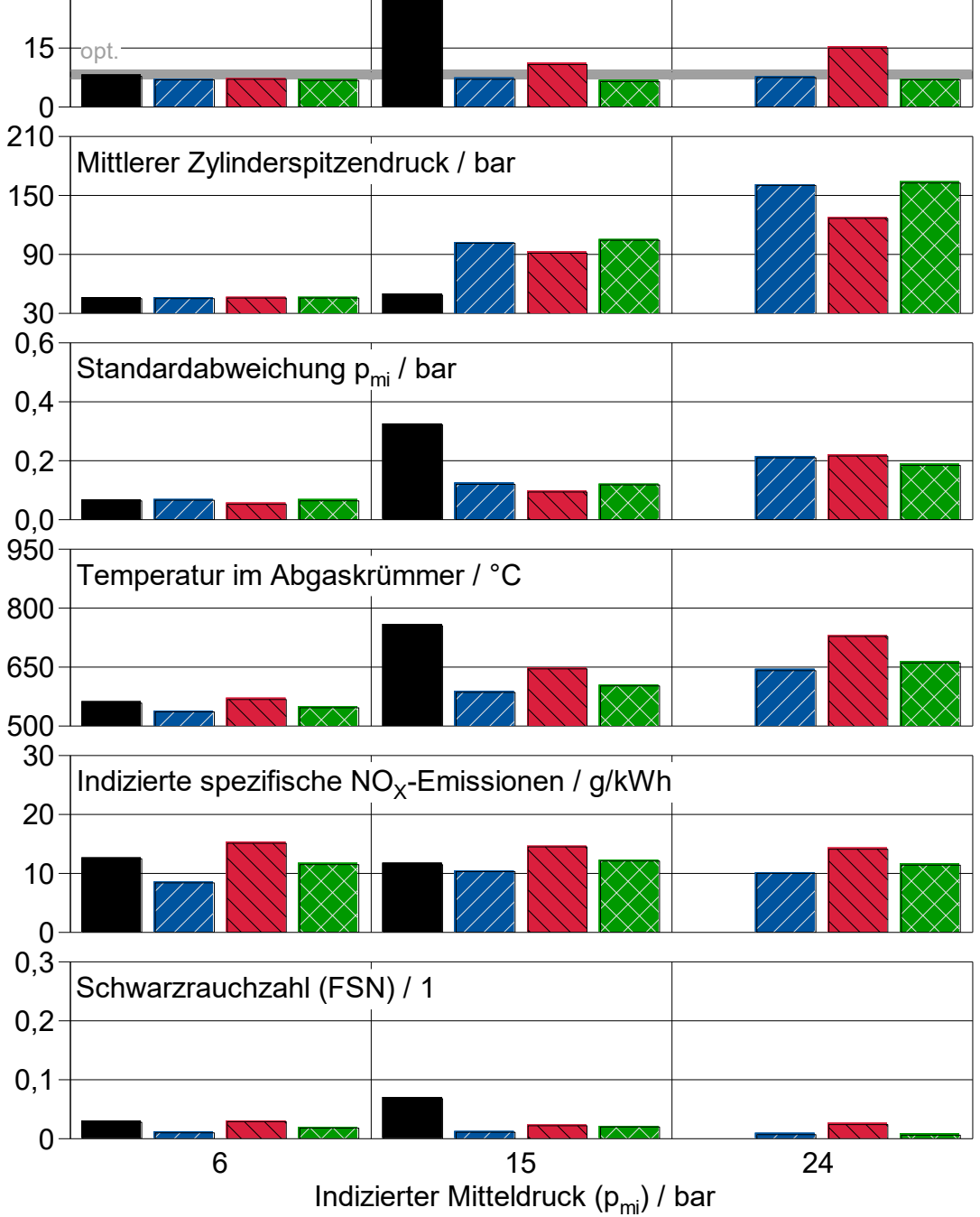


Abbildung 4. Ergebnisse des Lastschnittes mit den untersuchten Kraftstoffen

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes von 0,3 bar aus. Daraus lässt sich schließen, dass ein Kompressionsverhältnis von 14,7 angesichts der schlechteren Klopfresistenz für konventionellen Ottokraftstoff als zu hoch einzustufen ist. Nichtsdestotrotz lässt sich ein expliziter Vergleich der untersuchten Kraftstoffe für den zugrundeliegenden Fall durchführen. In [32,11] wird gezeigt, dass ein indizierter Wirkungsgrad von 36,3 % bei dieser Last mit konventionellem ROZ95-Ottokraftstoff und einem passenden Kompressionsverhältnis von 8,5 bei einem Verbrennungsschwerpunkt von ~11° KW nZOT erreicht werden kann. Mit 2-Butanon und Ethanol wurde keine Klopfbegrenzung beobachtet. Im Vergleich zu ROZ95 E10 ergab sich mit diesen Kraftstoffen ein Wirkungsgradsteigerung von 25 % bzw. 23 %. Mit 2-Methylfuran war eine geringe Spätstellung des Zündzeitpunktes notwendig, wobei immer noch ein Vorteil im Wirkungsgrad von 22 % im Vergleich zu konventionellem ROZ95-Ottokraftstoff zu verzeichnen war. Auch bei einer weiteren Lasterhöhung auf 24 bar p_{mi} ließ sich eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage mit Ethanol und 2-Butanon einstellen. Dabei lag der maximale Wirkungsgrad bei 43,2 % mit dem Alkoholkraftstoff, 42,6 % mit dem Keton und 42 % mit dem Furan. Die hohe Klopffestigkeit von Ethanol liegt hierbei begründet in der hohen Verdampfungsenthalpie und der niedrigen Selbstzündungsneigung, wohingegen 2-Butanon durch die sehr hohe Selbstzündungsresistenz einen geringeren Ladungskühlungseffekt kompensiert.

Dies wurde in [11] durch die Messung von noch einmal deutlich längere Zündverzugszeiten in einem Einhubtriebwerk (RCM) mit 2-Butanon im Vergleich zu Ethanol bestätigt. Daher war im Einzylinder-Forschungsmotor mit beiden Kraftstoffen selbst bei maximaler Last keine klopfbedingte Verstellung des Zündzeitpunktes notwendig. Die folglich gleiche Lage des Verbrennungsschwerpunktes führt zu nahezu identischen mittleren Spitzendrücken. 2-Methylfuran musste bei etwas geringerem Wirkungsgrad infolge geringerer Klopffestigkeit mit einer Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes um 7° KW in Richtung spät betrieben werden. Es zeigt sich, dass die geringe Verdampfungsenthalpie und die hohe adiabate Flammentemperatur (Tabelle 1) dieses Kraftstoffes zu den höchsten gemessenen Stickoxidemissionen (NO_x) führt, da dessen Entstehung vornehmlich von der Zylinderspitzentemperatur abhängt [48,49]. Im Vergleich zum Alkoholkraftstoff verbrennt 2-Butanon bei höherer Temperatur infolge der geringeren Verdampfungsenthalpie und der höheren adiabaten Flammentemperatur (Tabelle 1). Ein leichter Anstieg der Rußemissionen war außerdem mit ROZ95 E10 bei 15 bar p_{mi} zu verzeichnen. In Bezug auf die Biokraftstoffe konnten sehr geringe Rußemissionen erreicht werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

erhöhte Kompressionsverhältnisse oder Aufladegrade nicht ausgeschlossen werden. Aufgrund der Tatsache, dass in der Literatur kaum Erkenntnisse zur Vorentflammungscharakteristik von 2-Butanon und 2-Methylfuran vorliegen, wurden weitere experimentelle Untersuchungen der Vorentflammungsneigung dieser neuartigen Biokraftstoffe gewidmet. Erneut wurden beide Kraftstoffe bezogen auf Ethanol und konventionellen ROZ95 E10-Ottokraftstoff bewertet. Unter den zahlreichen Quellen für Vorentflammungsphänomene sind die frühe Entzündung aus der Gasphase und die Oberflächenzündung in der Grenzschicht zu heißen Bauteilen von besonderer Bedeutung für heutige Downsizingmotoren mit hohen Aufladegraden [49,50,51]. Letzteres ist Gegenstand dieser Arbeit, wobei sich künftige Untersuchungen auch mit der Gasphasenvorentflammung der zugrundeliegenden Kraftstoffe beschäftigen werden. Zu diesem Zwecke wurde der Einzylinder-Forschungsmotor mit einem Glühstift ausgestattet, wie er in Dieselmotoren Anwendung findet. Ein integriertes Thermoelement dient dabei zur Beobachtung und Regelung der Glühstifttemperatur. Die Position des Glühstiftes im Brennraum ist in Abbildung 5 dargestellt. Mit der Anordnung zwischen Einlass- (rechts) und Auslassseite (links) ist insgesamt eine reproduzierbare heiße Oberfläche gewährleistet. Folgende Routine wurde beim Ablauf der Messungen angewandt. Die Glühstifttemperatur wurde angehoben bis erste Vorentflammungsereignisse beobachtet werden konnten.

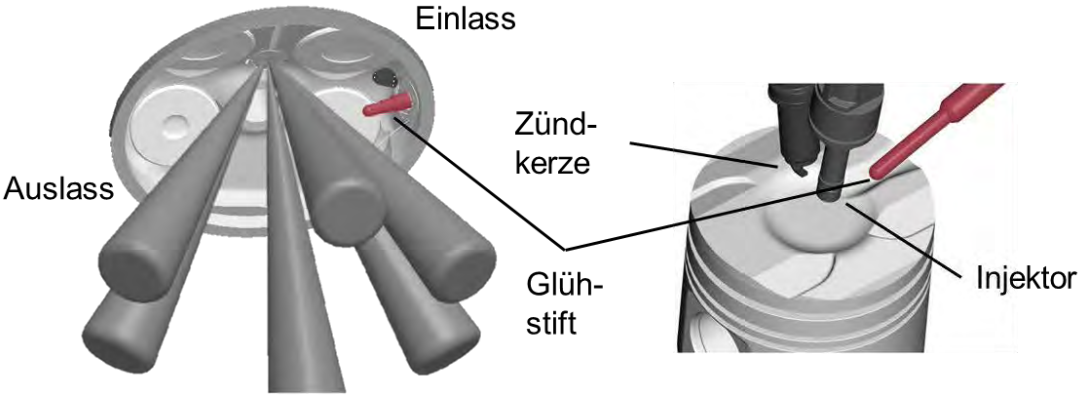


Abbildung 5. Brennraumdach des Einzylinder-Forschungsmotors mit Glühstift

Beginnend von diesem Punkt wurde die Temperatur sukzessive in 10 °C Schritten angehoben bis eine Vorentflammungswahrscheinlichkeit von mindestens 2 % erreicht war bzw. 2 % aller gemessenen Zyklen einer verfrühten Entflammung unterworfen waren. Für jedes Temperaturniveau des Glühstiftes wurden 2000 Zyklen gemessen, um eine ausreichende statistische Signifikanz der Vorentflammungsevents sicherzustellen. Im gefeuerten Motorbetrieb ist die Glühstifttemperatur infolge des transienten

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

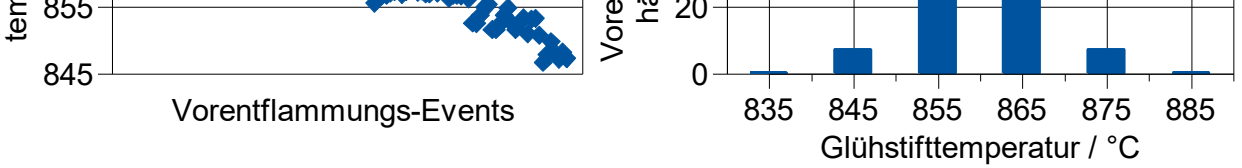


Abbildung 6. Streubereich der gemessenen mittleren Glühstifttemperaturen vorentflammender Zyklen (links) und daraus hervorgehende Temperaturklassen (rechts)

Auf diese Weise ist eine deutlichere Unterscheidung verschiedener Temperaturklassen und den damit verbundenen Vorentflammungswahrscheinlichkeiten gesichert. Die Identifikation einer Vorentflammung wurde allein auf Basis des zugrundeliegenden Zylinderdruckverlaufes vorgenommen, da keine optischen Aufzeichnungen des Brennraumvolumens durchgeführt wurden. Eine Heizverlaufsanalyse wurde als Teil der Analyse der Daten durchgeführt. Ausgehend von der Wärmefreisetzung kurz nach erfolgter Fremdzündung wird eine Vorentflammung festgestellt, wenn 5 % der Verbrennungswärme bereits 5° KW nach Zündung freigesetzt wurden.

Die Glühzündungsmessungen wurden bei einer Drehzahl von 1500 1/min und einem Ladedruck von 2000 mbar ohne spülendes Druckgefälle durchgeführt. Raildruck und Einspritzzeitpunkt sind auf eine optimale Homogenisierung bei stöchiometrischem Luft-Kraftstoffverhältnis ausgelegt. Die Lage des Verbrennungsschwerpunktes (α_{50}) ist mit 45° KW nZOT relativ spät, um zu hohe Klopfamplituden mit ROZ95 E10 zu vermeiden und ausreichend Zeit für die Selbstzündreaktionen an der Glühstiftoberfläche zur Initiierung einer Vorentflammung zu gewährleisten. Außerdem wurde zur weiteren Klopfminderung ein Kompressionsverhältnis von 11,0 gewählt, was der Konfiguration eines für ROZ95 E10 ausgelegten marktüblichen Otto-DI-Motors nahe kommt. Weiterhin wurde der Motor mit minimaler Ventilüberschneidung betrieben. Dabei liegt die Steuerzeit des öffnenden Einlassventils (EÖ) für 1 mm Hub bei 10° KW nLWOT. Die Steuerzeit des schließenden Auslassventils (AS) bei ebenfalls 1 mm Hub lag bei -10° KW nLWOT. Abbildung 7 enthält die Vorentflammungswahrscheinlichkeit (VEW) für die vier Kraftstoffe als Funktion der klassierten Glühstifttemperatur.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

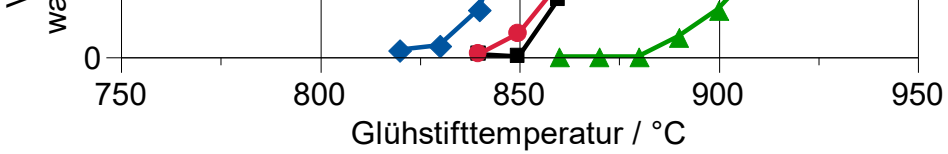


Abbildung 7. Vorentflammungswahrscheinlichkeiten der untersuchten Kraftstoffe

Reines Ethanol ist deutlich empfindlicher hinsichtlich Oberflächenzündung verglichen mit marktüblichem Benzin mit 10 %-vol. Ethanolanteil. Im Betrieb mit Ethanol führt dies zu einem Abfall der kritischen Glühstifttemperatur mit einer 2 prozentigen VEW von 25 °C. Eine hohe Reaktivität des Ethanols bei Temperaturen über 750 °C in Verbindung mit der Wärmeaustauschcharakteristik an der heißen Glühstiftoberfläche führt zu einer erhöhten VEW gegenüber konventionellem Kraftstoff, trotz der wesentlich geringeren Klopfneigung [51]. Dieser Gegensatz liegt in der langsamen Niedertemperaturzündung in Kombination mit einer hohen Verdampfungskühlung durch Ethanol begründet. Reines 2-Methylfuran senkt die kritische Glühzündungstemperatur um 10 °C im Vergleich zum Benzin ab. Diese Limitierung steht ebenfalls im Kontrast zu einer geringeren Klopfneigung mit 2-Methylfuran. Solch eine Charakteristik könnte ebenfalls einer besonderen Wärmeaustauschdynamik wie im Fall von Ethanol entspringen, allerdings bedarf es weiterer Untersuchungen, um diese Theorie zu überprüfen [51]. Die bei Weitem höchste Glühzündungsresistenz wurde mit 2-Butanon festgestellt. Die kritische Glühstifttemperatur 2 prozentiger VEW von 910 °C ist 40 °C höher verglichen mit ROZ95 E10. Dieses Verhalten ist besonders durch die sehr hohen Zündverzugszeiten von 2-Butanon geprägt [11].

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

weist ähnliche Eigenschaften wie Diesel auf, außer des höheren Sauerstoffanteils und der höheren Viskosität. Aufgrund der kürzeren Molekülkette des aus Biomasse abgeleiteten Kraftstoffs 1-Oktanol ist dessen Sauerstoffgehalt höher als der von 1-Dekanol, weist aber eine geringere Cetanzahl und Viskosität auf. DBE besitzt die gleiche Summenformel wie 1-Oktanol, ist aber hochflüchtig und neigt zu sehr schneller Selbstzündung. Daher ist zu erwarten, dass beide Isomere ein sehr unterschiedliches Verhalten im Verbrennungsmotor zeigen werden. OME wurde untersucht, da es alle begehrten Eigenschaften für eine saubere Dieselverbrennung mit sich bringt. Es bringt einen sehr hohen Sauerstoffanteil, leichte Flüchtigkeit und einen ausreichend langen Zündverzug mit sich, um eine ausreichende Gemischbildung sicher zu stellen. Darüber hinaus kann OME aus Methanol synthetisiert werden, welches aus CO_2 und regenerativer Elektrizität hergestellt werden kann. Der Nachteil all dieser Kraftstoffe ist jedoch der geringere Heizwert durch den Sauerstoffanteil im Kraftstoff. Die physikalischen Eigenschaften der untersuchten Kraftstoffe sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Im Folgenden werden der experimentelle Aufbau und der untersuchte Lastpunkt gezeigt, sowie die motorischen Ergebnisse und das Potential der Rußreduktion der sauerstoffhaltigen Kraftstoffe präsentiert.

Experimenteller Aufbau und Versuchsbedingungen

Der verwendete Einzylinder Motor besitzt ein beinahe serienmäßiges Bosch Piezo Einspritzsystem mit Einspritzdrücken bis zu 2200 bar. Außerdem ist der Brennraum in konventioneller Geometrie ausgeführt und zusammen mit der Düsengeometrie optimiert um eine optimale Luftausnutzung zu erreichen. Das Verbrennungssystem besitzt eine spezifische Leistung von 80 kW/l und ist für Zylinderspitzendrücke von bis zu 190 bar ausgelegt. Nähere Informationen zum Einzylinder Motor können in den vielzahligen Veröffentlichungen des Exzellenzclusters gefunden werden [60,61]. In Tabelle 4 sind die Eckdaten des Motors aufgelistet.

Die Messtechnik des Diesel Einzylinders ist die gleiche wie die des Otto Einzylinders und wurde bereits erläutert. Um die Ruß-Emissionen zu messen wird die Filterpapiermethode verwendet und mittels des AVL 415 Smokemeter bestimmt und danach auf die indizierten, spezifischen Ruß-Emissionen umgerechnet [62].

Die Kalibration der Motorparameter Ladedruck, Einspritzdruck und Verbrennungsschwerpunkt wurde bereits in vorherigen Untersuchungen für EN590 Diesel für den untersuchten Lastpunkt optimiert und ist in Tabelle 5 zusammengefasst [61]. Um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten werden diese Kalibrierungsparameter für alle

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Summenformel		—	$C_{10}H_{22}O$	$C_8H_{18}O$	$C_8H_{18}O$	$C_3H_8O_2$
Massenanteil Kohlenstoff	%	84,47	75,9	73,78	73,8	47,4
Massenanteil Wasserstoff	%	13,27	14,0	13,93	13,9	10,6
Massenanteil Sauerstoff	%	2,26	10,1	12,28	12,3	42
Dichte (20 °C)	kg/m³	~830	830	829	768	859
Viskosität (25 °C)	mPa*s	3	12,05	7,3	0,64	0,36
Oberflächen-spannung (20 °C)	mN/m	20,5	28,3	27,5	23	21,1
Siedetemperatur	°C	170-350	233	195	141	42
Dampfdruck (20 °C)	kPa	<0,1	0,001	0,0125	0,64	44
Spezifische Verdampfungs-enthalpie	kJ/kg	358	500,7	408	286,8	376
Stöchiometrischer Luftbedarf	1	14,6	13,07	12,71	12,71	7,25
Unterer Heizwert (massenspez.)	MJ/kg	42,8	38,9	36,95	37,33	22,4
Cetanzahl / abgeleitete Cetanzahl*	1	51-54	50	33,8*	~115*	37,6

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Verdichtungsverhältnis	1	15
Muldendurchmesser	mm	48
Unterer Muldendurchmesser	mm	36,5
Mittlerer Zylinderspitzendruck	bar	220
Maximaler Einspritzdruck	bar	2200
Kraftstoffinjektor		Bosch CRI 3,20
Düsengeometrie		8-Loch; 109 µm, 153°

Tabelle 5. Motorkalibrierung des untersuchten Lastpunkts [61]

Drehzahl	1/min	2280
Last	bar	9,4
Verbrennungsschwerpunkt	° KW nZOT	9,2
Einspritzdruck	bar	1400
Ladedruck	bar	2,29
Abgas Gegendruck	bar	2,39
Ladelufttemperatur	°C	35

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wie man sehen kann tragen alle sauerstoffhaltigen Kraftstoffe zu einer drastischen Rußreduzierung bei, wobei die Ruß-Emissionen mit sinkendem NO_X-Level ansteigen und den bekannten Zielkonflikt zwischen Ruß und Stickoxiden aufzeigen. Dieses Verhalten ist für Diesel besonders ausgeprägt, wobei die Ruß-Emissionen um das Siebenfache ansteigen bei einem lediglich dreifachen Abfall der NO_X-Emissionen. Die Sensitivität der sauerstoffhaltigen Kraftstoffe gegenüber einer Änderung der NO_X-Emissionen ist um ein vielfaches geringer als Diesel, wobei die Ruß-Emissionen von 1-Dekanol und DBE um bereits 90 % niedriger als Diesel sind. Da 1-Oktanol und OME nur kaum auffindbare Ruß-Emissionen aufweisen kann auch keine Sensitivität auf sich ändernde NO_X-Level festgestellt werden.

Um den Einfluss der physikalischen Kraftstoffeigenschaften auf die Ruß-Emissionen zu quantifizieren wird die Reynolds Zahl des Sprühstrahls, wie von Reitz und Baccus [63] beschrieben, herangezogen. Die Reynolds Zahl aller Kraftstoffe wurde mit der Arbeit von Reddemann et al. [64] approximiert, da der gleiche Diesel Injektor und Düse verwendet wurde wie in der vorliegenden Untersuchung. Da für diese Studie grobe Abschätzungen der Reynolds Zahl ausreichend sind wurde die Geschwindigkeit des Einspritzstrahls mittels linearer Regression der mittleren Oberflächengeschwindigkeit, wie von Reddemann et al. [64] definiert, bestimmt und auf 150 m/s für alle Kraftstoffe approximiert. Dabei wurden Geschwindigkeitsdifferenzen aufgrund der unterschiedlichen Dichte und Viskosität vernachlässigt, da für die untersuchten Kraftstoffe nur kleine Differenzen von ±10 m/s auftreten. Als charakteristische Länge für die Bestimmung der Reynolds Zahl wurde der Düsendurchmesser verwendet. Die Reynolds Zahlen aller untersuchten Kraftstoffe sind in Abbildung 9 im Reynolds-Ohnesorge Diagramm dargestellt, wobei die Ohnesorge Zahl den Zähigkeitseinfluss bei der Deformation von Tropfen beschreibt

Der oxigenierte Kraftstoff 1-Dekanol ist in Bezug auf die Cetanzahl gegenüber Diesel sehr ähnlich, besitzt aber eine deutlich höhere Viskosität und Oberflächenspannung, wie man Tabelle 3 entnehmen kann. Aufgrund der hohen Viskosität von 1-Dekanol ist die Reynolds Zahl sehr gering ~$1{,}1 \times 10^3$, was zu einem sehr langsamen Strahlaufbruch führt. In Verbindung mit dem hohen Siedepunkt, der Oberflächenspannung und der hohen Verdampfungsenthalpie steht die Vermutung nahe, dass hohe Ruß-Emissionen zu erwarten sind. Aufgrund des Sauerstoffgehalts sind die Ruß-Emissionen dennoch um 90 % geringer als Diesel und die chemischen Eigenschaften überkompensieren die physikalischen Nachteile.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

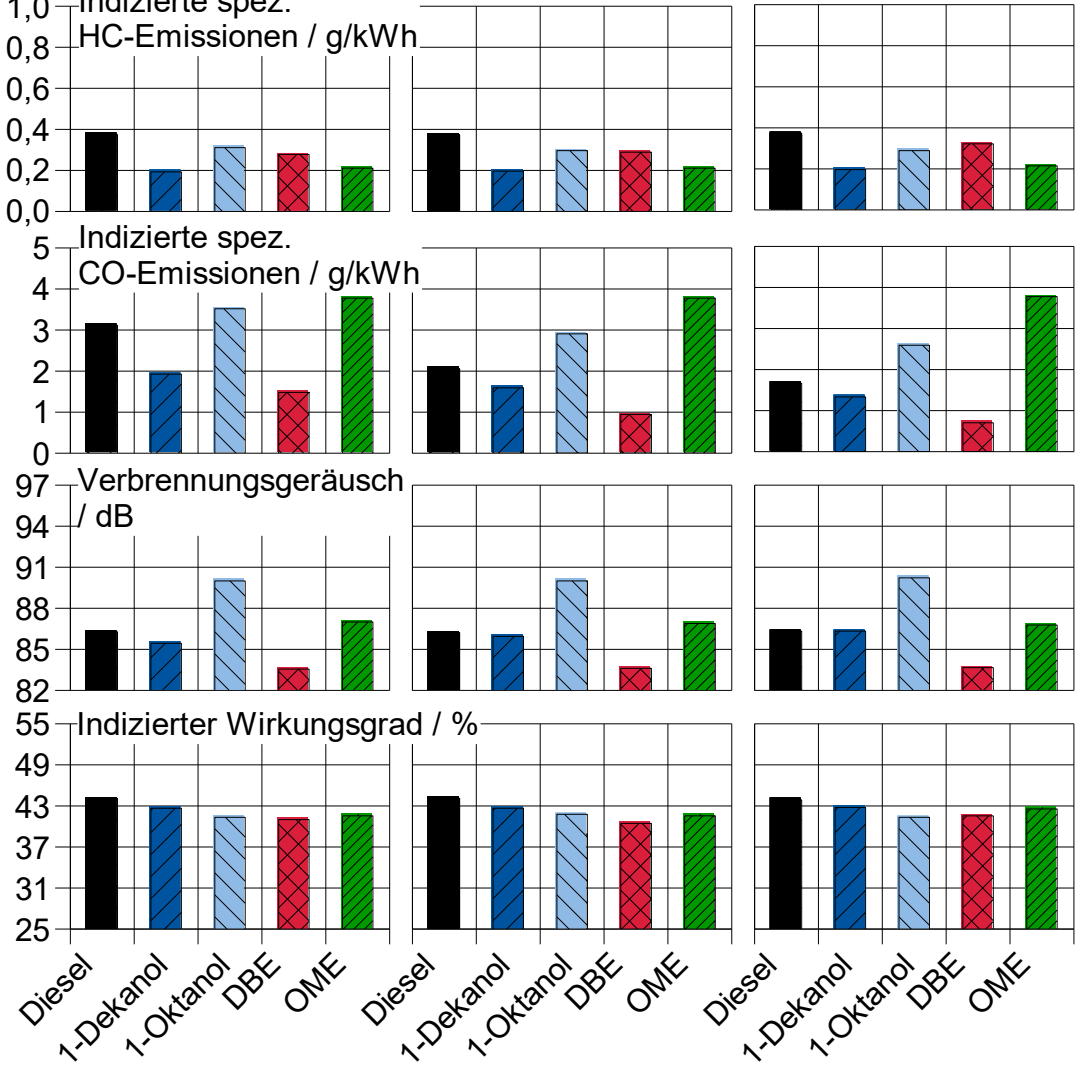


Abbildung 8. Einzylinder Ergebnisse bei 2280 1/min und 9.4 bar p_{mi} für Diesel, 1-Oktanol, 1-Dekanol, DBE und OME

*NXPI = Indizierte spezifische NO_X-Emissionen

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

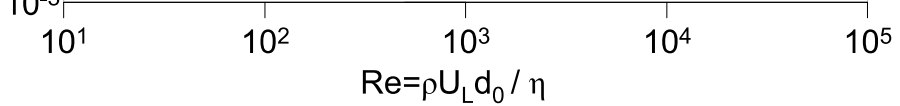


Abbildung 9. Reynolds-Ohnesorge Diagramm nach Reitz und Baccus [63] mit untersuchten Kraftstoffen

Die beinahe unaufspürbaren Ruß-Emissionen von 1-Oktanol kommen zum einen aus der niedrigen Cetanzahl und zum anderen aus den physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffs. Aufgrund des längeren Zündverzugs und der größeren Abhebehöhe [65], welche durch die Länge zwischen Düsenlochaustritt und erstem Entflammungskeim definiert ist, verbessert sich die Gemischaufbereitung. Daher ist mehr Zeit für den Strahlaufbruch und die Verdampfung vorhanden. Wie von Siebers und Higgins [66] gezeigt, vergrößert sich dadurch der Lufteintrag, was zu höheren Lambdawerten und besserer Homogenisierung bei Zündbeginn führt. Daher sind im Abgas fast keine Ruß-Emissionen zu finden, trotz einer recht geringen Reynolds Zahl von 1,8 x 10^3.

Obwohl DBE dieselbe Summenformel wie 1-Oktanol besitzt sind, durch die andere Position des Sauerstoffatoms, die physikalischen und chemischen Eigenschaften sehr unterschiedlich und macht DBE zu einem sehr reaktiven Kraftstoff mit einer Cetanzahl von ~115 im Vergleich zu 1-Oktanol mit einer recht geringen Cetanzahl. Obwohl eine hohe Reaktivität eine gewünschte Eigenschaft eines dieselähnlichen Kraftstoffs ist sind zu reaktive Kraftstoffe Nachteilig für die Ruß-Emissionen. Durch den kurzen Zündverzug findet die Verbrennung unter ähnlichen Bedingungen wie mit Diesel statt, was zu vielen Ruß Vorprodukten führt und schließlich hohe Ruß-Emissionen zur Folge hätte. Überraschenderweise sind die Ruß-Emissionen von DBE um mehr als 90 % geringer als Diesel, was zum einen durch den Sauerstoffgehalt des Kraftstoffs zu begründen ist und zum anderen aus einem anderen Rußoxidationsmechanismus kommt. Diese Rußoxidation wurde von Pischinger et al. [67] mittels Rußeigenleuchten in einem optisch zugänglichen Dieselmotor beobachtet. Zu Beginn der Verbrennung konnte mit DBE ein, ähnlich zu Diesel, starkes Rußleuchten beobachtet werden, welches aber während der Ausbrandphase beinahe komplett verschwindet, was auf einen von reinen Kohlenwasserstoffen unterschiedlichen Rußoxidationsmechanismus und andere Rußbeschaffenheit von oxigenierten Kraftstoffen schließen lässt. Zusätzlich ist die Gemischaufbereitung von DBE sehr gut aufgrund der geringen Viskosität, des niedrigen Siedepunkts und der geringen Verdampfungsenthalpie. Dies führt zu recht hohen Reynolds Zahlen von 19,6 x 10^3 und gutem Strahlaufbruch trotz der hohen Reaktivität und der geringen Abhebehöhe [65].

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

hoch ist, da die Menge an unverbrannten Kohlenwasserstoffen gering ist. Interessanterweise kann man eine inverse Korrelation zwischen den CO- und Ruß-Emissionen feststellen, wobei die Kraftstoffe mit dem geringsten Ruß die höchsten CO-Emissionen zeigen. Dieses Verhalten kann zu einem geringen Anteil durch den Sauerstoffgehalt des Kraftstoffs erklärt werden, da die C-O Bindungen der Molekularen Struktur sehr stark sind und dadurch vermehrt CO gebildet wird, wie von Westbrook et al. [68] beschrieben. Der gebundene Kohlenstoff steht dadurch nicht mehr der Rußproduktion zur Verfügung und dieser Mechanismus ist hauptsächlich für die geringen Ruß-Emissionen oxigenierter Kraftstoffe verantwortlich. Die dadurch vermehrte Produktion von CO trägt daher zu einem geringen Anteil zu den höheren CO-Emissionen bei, die dadurch produzierte Menge an CO ist aber viel zu gering um die erhöhten Emissionen zu erklären. Der Hauptteil der CO-Emissionen kommt aus der höheren Homogenisierung durch die geringere Cetanzahl und den geringen Zylinderinnentemperaturen des niedrigen Lastpunkts. Daher neigen diese Kraftstoffe zum Übermischen und die höheren Teile an unverbrannten Gemisch können durch die geringen Temperaturen nicht während des Ausschiebens nachoxidiert werden.

Im vorletzten Plot von unten in Abbildung 8 sind die Geräuschemissionen für alle NO_X-Level dargestellt und man kann sehen, dass deutliche Unterschiede zwischen den Kraftstoffen festzustellen sind. Da die CSL direkt mit der Brennrate zusammenhängt, wobei eine hohe Brennrate auch höhere Geräuschemissionen bedeutet, weist der Kraftstoff mit der höchsten Brennrate auch die höchste CSL auf und daher korreliert das Verbrennungsgeräusch direkt mit der Cetanzahl. Für 1-Oktanol bedeutet dies, dass durch die geringe Cetanzahl eine starke Homogenisierung des Kraftstoffs stattfindet, welcher sich schlagartig entzünden und hohe Brennraten verursacht, welche sich in hohen CSL Werten niederschlagen, die um ~3.5 dB(A) über Diesel liegen. Daher ist es nicht überraschend, dass DBE mit einer Cetanzahl von ~115 Geräuschemissionen von ~2.5 dB(A) unter Diesel aufweist. Interessanterweise weist OME trotz seiner geringen Cetanzahl, welche ähnlich zu 1-Oktanol ist, Geräuschemissionen auf, die mit Diesel vergleichbar sind. Die geringe CSL von OME kann mit einem geringen Heizwert begründet werden, der nur halb so groß wie der von Diesel ist und zu langen Einspritzzeiten führt. Durch die langen Einspritzzeiten von OME steht vor Zündbeginn nur relativ wenig Kraftstoffenergie im Brennraum zur Verfügung und somit sind die Brennraten gering, was zu einem geringen Verbrennungsgeräusch führt.

Unten in Abbildung 8 ist der indizierte Wirkungsgrad für alle Kraftstoffe aufgeführt und da der Verbrennungsschwerpunkt konstant gehalten ist sind keine großen Abweichungen zwischen den Kraftstoffen festzustellen. Dennoch sind die indizierten Wirkungsgrade der

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Rußtendenz der sauerstoffhaltigen Kraftstoffe

Um das Rußreduzierungspotential der alternativen Kraftstoffe einzuschätzen wurde der Threshold Sooting Index (TSI) verwendet, welcher von Calcote und Manos [69] eingeführt wurde. Dieser hängt von der Flammhöhe bevor Rußdurchbruch und der molekularen Masse des Kraftstoffs ab. Die Flammhöhe wird in einer speziellen Testlampe [70] ermittelt. Da der TSI ursprünglich für reine Kohlenwasserstoffe konzipiert wurde und einen Anstieg der molaren Masse durch den Sauerstoff nicht berücksichtigt haben Barrientos et al. [71] einen modifizierten TSI eingeführt, der den stöchiometrischen Luftbedarf des Kraftstoffs mit berücksichtigt und ihn Oxygen Extended Sooting Index (OESI) genannt. Der OESI beschreibt die Rußneigung von sauerstoffhaltigen Kraftstoffen bei diffusiver Verbrennung.

In Abbildung 10 sind die OESI Werte der C_8 oxigenate in einem Toluen-Heptan Gemisch von Graziano et al. [72] zusammen mit dem Literaturwert für reines OME von Barrientos [71] abgebildet. Der negative Wert für OME kommt aus der Definition der OESI, wobei Ethan als 0 definiert wurde, was bedeuten, dass OME weniger rußt als Ethan. Wie man sehen kann sinkt die Rußneigung aller Kraftstoffe mit abnehmendem Molanteil des Toluen-Heptan Gemisch, was einem ansteigenden Sauerstoffgehalt gleichzusetzen ist. Des Weiteren ist die Rußneigung des Alkan n-Oktan höher als die von DBE, welche wiederum höher als die von 1-Oktanol ist. Diese Ergebnisse stimmen auch mit den Resultaten von Barrientos et al. [71] und Pepiot-Desjardins et al. [73] überein, die dieselbe Einteilung der Molekülgruppen in Bezug auf ihre Rußneigung gefunden haben, wobei Alkohole wenig rußen und Alkane die höchste Rußneigung zeigten. Wie man aufgrund der linearen Regression der Gemische in Abbildung 10 in Richtung Reinstoffe sehen kann stimmen diese mit den Ergebnissen des Einzylinder Motors überein, wobei 1-Oktanol und OME keine Ruß-Emissionen zeigen. Der große Abstand zwischen den C_8 oxigenaten und OME ist einerseits aufgrund des höheren Sauerstoffgehalts und andererseits aufgrund der kürzeren C_3 Kette, welche weniger Ruß produziert, wie man Tabelle 3 entnehmen kann.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

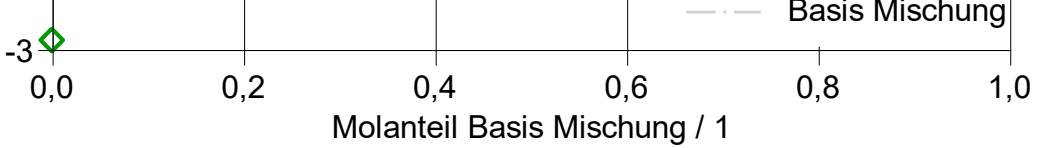


Abbildung 10. OESI Messungen der C_8 oxigenate und des C_8 Alkans in einem Gemisch aus 35 vol.% toluene und 65 vol.% [72] und, wie aus Barrientos et al. [71], reines OME. OESI Konstanten a = 24,8592, b = 0,0355

Fazit und Zusammenfassung

Der im Exzellenzcluster “Tailor-Made Fuels from Biomass” entwickelte „Fuel Design Process“ hat es möglich gemacht aus Biomasse abgeleitete Kraftstoffe für Otto- und Dieselmotoren zu identifizieren. Für Ottomotoren wurden 2-Butanon und 2-Methylfuran identifiziert und in einem Einzylinder Motor untersucht. Im Betracht auf diese Ergebnisse zeigte Ethanol die geringste Klopfanfälligkeit sogar bei hoher Last und hohem Verdichtungsverhältnis. Jedoch zeigte Ethanol ein schlechteres Glühzündungsverhalten und Probleme während des Katalysator-heizens auf im Vergleich zu ROZ95 E10. Eine Verbesserung dieses Verhaltens konnte bereits mit 2-Methylfuran erreicht werden, welches Vorteile bei niedriger Last im Vergleich zu normalem Ottokraftstoff bringt. Zusätzlich ist die Glühzündungsneigung im Vergleich zu Ethanol geringer, es müssen aber Nachteile in Bezug auf den thermischen Wirkungsgrad bei hohen Lasten aufgrund der geringeren Klopfresistenz im Vergleich zu Ethanol hingenommen werden und eine höhere Glühzündungsneigung im Vergleich zu ROZ95 E10. Das Beste gesamtheitliche Ergebnis zeigte 2-Butanon, welches keine Klopfbegrenzung bei den höchsten Lasten zeigte und dadurch mit Ethanol vergleichbare thermische Wirkungsgrade erzielt. Außerdem zeigt es die geringste Glühzündungsneigung und Vorteilhafte Eigenschaften bei niedrigen Lasten im Vergleich zu Ethanol.

Als Dieselkraftstoffe wurden die Isomere 1-Oktanol und Di-n-Butyl Ether als aus Biomasse abgeleitete Kraftstoffe identifiziert. Diese beiden Kraftstoffe wurden in einem Einzylinder Forschungsmotor bei mittlerer Last bewertet und mit EN590 Diesel und 1-Dekanol verglichen. Darüber hinaus wurde Dimethoxymethan untersucht, welches aus regenerativer Elektrizität und CO_2 gewonnen werden kann. Alle sauerstoffhaltigen Kraftstoffe konnten dabei die Ruß-Emissionen drastisch reduzieren wobei unterschiedliche Molekulare Gruppen verschiedene Rußreduzierungspotentiale zeigten. Des Weiteren wurde die Rußreduzierung ohne maßgebliche Nachteile der HC- sowie CO-Emissionen

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

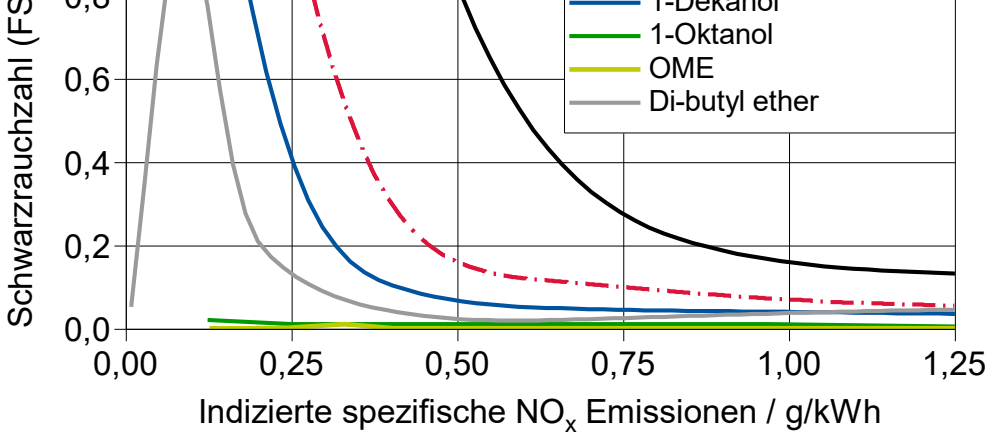


Abbildung 11. Vermeidung des Zielkonflikts zwischen Ruß und NOX durch die Verwendung von 1-Oktanol und OME bei n = 2280 1/min und p_{mi} = 9.4 bar

Aktuelle Arbeiten zielen auf ein besseres Verständnis der tieferliegenden Phänomene der Glühzündung und Gasphasenvorentflammung der fortgeschrittenen Biokraftstoffe ab. Alle untersuchten Dieselkraftstoff Kandidaten wurden bisher mit einer für Diesel optimalen Motorkalibrierung untersucht obwohl großes Potential in einer optimierten Kalibration stecken würde. Daher wird in zukünftigen Testkampagnen das volle Potential der alternativen Dieselkraftstoffe im Hinblick auf CO_2 und Schadstoffemissionen mit einer optimalen Kalibrierung erforscht.

Danksagung

Diese Arbeit ist im Rahmen des Exzellenzclusters „Maßgeschneiderte Kraftstoffe aus Biomasse“ entstanden, das durch die Exzellenzinitiative des Bundes und der Länder zur Förderung von Wissenschaft und Forschung an deutschen Hochschulen gefördert wird.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[5] Marquardt W, Dahmen M, Hechinger M, Recker S, Sicinska K, Viell J, Viktoria Villeda JJ. Bioeconomy Science - A Chemical Engineering Perspective. 9th World Congress of Chemical Engineering, Seoul, South Korea, 18.-23.08.2013
[6] Jäger G, Büchs J. Biocatalytic conversion of lignocellulose to platform chemicals, Biotechnology journal 7, 1122-1136, 2012
[7] Hechinger M. Model-based Identification of Promising Biofuel Candidates for Spark-ignited Engines, Dissertation, Process Systems Engineering, RWTH Aachen University, 2014
[8] Dahmen M, Hechinger M, Villeda JV, Marquardt W. Towards model-based identification of biofuels for compression ignition engines, SAE Int. J.Fuels Lubr. 5(3), 990-1003, 2012, doi:10.4271/2012-01-1593
[9] Hoppe, F.; Heuser, B.; Thewes, M.; Kremer, F.; Pischinger, S.; Dahmen, M.; Hechinger, M.; Marquardt, W.: Tailor-made fuels for future engine concepts. In: International Journal of Engine Research 2016; 17(1): 16–27, DOI: 10.1177/1468087415603005
[10] Thewes, M.; Müther, M.; Pischinger, S.; Budde, M.; Brunn, A.; Sehr, A.; Adomeit, P.; Klankermayer, J.: Analysis of the Impact of 2-Methylfuran on Mixture Formation and Combustion in a Direct-Injection Spark-Ignition Engine. In: Energy Fuel 2011; 25(12): 5549–5561, DOI: 10.1021/ef201021a
[11] Hoppe, F.; Burke, U.; Thewes, M.; Heufer, A.; Kremer, F.; Pischinger S.: Tailor-Made Fuels from Biomass: Potentials of 2-butanone and 2-methylfuran in direct injection spark ignition engines. In: Fuel 2016; 167(5): 160–117, DOI: 10.1016/j.fuel.2015.11.039
[12] Janssen A, Kremer F, Baron JH, Müther M, Pischinger S, Klankermayer J. Tailor-made fuels from biomass for homogeneous low-temperature diesel combustion, Energy Fuels, 2011, 25(10), 4734–4744, doi:10.1021/ef2010139
[13] Geilen F, Engendahl B, Harwardt A, Marquardt W, Klankermayer J, Leitner W. Selective and flexible transformation of biomass-derived platform chemicals by a multifunctional catalytic system, Angewandte Chemie 122, 5642-5646, 2010
[14] Luska KL, Julis J, Stavitski E, Zakharov DN, Adams A, Leitner W. Bifunctional nanoparticle-SILP catalysts (NPs@ SILP) for the selective deoxygenation of biomass substrates, Chemical Science, Royal Society of Chemistry 5, 4895-4905, 2014
[15] J. Burger, M. Siegert, E. Ströfer, H. Hasse, Fuel 2010, 89, 3315-3319.
[16] Härtl, Martin; Seidenspinner, Philipp; Jacob, Eberhard; Wachtmeister, Georg (2015): Oxygenate screening on a heavy-duty diesel engine and emission characteristics of highly oxygenated oxymethylene ether fuel OME. In: Fuel 153, S. 328–335. DOI: 10.1016/j.fuel.2015.03.012.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[20] Amer A, Babiker H, Chang J, Kalghatgi G, Adomeit P, Brassat A, et al. Fuel effects on knock in a highly boosted direct injection spark ignition engine. SAE Int J Fuels Lubr 2012;5(3):1048–65. http://dx.doi.org/10.4271/2012-01-1634
[21] Huelser T, Gruenefeld G, Brands T, Guenther M, Pischinger S. Optical investigation on the origin of pre-ignition in a highly boosted si engine using bio-fuels. SAE Technical Paper 2013-01-1636. http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-1636
[22] Brassat A, Thewes M, Muether M, Pischinger S. Tailor-made fuels from biomass for gasoline combustion systems. MTZ Worldwide 2011;12:56–63
[23] Yoon SH, Lee CS. Lean combustion and emission characteristics of bioethanol and its blends in a spark ignition (SI) engine. Energy Fuels 2011;25:3484–92. http://dx.doi.org/10.1021/ef200682b.
[24] Karpov SA. Ethanol as a high-octane, environmentally clean component of automotive fuels. Chem Technol Fuels Oils 2007;43(5):355–61. http://dx.doi.org/10.1007/s10553-007-0063-1.
[25] Turner D, Xu H, Cracknell RF, Natarajan V, Chen X. Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine. Fuel 2011;90(5):1999–2006. http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2010.12.025.
[26] Cooney CP, Worm JJ, Naber JD. Combustion characterization in an internal combustion engine with ethanol-gasoline blended fuels varying compression ratios and ignition timing. Energy Fuels 2009;23(5):2319–24. http://dx.doi.org/10.1021/ef800899r
[27] Deutsches Institut fuer Normung e.V. Beuth Verlag GmbH. DIN 51756-7:1986-02. Testing of Liquid and Gaseous Fuels—Determination of Knocking Characteristics (Octane Number) of Alcohols and Alcohol Fuel Mixtures in the CFR Motor; Deutsches Institut fuer Normung e.V. Beuth Verlag GmbH: Berlin, Germany, 1986
[28] Bauer, K.; Heilmann, G.; Koepcke, G.; Reders, K.; Erwig, W.; Hunwartzen, I.; Moeller, P.; Starke, K.: Abschlussbericht: Klopffestigkeitsbestimmung (ROZ und MOZ) von Alkoholen und Alkoholmischkraftstoffen in CFR Pruefmotoren (German). In: DGMK Forschungsbericht 260-01, 1980
[29] Anderson, J. E.; Kramer, U.; Mueller, S. A.; Wallington, T. J.: Octane numbers of ethanol and methanol gasoline blends estimated from molar concentrations. In: Energy Fuels 24 (12), 2010, 6576 – 6585. doi:10.1021/ef101125c
[30] Deutsches Institut fuer Normung e.V. Beuth Verlag GmbH. DIN EN ISO 5163:2006-01. Petroleum Products—Determination of Knock Characteristics of Motor and Aviation Fuels—Motor Method (ISO 5163:2005). German Version EN ISO 5163:2005; Deutsches Institut fuer Normung e.V. Beuth Verlag GmbH: Berlin, Germany, 2006

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Chemicals. New York, USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1994
[36] Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (IFA). Gestis-Stoffdatenbank: http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_de/000000.xml?f=templates$fn=default.htm$vid=gestisdeu:sdbdeu$3.0 (accessed on April 29, 2015)
[37] National Institute of Standards and Technology: NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69, http://webbook.nist.gov/chemistry/, (accessed on April 29, 2015)
[38] von Ohnesorge W. Die Bildung von Tropfen an Duesen und die Aufloesung fluessiger Strahlen. Zeitschrift fuer angewandte Mathematik und Mechanik 1936;16(6):355–8
[39] Baumgarten C. Mixture formation in internal combustion engines. 1st ed. Berlin, Heidelberg: Springer; 2006
[40] Kneer R. Scriptum Motorische Spruehstrahlen und Gemischbildung. Aachen: RWTH Aachen University, Institute of Heat and Mass Transfer.; 2009
[41] Thewes, M.; Mauermann, P.; Pischinger, S.; Bluhm, K.; Hollert, H.: Hydrocarbon raw emission characterization of a direct-injection spark ignition engine operated with alcohol and furan-based bio fuels. In: Proceedings of 9th International Colloquium Fuels, Bartz, W. J. (Ed.), TAE Ostfildern, January 15–17, 2013
[42] Thewes, M.; Müther, M.; Brassat, A.; Pischinger, S.; Sehr, A.: Analysis of the Effect of Bio-Fuels on the Combustion in a Downsized DI SI Engine. In: SAE Int. J.Fuels Lubr. 2012; 5(1): 274–288, DOI: 10.4271/2011-01-1991
[43] Hoppe, F.; Thewes, M.; Baumgarten, H.; Dohmen, J.: Water injection for gasoline engines: Potentials, challenges, and solutions. In: International Journal of Engine Research 2016; 17(1): 86–96, DOI: 10.1177/1468087415599867
[44] Krieck, M.; Günther, M.; Pischinger, S.; Kramer, U.; Thewes, M.: Effects of LPG fuel formulations on knock and pre-ignition behavior of a DI SI engine, JSAE International Journal Fuels Lubricants 2015, DOI: 10.4271/2015-01-1947
[45] Heitzig, S.; Weinebeck, A.; Murrenhoff, H.: Testing and prediction of material compatibility of biofuel candidates with elastomeric materials. In: SAE Int. J. Fuels Lubr.; 8(3): 549-559, 2015, DOI: 10.4271/2015-01-9075
[46] Spindt, R. S.: Air fuel ratios from exhaust gas analysis. In: SAE Technical Paper 650507, 1965, DOI: 10.4271/650507
[47] Bresenham, D.; Reisel, J.; Neusen, K.: Spindt Air-Fuel Ratio Method Generalization for Oxygenated Fuels. In: SAE Technical Paper 982054, 1998, DOI:10.4271/982054
[48] Zeldovich J. The oxidation of nitrogen in combustion and explosions. Acta Physicochimica URSS 1946;21(4):577–628

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

potential of oxygen content in fuels for advanced Diesel combustion systems, SAE Technical Paper 2009-01-2765, 2012
[54] Janssen A, Kremer F, Baron JH, Müther M, Pischinger S, Klankermayer J. Tailor-made fuels from biomass for homogeneous low-temperature diesel combustion, Energy Fuels, 2011, 25(10), 4734–4744, doi:10.1021/ef2010139
[55] Miyamoto, N., Ogawa, H., Nurun, N. M., Obata, K., & Arima, T. (1998). Smokeless, low NOx, high thermal efficiency, and low noise diesel combustion with oxygenated agents as main fuel (No. 980506). SAE technical paper.
[56] Mueller, C. J.; Martin, G. C. Effects of Oxygenated Compounds on Combustion and Soot Eolution in a DI Diesel Engine: Broadband Natural Luminosity Imaging; Paper No. SAE-2002-01-1631; Society of Automotive Engineers, 2002.
[57] Mueller, C. J.; Pitz, W. J.; Pickett, L. M.; Martin, G. C.; Siebers, D. L.; Westbrook, C. K. Effects of Oxygenates on Soot Processes in DI Diesel Engines: Experiments and Numerical Simulations; Paper No. SAE 2003-01-1791; Society of Automotive Engineers, 2003.
[58] Pubchem open chemistry database. https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/ (Accessed: January 2016)
[59] TOXNET Toxicology data network. http://toxnet.nlm.nih.gov/ (Accessed: January 2016)
[60] Adolph D, Busch H, Pischinger S, Kolbeck A, Lamping M, Körfer T. Advanced Diesel Combustion - A Method Demonstrating Favorable Untreated Engine Emissions with Improved Consumption Characteristics, MTZ 69 (1), 24-31, 2008
[61] Müther M, Lamping M, Kolbeck A, Cracknell R, Rickeard D, Ariztegui J, Rose K. Advanced combustion for low emissions and high efficiency, Part 1: Impact of engine hardware on HCCI combustion, SAE Technical Paper 2008-01-2405, 2008, doi:10.4271/2008-01-2405
[62] AVL. Smoke value measurements with the filter paper method (Application Notes). AT1007E,
[63] Reitz, R. D., & Bracco, F. V. (1982). Mechanism of atomization of a liquid jet. Physics of Fluids (1958-1988), 25(10), 1730-1742.
[64] Reddemann, M. A., Mathieu, F., Martin, D., & Kneer, R. (2011). Impact of physical properties on primary breakup for a diesel nozzle configuration. Atomization and Sprays, 21(3).
[65] Heuser, B., Jakob, M., Kremer, F., Pischinger, S., Kerschgens, B., & Pitsch, H. (2013). Tailor-Made Fuels from Biomass: Influence of Molecular Structures on the Exhaust Gas Emissions of Compression Ignition Engines (No. 2013-36-0571). SAE Technical Paper.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[71] Barrientos, E. J., Lapuerta, M., & Boehman, A. L. (2013). Group additivity in soot formation for the example of C-5 oxygenated hydrocarbon fuels. Combustion and Flame, 160(8), 1484-1498.
[72] Graziano, B., Sudholt, A., Dahmen, M., Weinebeck, A., Pischinger, S., Pitsch, H. G., Marquardt, W., Murrenhoff, H. (2015, June). C_8 Oxygenated Fuels : In-Engine Characterization. Poster session at 3rd TMFB International Conference, Aachen, Germany.
[73] P. Pepiot-Desjardins, H. Pitsch, R. Malhotra, S.R. Kirby, A.L. Boehman, Structural group analysis for soot reduction tendency of oxygenated fuels, Combustion and Flame, Volume 154, July 2008, Pages 191-205

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

chemischen Aspekte anhand von ausgesuchten "Designerkraftstoffen ".

Introduction:

It is now recognized that the system-wide reduction of greenhouse gas (GHG) emissions from future energy systems not only requires measures in the electricity sector. With the same rigor also the use of oil products for transportation and mobility needs to be tackled. This insight is now termed “Sektorenkopplung” (sector coupling). It is also recognized that the only introduction of e-mobility for passenger cars in metropolitan regions is insufficient to change the situation, even when the market penetration of e-cars will be much larger than we see it at present. It is noted here that the often-used counterargument against e-mobility of using black electricity that is generated form fossil combustion is irrelevant in a system-wide picture where we only need to consider the mix of end energy in the electricity grid (we could argue that green electricity is reserved for mobility and then the black electricity remains in other sectors of electricity use).

Inspection of the dimensions of this challenge for the example country of Germany may underline these arguments. In Figure 1 we see the evolution of CO_2 emissions with time for different energy carrier sources. It is evident that with all progress made the emissions from oil consumption are still the one most relevant source. From Figure 2 wee see that mobility and transportation are the most relevant application of oil (left alone the decreasing application in domestic heating). From Figure 3 we recognize that the electricity mix is currently based upon ca 50% fossil carbon. The contribution of renewable energy is rapidly increasing and has exceeded already the contribution from nuclear energy. As the current policy puts it priority on the termination of nuclear energy the expected growth in renewable electricity will be needed to compensate for the projected loss in nuclear generation. The argument is thus correct that for mobility there is currently no capacity to replace significant amounts of oil. This argument is still way too simple, as aspects of grid structure and volatility of renewable electricity are not considered. These complex issues are hampering the electrification of mobility in addition but will not be covered here.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

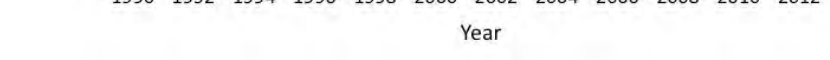


Figure 1: Breakdown of the energy-related CO_2 emissions from Germany in their energy carrier sources. The timescale begins with the re-unification and includes the effects of the deindustrialisation of former East Germany. (Source BMWI data, 2016)

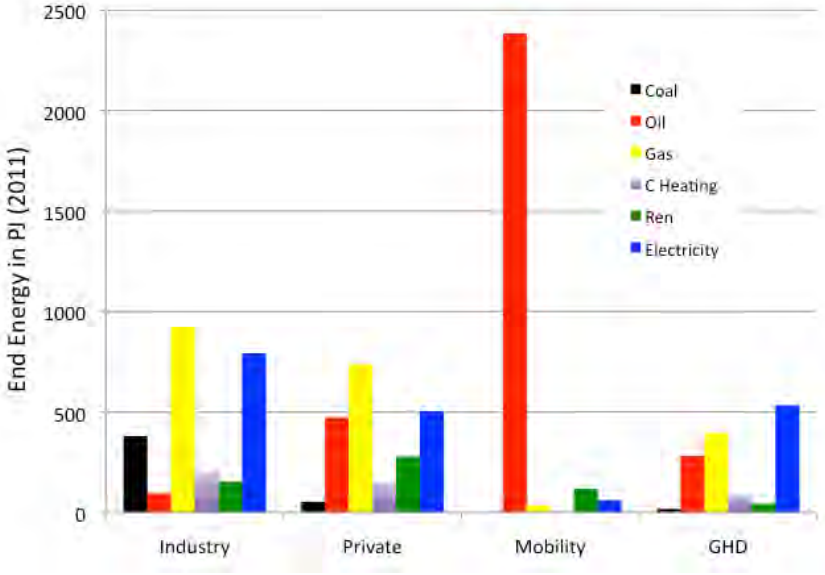


Figure 2: End energy uses in Germany. The sector definitions are according to European standards (Source BMWI data 2016).

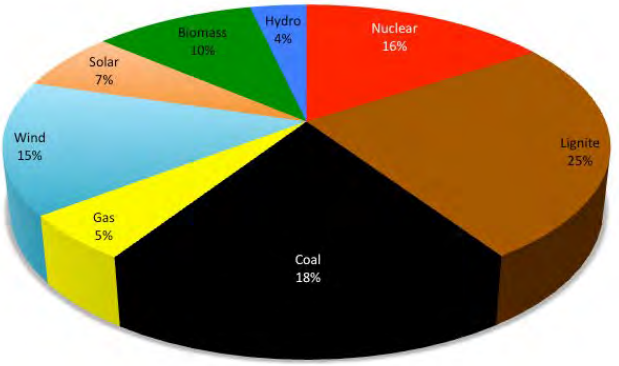


Figure 3: Electricity Mix 2015 in Germany (Source Fraunhofer ISE, 2016)

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

solution. In addition, doubts have arisen[1] if this approach is in a lifecycle analysis of all steps really a CO_2-saving option when considering all steps of generating the renewable fraction in the fuel. This approach is, however, the first working example of using CO_2 as a source for fuels. The necessary chemical energy conversion of CO_2 to transform from a sink in the energy system to a source is done through the sun and biological transformation chains.

We can consider this path as a model to set up a more targeted and possibly more productive ways to arrive at renewable transportation fuels. This requires their chemical synthesis. Such an approach leading possibly to hitherto unused and structurally pure molecular structures of designer fuels may present a critical innovation as compared to current technologies that work on pools of chemicals that are sorted and modified in certain components. The current fuels remain, however, complex mixtures of molecules with structures resulting from the fossilization process and are not determined by the requirements of an optimal combustion process.

If we have to synthesize the fuel molecules from CO_2 and hydrogen[2] we have two choices. We can use traditional catalytic condensation technologies using carbon atoms generated from reductive dissociation (2). Resulting are mixtures of hydrocarbon molecules as pools similar to those generated from separating and upgrading crude oil. The traditional source for the CO_2 is partial combustion of coal followed by water gas catalysis (1). This leads to a synthesis gas mixture and additional CO_2 that remains unused and is emitted as fossil CO_2.

$$CO_2 + H_2 \rightarrow CO + H_2O \quad \Delta H_{573} = +38 \text{ kJ/m} \qquad (1)$$

$$CO + 2\ H_2 \rightarrow \{CH_2\text{-}\} + H_2O \quad \Delta H_{573} = -166 \text{ kJ/m} \qquad (2)$$

We practice currently a variant where the source of carbon atoms is CO obtained from partial oxidation of natural gas (methane). This technology is called GTL process and operates in world scale dimensions. The great advantage of this approach is the full compatibility of such fuels with the worldwide used standard fuel pools derived from oil refining.

The fact that current fuels are pools of molecules with different structures and hence reactivity in the combustion process, leads to complex managing processes of the combustion and the resulting tail gases. In addition, the hydrocarbon condensation process that was operative in generating the fuel molecules is continuing through pyrolysis in competition to the oxidation reactions and leads to particulate carbon emissions.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Pre-conditions for generating world-scale amounts of fuel from CO_2 are the following:

1. In an initial phase we would use point sources of fossil CO_2 emission and clean the gas for catalytic transformation. This approach would contribute to CCU technologies and avoid the CO_2 emission from oil that is not imported and not used.
2. In a later fully sustainable phase we would have to recover the CO_2 from mobile sources. Using biomass as source for CO_2 can effectively do this. Please note that we would use biomass only as carbon source and not as energy source. Thus the energy contained in the biomass can be used for concentrating and upgrading it for large-scale transformation into fuels. Hydrothermal processing with or without dedicated catalysts as pre-fossilization treatment could provide such a concentration technology without using external energy.
3. All CO_2 streams need purification and pressurization prior to chemical use. This is known technology and works to a large extent. Remaining issues are with trace molecular impurities escaping purification processes and acting as catalyst poisons downstream, insufficient stabilities of the capturing phases and an overall insufficient cost structure of generating ppm-pure CO_2 (food-grade is insufficient) in large quantities.
4. This alone is a good argument from expecting large new fuel-generating plant structures to replace the also large refinery structures we have today. A de-centralized small-scale technology may already fail on grounds of insufficient stability of the quality of the CO_2 source. The option for distributed generation needs much more fundamental and technological work (using possibly molecular catalytic processes instead of interfacial high-performance processes) than the assembly of large production structures that at present is unlikely under present economic boundary conditions.
5. We have sets of catalytic technologies to convert CO_2 into useful molecular structures. These are suitable for a first-generation roll-out. All of them work far below the thermodynamic potentials and offer room for massive improvements. A combined effort of gaining related fundamental understanding and of innovating chemical technology is needed to realize these possibilities.
6. The technology needs enormous amounts of renewable hydrogen. As in any sustainable transportation strategy, the hydrogen is the true energy carrier that is generated from solar primary energy. Hydrogen can be generated from water splitting. For this difficult process we have several options that are all not yet suitable as world-scale technology. Massive efforts to understand and develop these options will be needed. It may also be expected that not only one technology but rather all viable alternatives may find application in different areas of the world.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

regulatory conditions the necessary forces will be liberated to effect the changeover of car and fuel industries.

If we would agree on these basics we could start to develop a list of properties that a designer fuel should have. The draft presented here is inspired by energy systemic considerations. The list is presently more a set of desires, as much of the fundamental work required to find a optimum balance in the multi-parameter space is likely still missing. A strong and creative collaboration between synthetic and physical chemists with engineers from many disciplines is needed (see cluster of excellence in Aachen university) to define and explore the parameter space. The list reads like this in the opinion of the author. The sequence is no priorization.

1. The fuel should be liquid under all environmental conditions.
2. The fuel should be of moderate chemical energy content.
3. The fuel should be a single molecular species or a mixture with a narrow distribution of combustion properties.
4. The fuel should be of such a molecular structure as to prevent pyrolysis as competitive path to combustion.
5. The fuel should contain some of the oxygen required for combustion already in its molecular structure for homogeneous combustion.
6. The fuel should be of low bio-toxicity and should be environmentally safe.
7. The fuel should be at least partly miscible with the present hydrocarbon pools of gasoline and diesel.

Such a fuel may not be suitable to cover extreme application requirements such as in jet engines, in military and space applications or in racing cars. These scenarios may well require fuels with different property profiles that may also be generated from CO_2 in different synthetic approaches.

The Chemistry of CO_2 Activation

The common statement that CO_2 should be difficult to activate for transformation is a prejudice. The molecule is quite reactive in reductive environments; it is inert in oxidative environments. It must be observed that the chemical activation of CO_2 is always energetically “uphill”. This means that substantial amounts of energy have to be invested. This in turn is no disadvantage but the is the sheer act of energy storage. The unavoidable side product of water is an essential part of the equation as its stability is a huge driving

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The option to only remove one oxygen atom from CO_2 (3) and generate an energy storage molecule with one oxygen atom remaining in the structure also exists. It is not necessarily a slow reaction, as we know from the synthesis of methanol that occurs from CO_2 as staring molecule.

$$CO_2 + 3\ H_2 \rightarrow CH_3OH + H_2O \quad \Delta H = -49.5\ kJ/m \qquad (5)$$

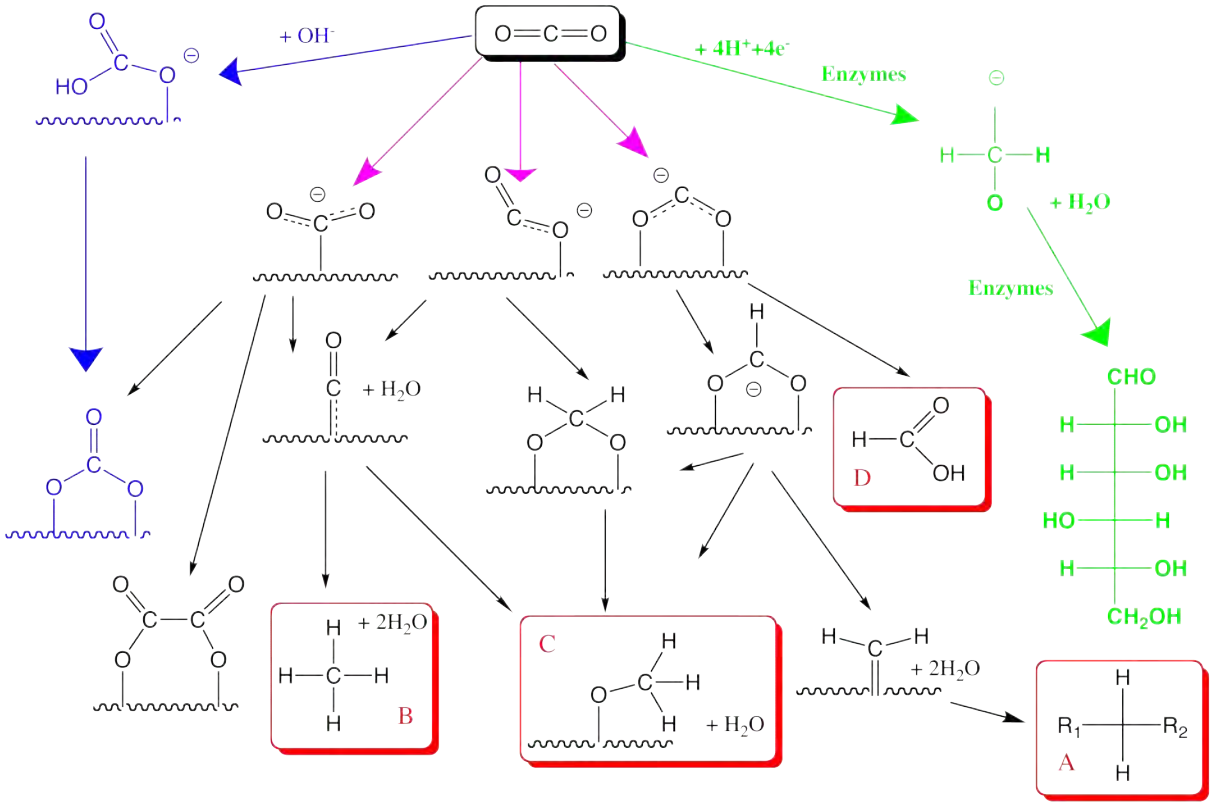


Figure 4: Reaction pathways for activating CO_2. The green path describes natural photosynthesis, the blue path mineralisation in water. The red boxes A-D indicate classes of reaction products that can be used as fuels.

Figure 4 presents the possibilities for activating CO_2. All have in common that an initial chemical reduction leads to a bent molecular anion allowing several reagents to attack the C=O bonds. Natural photosynthesis produces as first intermediate a methoxy fragment that

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$CO_2 + H_2 \rightarrow H_2CO_2$ $\Delta H = +32.9$ kJ/mol (6)

The reaction is clean and reversible. The product formic acid is, however, quite unsuitable as combustion fuel. It may have a function as liquid hydrogen carrier in combination with a hydrogen fuel cell in transportation applications.

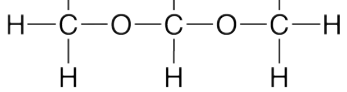
The reader may miss ethanol in the list. This is used as fuel but made only by enzymatic processes using sugar as starting compound (fermentation). The reader can see from the structures in Figure 4 that every molecule of (bio)ethanol leads to the emission of 4 CO_2 molecules that cover the energy bill of the living catalyst. The inorganic catalytic synthesis of ethanol as fuel is still elusive for many good reasons[3]. This may change in the near future as several approaches for solving the catalyst material challenge are underway.

The condensation of carbon atoms to hydrocarbon chains[4] is unfortunately as process that is very difficult to control such that suitable molecular structures result directly from it. One fundamental origin is its negate reaction enthalpy (2) making it energetically difficult to stop the process. We rather produce first wax and chop these way too long molecules in shorter molecules and isomerize them subsequently. This GTL process[5] is working on world-scale and produces fine fuels. Its inherent complexity renders it a economically challenging option as the backbone solution. Further the polymerization-type reaction makes it very hard to select and limit the diversity of molecular structures leading to broad reactivity profiles of the fuel. If the carbon source is coal instead of gas then additional issues arise with the robustness of the process against impurities in the feed gas requiring costly precautions.

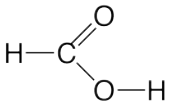
When we inspect the list of properties of our designer fuel and compare it to Figure 4 we find that either methane (4) or methanol (5) are better options. Methane is viable but as gas is unfavourable in handling and does not burn without emissions. Methanol has several unfavourable properties with existing combustion engines. These disadvantages may go away if we learn from nature and condense methanol to an oligomer much like nature does it with sugar (a hexamer of the “methanol” fragment). When we inspect the structure of sugars and compare with the above listed desires, then we see that this not ideal, as sugars are solids, burn under massive soot formation and cannot be handled easily in a car. These properties result from the condensation via carbon atoms. If we wish to improve the application properties of sugars then we have to condense the methanol fragments via oxygen and not via carbon.

Ethers a promising class of fuel molecules

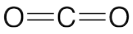
https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



(8)



(9)



(10)

Figure 5: Chemical structures of DME (2), DMM (3) and CO_2 (4)

We wish to burn our fuel with minimum emissions[7]. Then it is advisable to steer the combustion process occurring mainly through radical reactions such that the desired product CO_2 (10) is already pre-formed in the molecule. The pyrolysis path will in addition be suppressed if no direct C-C bonds are present in the molecule as C_2 radicals are the initial starting structure[8] for solid carbon formation. In this respect molecule (7) is less suitable than molecule (8) whereas molecule (9) is the ideal precursor with, however, a low energy storage capacity. It should be noted here that the relation between molecular structure and combustion properties is way more complicated and the argument made here is not a unique factor: it is however a decisive factor[9] for the suppression of soot.

Compound (8) is the starting structure for a whole family of similar compounds One recognizes that the molecule is comprised of three structural units: a terminal methoxy group, a central oxymethylene group and a terminal methyl group. It is easy to see that the oxymethylene group can occur n-times in the molecular structure giving rise to the so-called OME_n compounds. For fuel applications the compounds with n=1-5 are most relevant.

This rises the question about an effective synthesis avoiding the use of highly activated molecular building blocks. We have two general options. One is to condense methanol as end group and formaldehyde as chain element. This has the advantage that we can design a synthesis[10] with two isolated molecules for which the synthesis is well known. As the reaction is a condensation reaction we have to observe the role of water as the unwanted by-product. All desired reactions to OME compounds are equilibrium processes[11] that are shifted against the product formation by the presence of water. An additional complication is that controlling the selectivity to the desired structures requires the action of a catalysts with an acid function.; here solid acids are suitable solutions. The root of the reaction network is shown in Figure 6 where pathways are indicated for desired and undesired reactions.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

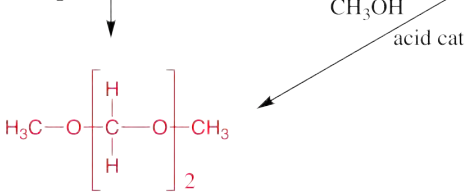


Figure 6: Key reaction steps in the condensation network of methanol, water and formaldehyde. The desired fuel compounds (OME) are indicated in red, undesired are alcohols (blue). All reactions are equilibrium processes their relative extent strongly depends on reaction conditions and is thus not indicated here.

The challenge is to obtain water-free formaldehyde. Both large technological synthesis processes for formaldehyde (BASF process, FORMOX process[12]) produce an aqueous solution of fomaldehyde. To generate anhydrous formaldehyde from either oxidehydrogenation (11) or dehydrogenation (12) is a substantial catalytic challenge. The high-temperature endothermic dehydrogenation path (12) lends itself for this purpose as no water product occurs and the hydrogen can be fed back to the methanol synthesis. Such a reaction is presently not known to exist in a scalable way.

$$2\ CH_3OH + O_2 \rightarrow 2\ CH_2O + 2\ H_2O \qquad (11)$$

$$CH_3OH \rightarrow CH_2O + H_2 \qquad (12)$$

Polymeric formaldehyde (paraformaldehyde) can be depolymerised in situ during the condensation with methanol using an acid catalyst (the same as required for the condensation). The most convenient but expensive method is to use trioxan (the trimer of formaldehyde) as reactive starting compound. Although production processes for small amounts of OME compounds (used in the polymer industry) are described with any of the three staring compounds[11], more work is still needed to transfer these pathways into a true world-scale technology required for fuel applications.

A creative way of dealing with the challenge of an effective OME synthesis is to interfere with the catalytic methanol synthesis. For the DME molecule combing the methanol synthesis catalyst with a second solid catalyst in the same reactor successfully did this. For the OME synthesis the challenge is more complex as interference with the methanol formation process is necessary to obtain directly the formaldehyde fragment.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

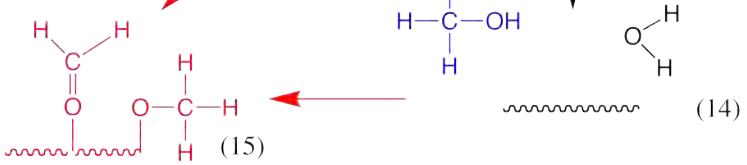


Figure 7. Pathway of CO_2 activation to methanol. The intermediate (13) may be reacted during synthesis with methanol from step (14) to reach the precursor for the OME synthesis (15). This is only conceptually facile and has not been attempted so far.

Figure 7 illustrates[13] that during the stepwise hydrogenation of CO_2 (see Figure 4) the precursor to the desired molecular structure oxymethylene (13) is formed. Its high reactivity renders it difficult to isolate it against further hydrogenation at the methylene position. One would have to[14] reduce the substrate-to catalyst bond first before subsequent hydrogenation of the carbon can occur. This would require a modification of the copper active site in present methanol synthesis. The author is not aware of any attempt to do so as selectivity to formaldehyde is highly undesired in the conventional methanol synthesis process. The fact that the desired structure occurs as intermediate makes it , however, quite plausible that a modified catalyst may be found that can react the oxymethylene unit with methanol instead with hydrogen. This is a problem for targeted catalyst development not yet undertaken in any systematic way.

Transition path

If we embark on the long journey to replace fuels for internal combustion by designer molecular structures made from CO_2 and renewable hydrogen then we have to face several challenges.

The premier challenge is to agree on this path and to work continuously on it irrespective of turbulences on the conventional fuel markets.

Secondly we need to see that several pathways and molecular structures may be required. This is a critical statement if we request for a transitional period full compatibility with fossil fuel pools. OME is one such option, the methanol-to gasoline path is another one and of course a modified GTL process with a renewable front end for hydrogen is a third option.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

to innovation coupled to the regulatory consequences as the more difficult part of the process as compared to the scientific and engineering challenges coming with it.

References

1. *Nationale Akademie der Wissenschaften Leopoldina (2013): Bioenergie – Möglichkeiten und Grenzen.* . Leopoldina: 2013.
2. (a) Behrens, M., Heterogeneous Catalysis of CO2 Conversion to Methanol on Copper Surfaces. *Angewandte Chemie-International Edition* **2014,** *53* (45), 12022-12024; (b) Centi, G.; Quadrelli, E. A.; Perathoner, S., Catalysis for CO2 conversion: a key technology for rapid introduction of renewable energy in the value chain of chemical industries. *Energy & Environmental Science* **2013,** *6* (6), 1711-1731.
3. (a) Medford, A. J.; Lausche, A. C.; Abild-Pedersen, F.; Temel, B.; Schjodt, N. C.; Norskov, J. K.; Studt, F., Activity and Selectivity Trends in Synthesis Gas Conversion to Higher Alcohols. *Topics in Catalysis* **2014,** *57* (1-4), 135-142; (b) Wang, S. G.; Temel, B.; Shen, J. A.; Jones, G.; Grabow, L. C.; Studt, F.; Bligaard, T.; Abild-Pedersen, F.; Christensen, C. H.; Norskov, J. K., Universal Bronsted-Evans-Polanyi Relations for C-C, C-O, C-N, N-O, N-N, and O-O Dissociation Reactions. *Catalysis Letters* **2011,** *141* (3), 370-373.
4. (a) Khodakov, A. Y.; Chu, W.; Fongarland, P., Advances in the development of novel cobalt Fischer-Tropsch catalysts for synthesis of long-chain hydrocarbons and clean fuels. *Chemical Reviews* **2007,** *107* (5), 1692-1744; (b) Iglesia, E., Design, synthesis, and use of cobalt-based Fischer-Tropsch synthesis catalysts. *Applied Catalysis a-General* **1997,** *161* (1-2), 59-78; (c) Zwart, R. W. R.; Boerrigter, H., High efficiency co-production of synthetic natural gas (SNG) and Fischer-Tropsch (FT) transportation fuels from biomass. *Energy & Fuels* **2005,** *19* (2), 591-597; (d) Van der Laan, G. P.; Beenackers, A., Kinetics and selectivity of the Fischer-Tropsch synthesis: A literature review. *Catalysis Reviews-Science and Engineering* **1999,** *41* (3-4), 255-318; (e) Ponec, V., SOME ASPECTS OF MECHANISM OF METHANATION AND FISCHER-TROPSCH SYNTHESIS. *Catalysis Reviews-Science and Engineering* **1978,** *18* (1), 151-171.
5. Hao, X.; Djatmiko, M. E.; Xu, Y. Y.; Wang, Y. N.; Chang, J.; Li, Y. W., Simulation analysis of a GTL process using ASPEN plus. *Chemical Engineering & Technology* **2008,** *31* (2), 188-196.
6. Semelsberger, T. A.; Borup, R. L.; Greene, H. L., Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel. *Journal of Power Sources* **2006,** *156* (2), 497-511.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

formation/oxidation of oxygenated fuels in a cylindrical constant volume chamber. *Fuel* **2016,** *167*, 49-59.
10. Burger, J.; Strofer, E.; Hasse, H., Production process for diesel fuel components poly(oxymethylene) dimethyl ethers from methane-based products by hierarchical optimization with varying model depth. *Chemical Engineering Research & Design* **2013,** *91* (12), 2648-2662.
11. Schmitz, N.; Homberg, F.; Berje, J.; Burger, J.; Hasse, H., Chemical Equilibrium of the Synthesis of Poly(oxymethylene) Dimethyl Ethers from Formaldehyde and Methanol in Aqueous Solutions. *Industrial & Engineering Chemistry Research* **2015,** *54* (25), 6409-6417.
12. (a) Häggblad, R.; Wagner, J. B.; Hansen, S.; Andersson, A., Oxidation of methanol to formaldehyde over a series of Fe1-xAlx-V-oxide catalysts. *Journal of Catalysis* **2008,** *258* (2), 345-355; (b) Nagy, A.; Mestl, G.; Rühle, T.; Weinberg, G.; Schlögl, R., The Dynamic Behaviour of Electrolytic Silver During the Formaldehyde Synthesis Reaction. *J.Catal.* **1998,** *179* (2), 548-559; (c) Schubert, H.; Tegtmeyer, U.; Schlögl, R., On the Mechanism of the Selective Oxidation of Methanol Over Elemental Silver. *Catal.Lett.* **1994,** *28* (2-4), 383-395; (d) Bao, X.; Muhler, M.; Pettinger, B.; Schlogl, R.; Ertl, G., ON THE NATURE OF THE ACTIVE STATE OF SILVER DURING CATALYTIC-OXIDATION OF METHANOL. *Catalysis Letters* **1993,** *22* (3), 215-225.
13. Peterson, A. A.; Abild-Pedersen, F.; Studt, F.; Rossmeisl, J.; Norskov, J. K., How copper catalyzes the electroreduction of carbon dioxide into hydrocarbon fuels. *Energy & Environmental Science* **2010,** *3* (9), 1311-1315.
14. (a) Studt, F.; Behrens, M.; Kunkes, E. L.; Thomas, N.; Zander, S.; Tarasov, A.; Schumann, J.; Frei, E.; Varley, J. B.; Abild-Pedersen, F.; Nørskov, J. K.; Schlögl, R., The Mechanism of CO and CO_2 Hydrogenation to Methanol over Cu-Based Catalysts. *ChemCatChem* **2015,** *7* (7), 1105-1111; (b) Kunkes, E. L.; Studt, F.; Abild-Pedersen, F.; Schlögl, R.; Behrens, M., Hydrogenation of CO2 to methanol and CO on Cu/ZnO/Al2O3: Is there a common intermediate or not? *J. Catal.* **2015,** *328*, 43-48; (c) Behrens, M.; Studt, F.; Kasatkin, I.; Kühl, S.; Hävecker, M.; Abild-Pedersen, F.; Zander, S.; Girgsdies, F.; Kurr, P.; Kniep, B.-L.; Tovar, M.; Fischer, R. W.; Nørskov, J. K.; Schlögl, R., The Active Site of Methanol Synthesis over $Cu/ZnO/Al_2O_3$ Industrial Catalysts. *Science* **2012,** *336*, 893-897.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

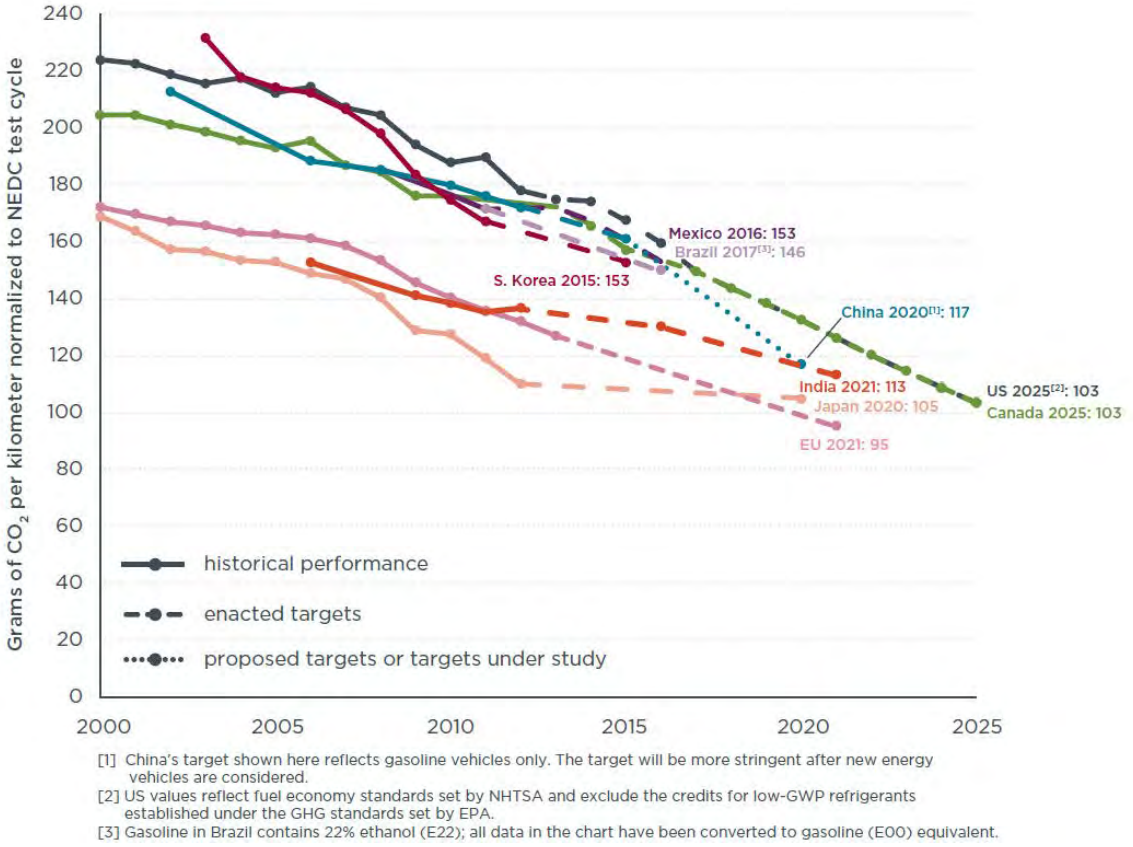
Die großen Sprünge in der Verbesserung des Verbrennungsmotors durch Einzelmaßnahmen liegen vermeintlich hinter uns, aber es verbleibt weiterhin ein großes Gesamtoptimierungspotential, das es zu nutzen gilt. Um dieses Potential zu heben, ist eine Summe vieler kleiner Einzelschritte erforderlich, die sich aber in synergetischer Weise ergänzen müssen. Dabei ist der Suchraum sehr vielschichtig, angefangen vom konkreten tribologischen Kontakt über die Beeinflussung der Umgebungsbedingungen tribologischer Systeme bis hin zu den Möglichkeiten, die sich aus der Nutzung von Big Data und Industrie 4.0 ergeben.
Der mechanische Wirkungsgrad ist bekanntermaßen ein wesentlicher Güteparameter von Verbrennungsmotoren. Er beschreibt die Effizienz mit der die Verschiebearbeit am Kolbenboden in effektive Wellenarbeit am Kupplungsflansch umgesetzt wird. Diese, auch als Reibleistung bezeichnete Verlustarbeit gilt es zu minimieren. Dazu bedarf es der Kenntnis über das Zusammenspiel vieler Wechselwirkungen von bewegten Massen und aufeinander gleitenden Oberflächen, sowie der Beschreibung der Trennflächen und Eigenschaften von Medien, der mitablaufenden Wärmeübertragungen und begleitenden Stoffströme. Der Beitrag zeigt an ausgewählten Beispielen auf, welche tribologischen Effekte zu Verlusten führen und wie diese gezielt durch dezidierte Detailmaßnahmen und Systembetrachtungen reduziert werden können.
Zunächst wendet sich der Beitrag den Schmierstoffen zu und versucht eine Potentialabschätzung hinsichtlich nicht konventioneller Schmierstoffe, wie zum Beispiel die Nutzung von Diesel oder additiviertem Wasser im Kurbeltrieb, zu geben. Dabei wird ausgehend von Grundlagenuntersuchungen am Tribometer über die Simulation der Elastohydrodynamik und der Festkörperreibung bis hin zu Vollmotoruntersuchungen mit nichtkonventionellen Schmierstoffen berichtet. Einen wesentlichen Aspekt stellt hierbei das APL-eigene Festkörperreibungsmodell dar.
Einen weiteren Schwerpunkt im Beitrag bildet die Untersuchung von belastungsoptimierten Schmierspaltgeometrien bei hochbelasteten Gleitlagern im Kurbeltrieb. Dabei werden Aspekte der nicht stetigen Schmierspaltgeometrie zur Verstärkung hydrodynamisch wirksamer Squeeze-Effekte beleuchtet. Diese Untersuchungen wurden an einem Forschungsmotor sowohl mittels modernster Messtechnik-Tools als auch simulativ, unter Nutzung von Mehrkörpersimulation, der Elastohydrodynamik und der Festkörperreibung, durchgeführt.
Neben den bis hierher gezeigten Aspekten, die sich weitestgehend innerhalb der Systemgrenze des Aggregats bewegen, wird im letzten Abschnitt des Beitrags auf Zusammenhänge zwischen Connectivity und der Thermodynamik, mit dem Ziel, einzelne Tribosysteme im realen Fahrbetrieb noch konsequenter in den Bereich optimaler Betriebsbedingungen zu bringen, eingegangen. Die Auswertung der realen Fahrsituation, sowie die Interpretation eines erwarteten Betriebshorizontes aus Umfeldinformationen, wie zum Beispiel der Navigation oder anderer Car-to-X-Daten, eröffnen Optimierungspotentiale durch ge-

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte
Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

nen wie NO_x oder Rußpartikeln die Entwicklungsziele der Automobilhersteller sowie die Berichterstattung der Medien maßgeblich bestimmt [2]. In gleichem Maße stellt sich jedoch die Frage nach dem Energieverbrauch von Fahrzeugen. Die Europäische Union hat auf diese Fragestellung bereits mit der Einführung verbindlicher Obergrenzen für den CO_2 Neuwagenflottenverbrauch der Automobilhersteller reagiert. Bis 2020 ist ein durchschnittlicher Flottenzielwert von 95g CO_2/km definiert, was den Handlungsdruck zur Kraftstoffverbrauchsminimierung für die Automobilindustrie intensiviert [3]. Dieser Trend kann auf alle relevanten Länder und Regionen weltweit, wenn auch teilweise mit zeitlicher Verzögerung, übertragen werden (Abbildung 1).

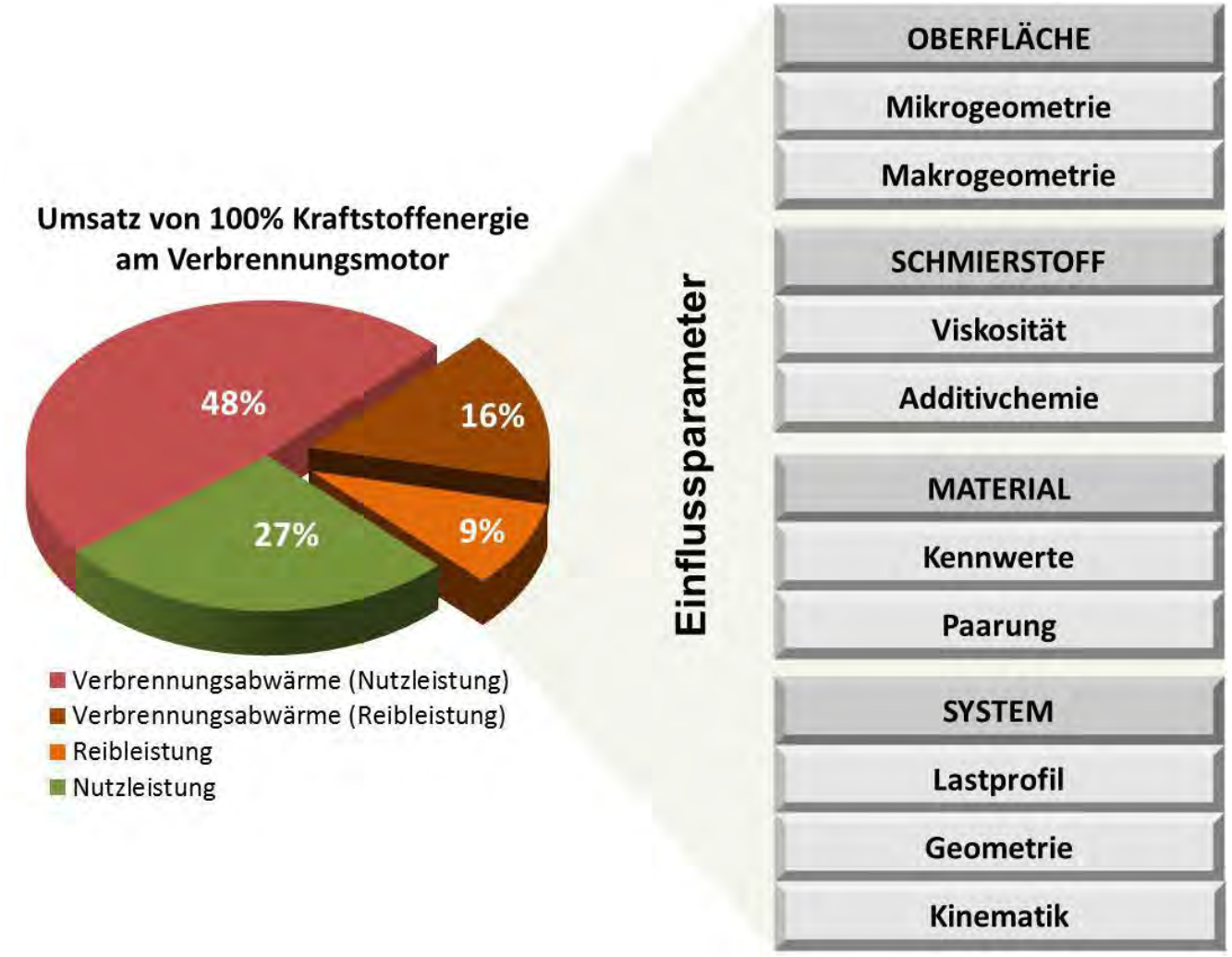


[1] China's target shown here reflects gasoline vehicles only. The target will be more stringent after new energy vehicles are considered.
[2] US values reflect fuel economy standards set by NHTSA and exclude the credits for low-GWP refrigerants established under the GHG standards set by EPA.
[3] Gasoline in Brazil contains 22% ethanol (E22); all data in the chart have been converted to gasoline (E00) equivalent.

Abbildung 1: CO2 Flottenverbrauch und Emissionsziele [4]

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

im Motor durch eine Kombination von innovativen Ideen und gezielter Entwicklungsführung als eines der aktuell spannendsten Themenfelder in der Triebstrangentwicklung.



© APL

Abbildung 2: Verluste am Verbrennungsmotor und mögliche Einflussparameter auf die Reibleistung

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

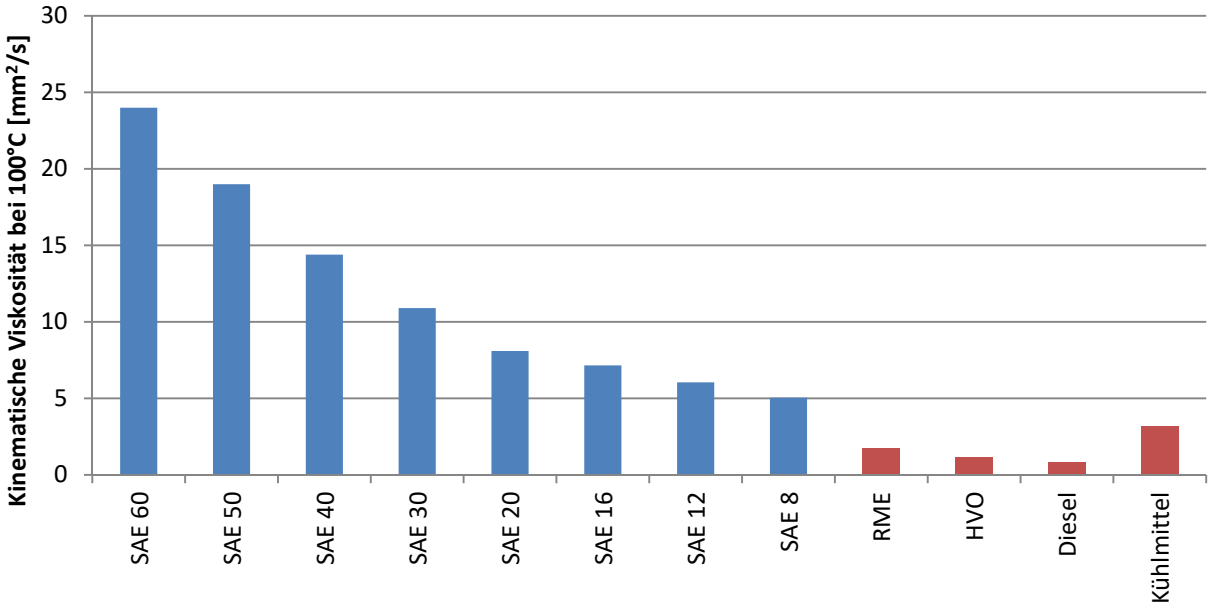
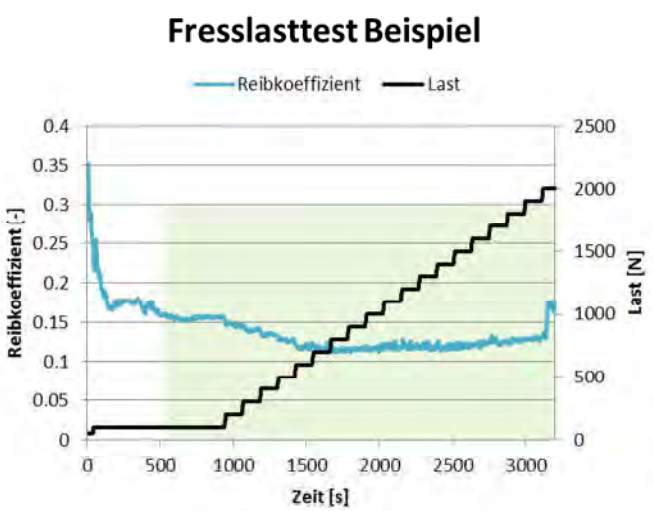


Abbildung 3: Kinematische Viskosität ausgewählter Fluide im Motor

Ein interessanter Ansatz ist daher die Substitution des Schmiermediums Öl durch ein anderes im Motor vorhandenes Fluid mit ähnlichen viskosen Eigenschaften. Naheliegend ist in diesem Kontext ein großflächiger Einsatz von zum Beispiel Dieselschmierung. Dieselkraftstoff weist im Vergleich zu Motoröl über den gesamten Temperaturbereich eine deutlich erhöhte Viskositätsstabilität auf. Das bedeutet, die hydrodynamischen Reibleistungsvorteile auf Grund der niedrigen Viskosität können bereits bei niedrigen Motortemperaturen direkt nach einem Kaltstart ausgenutzt werden. Des Weiteren ist keine strikte Trennung von Schmier- und Kraftstoffsystem zur Vermeidung von Schmierstoffverdünnung bzw. Öleintrag ins Kraftstoffsystem notwendig, wodurch reibungsbehaftete Dichtstellen optimiert oder gänzlich vermieden werden können (Kraftstoffpumpe). Neben den Einflüssen auf die Reibleistung lassen sich durch diese Maßnahme Kosten einsparen, die an anderer Stelle in weitere energiesparende Technologien investiert werden können. Ähnliche Effekte können für den Einsatz von Kühlflüssigkeit als Schmierstoff angenommen werden, wobei zusätzlich die wärmeabführende Wirkung des Schmiermediums erhöht werden kann.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

den können. Als Schmierstoff ungeeignet hingegen erwiesen sich unter Anderem reines destilliertes Wasser sowie unadditiviertes HVO (Hydrotreated Vegetable Oils). Ein beispielhafter, bestandener Test (Reibkoeffizient bleibt innerhalb des zulässigen Fensters) und die Ergebnisse sind in Abbildung 4 dargestellt.



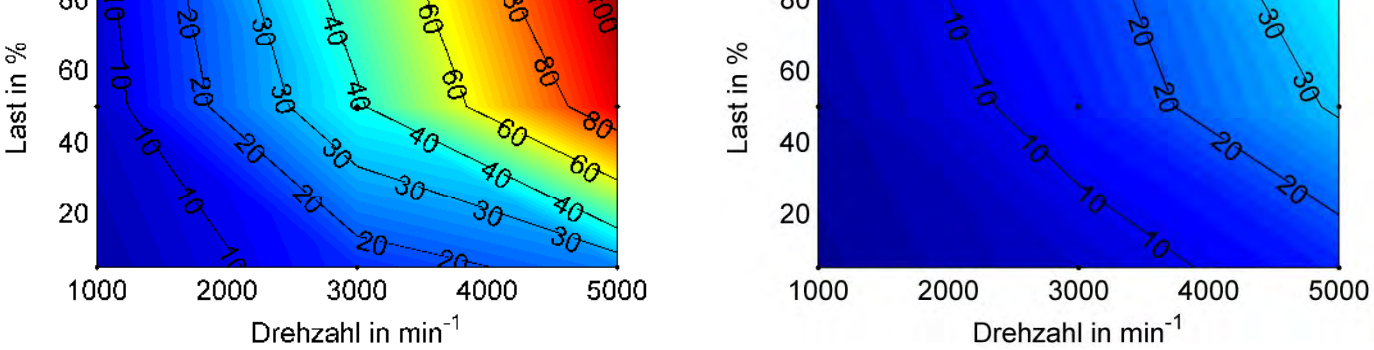
Schmierstoff	Fresslasttest
0W20 Motoröl	Bestanden
0W16 Motoröl	Bestanden
Diesel	Bestanden
RME	Bestanden
HVO unadditiviert	Nicht bestanden
Diethylenglycol 100%	Bestanden
H_2O destilliert	Nicht bestanden
H_2O destilliert + PAG 10%	Nicht bestanden
H_2O destilliert + Diethylenglycol (10%)	Nicht bestanden
H_2O destilliert + Diethylenglycol (20%)	Nicht bestanden
H_2O destilliert + Diethylenglycol (30%)	Bestanden
H_2O destilliert + Diethylenglycol (50%)	Bestanden

© APL

Abbildung 4: Beispielhaftes Protokoll eines Fresslasttests und Versuchsergebnisse für verschiedene Schmiermedien

Ob sich ein Fluid als Schmiermedium eignet ist nicht nur von der Viskosität, sondern auch von vielen weiteren Faktoren wie Material und Oberfläche der Reibpartner, chemischen Prozessen und nicht zuletzt der Art der Belastung im konkreten tribologischen Anwendungsfall abhängig. Daher werden die Schmierstoffe, die im abstrakten Fresslastversuch Potential aufzeigen in weiteren Untersuchungen auf ihre Befähigung für reale tribologische Kontakte im Verbrennungsmotor hin analysiert. Der Kontakt zwischen Kolbenring und Zylinderliner stellt für tribologische Untersuchungen einen äußerst interessanten Reibungsfall dar, da auf Grund der oszillierenden Hubbewegung des Kolbens während eines Arbeitsspiels alle Bereiche der Stribeckkurve von Grenzreibung- über Misch- bis hin zu reiner Flüssigkeitsreibung durchlaufen werden. Über ein gesamtes Arbeitsspiel gesehen bewegen sich die Gleitpartner in einem weiten Bereich in vollhydrodynamischer Schmierung. Dies hat zur Folge, dass über die Absenkung der Viskosität ein erhebliches Reibleistungspotential gehoben werden kann. In Abbildung 5 ist jeweils ein Reibleistungskennfeld für

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



© APL

Abbildung 5: Reibleistungskennfeld für eine Kolbenring / Zylinderpaarung bei Öl- und Dieselschmierung

Der tribologisch kritischste Bereich befindet sich im oberen Umkehrpunkt des Kolbens. Aufgrund der kleinen Relativgeschwindigkeiten in Verbindung mit den hohen Verbrennungsdrücken, die auch hinter dem ersten Kolbenring wirken und zu einer hohen Anpressung des Rings an die Zylinderwand führen, kommt es in diesem Bereich vermehrt zu Mischreibung und damit zu erhöhtem Verschleiß.
Die Befähigung der Schmierstoffe für diesen Kontakt im Bereich des oberen Kolbenumkehrpunkts wird anhand von Versuchen mit einem Ring- und Linersegment auf einem SRV Tribometer analysiert. Die Verwendung einer jeweils typischen Kombination für Diesel- (Grauguss Liner mit $CrTiO_2$ Ring) und Ottomotoren (AlSi Liner mit FeMnCrN Ring) hat sich hierbei als zielführend erwiesen. Erste Versuche mit einem Wasser-Diethylenglycolgemisch (Mischverhältnis 70/30) als Schmierstoff ergeben hierbei, dass standardisierte Tests mit der geeigneten Werkstoffpaarung, in diesem Fall der Dieselmotorkonfiguration, bestanden werden können. Es muss jedoch erwähnt werden, dass der Reibwert und damit die Reibleistung im Zwickelbereich im Vergleich zu Referenzmotorenöl geringfügig ansteigen. Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 6 dargestellt.

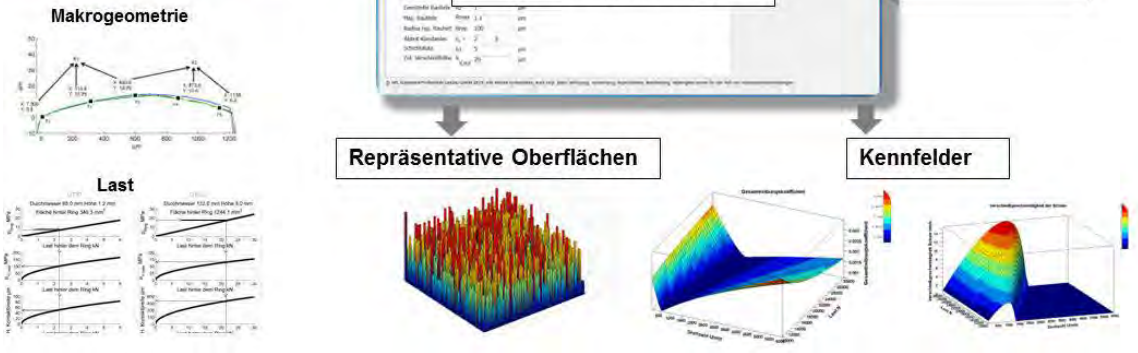
https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

© APL

Abbildung 6: Reibkoeffizient und Reibleistung aus Tribometerversuchen für verschiedene tribologische Systeme

Die Versuchsführung am Tribometer geht mit einigem Aufwand einher. Um die genannten Kennwerte zu ermitteln, wird für jede neue Werkstoffpaarung Hardware benötigt. Des Weiteren muss jeder Betriebspunkt einzeln abgeprüft werden, was zu einem nicht zu vernachlässigenden zeitlichen Umfang führt. Weiterhin sind die prüfbaren Randbedingungen wie Reibweg und Frequenz durch den Prüfstand begrenzt. Aus diesem Grund wird in der APL Group in Zusammenarbeit mit der Technischen Berechnung UB Motorsysteme der Schaeffler AG ein Simulationsmodell auf energetischer Basis entwickelt mit dem Reibung und Verschleiß an unterschiedlichsten tribologischen Kontakten berechnet werden können. In diesem Fall werden der Kontakt und das Lastkollektiv des SRV Tribometers nachmodelliert. Eingangsgröße für das Modell sind neben Schmierstoff- und Materialdaten real gemessene Topografien gelaufener Oberflächen aus den SRV Versuchen. Weiterhin können Makrogeometrie und Schiefstellungen der Körper berücksichtigt werden. Abbildung 7 stellt die wesentlichen Eingangs- und Ausgangsgrößen des Simulationsmodells dar.

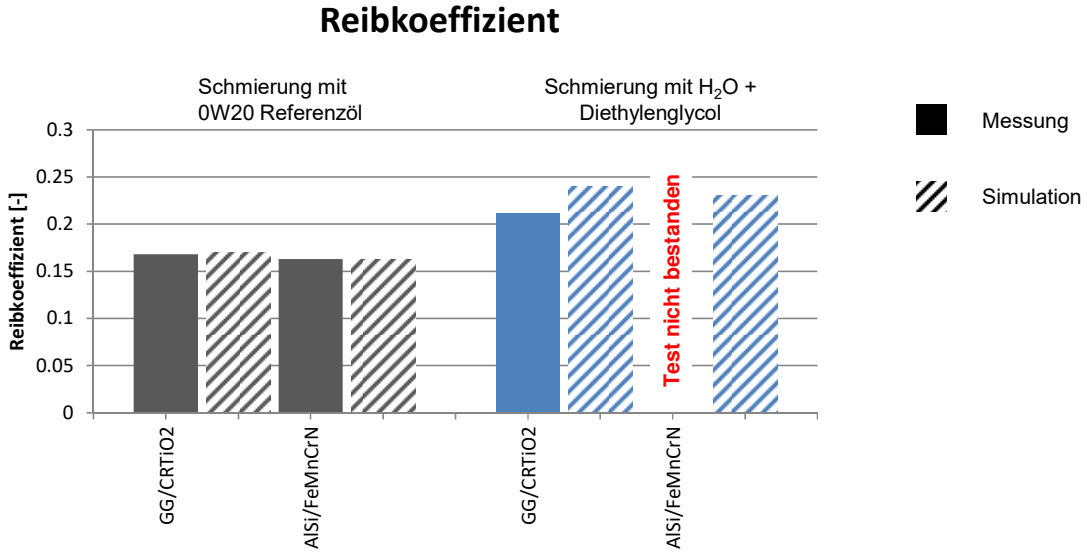
https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



© APL

Abbildung 7: Input- und Outputgrößen des Simulationsmodells

Anhand der durchgeführten Versuche kann das Berechnungsmodell validiert werden. Abbildung 8 zeigt einen Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Reibwerten.



© APL

Abbildung 8: Vergleich der Reibwerte aus Messung und Simulation

Die Übereinstimmung von gemessenen und berechneten Reibwerten ist als sehr gut zu beurteilen. Einzig für die Paarung AlSi/FeMnCrN mit H_2O + Diethylenglycolschmierung lässt sich in der Simulation lediglich ein Anstieg des Reibwerts, nicht jedoch ein Ausfall des Systems detektieren. Das im Versuch mit der Paarung AlSi/FeMnCrN auftretende

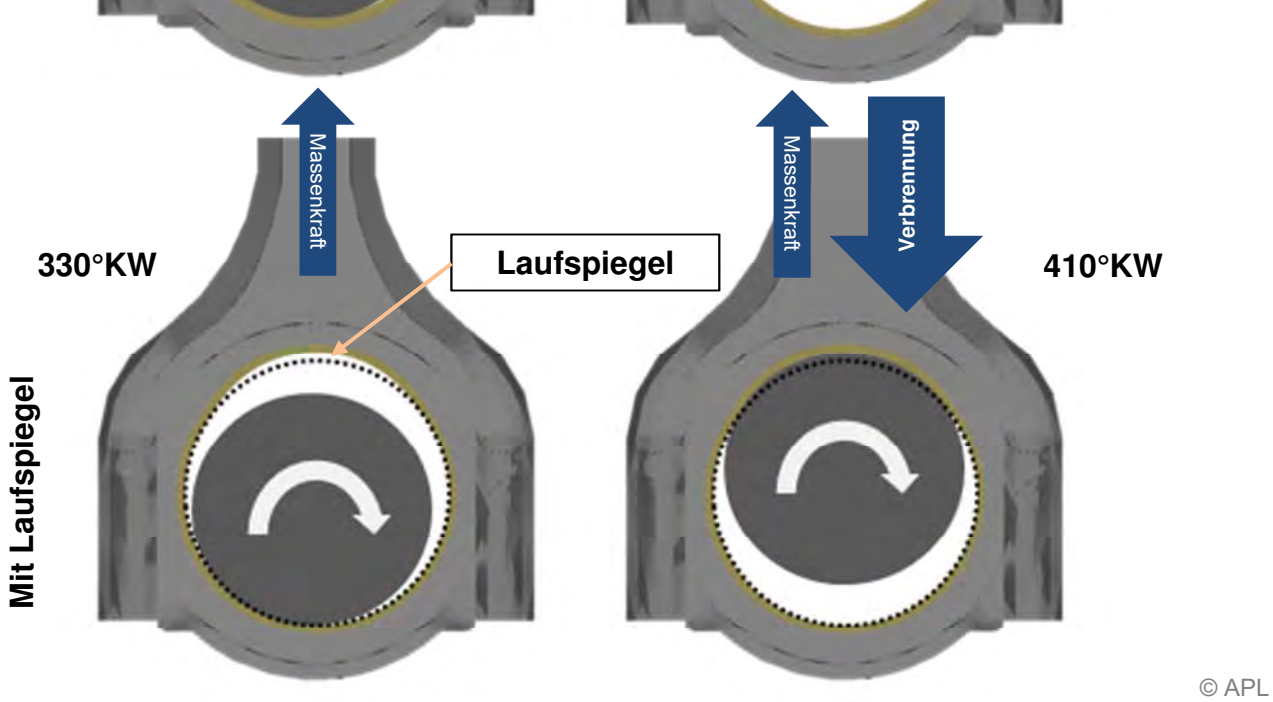
https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zusammenarbeit mit einem wissenschaftlichen Kooperationspartner bereits an Lösungen für tribologische Systeme im Nanobereich.

3. Reibungsminimierung im Gleitlager

Um reibbeanspruchte Kontakte an Komponenten robust und gleichzeitig energieeffizient auszulegen reicht es jedoch nicht aus, sich ausschließlich auf Mikroebene mit Oberflächen und Schmierstoffen zu befassen. Gerade bei Radialgleitlagern, wie sie im Verbrennungsmotor an vielen Stellen wie Kurbel- oder Nockenwellentrieb vorkommen, sind die makrogeometrischen Randbedingungen auf Grund ihres Einflusses auf den Aufbau des Schmierfilms nicht vernachlässigbar. Klassische Lagerparameter sind Lagerdurchmesser, Lagerbreite, Lagerspiel, Balligkeiten sowie die Auslegung der elastischen Materialschichten unterhalb der Laufschicht, deren Potenzial zur Reibungsminimierung jedoch bereits weitestgehend ausgeschöpft ist. In der APL Group wurde daher auf der Grundlage von früheren Versuchen und Erfahrungen der Einfluss von Konturierungen auf Basis bewusst erzeugter Unrundheiten in Pleuellagern untersucht.
Aufgrund der stark instationären Lasten durch Verbrennung und Massenkräfte ist es meist nicht möglich, Radialgleitlager und im Speziellen Pleuellager so auszulegen, dass sie wirtschaftlich im vollhydrodynamischen Bereich betrieben werden können. Dies führt zu einem Anteil an Mischreibung und damit zu Verschleiß in der belasteten Zone. In Dauerversuchen konnte jedoch nachgewiesen werden, dass durch moderaten Verschleiß in den Lagern Konturen erzeugt werden können, durch die die Gesamtreibung der Lager gesenkt wird.
Der diesem Phänomen zu Grunde liegende Mechanismus im Pleuellager ist schematisch auf Abbildung 9 dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



© APL

Abbildung 9: Anlagewechsel des Kurbelwellenzapfens im Pleuellager ohne und mit Laufspiegel

Kurz vor Erreichen des oberen Totpunkts (in der Abbildung 330°KW) befindet sich das Pleuel auf Grund der Massenkräfte im unteren Bereich des Lagers im Kontakt mit dem Kurbelwellenzapfen. Kurz nach der Zündung des Luft-Kraftstoff Gemisches (in der Abbildung 410°KW) übersteigen die Verbrennungskräfte die in entgegengesetzter Richtung wirkenden Massenkräfte und die Anlage des Kurbelwellenzapfens wechselt unmittelbar vom unteren in den oberen Pleuellagerbereich. Dadurch kann kein effektiver Schmierfilm aufgebaut werden, der Spalt zwischen Zapfen und Lagerschale wird sehr klein und es kommt zu Mischreibung.
Der Mischreibungskontakt führt zu Verschleiß im Pleuellager und es entsteht über die Motorlaufzeit ein Laufspiegel in der Hauptbelastungszone. Der lokale Radius des Laufspiegels ist dabei nahezu identisch mit dem Radius des Wellenzapfens. Dadurch kommt es beim Anlagewechsel im Zuge der Verbrennung nicht mehr zu einem Linienkontakt im Bereich des minimalen Spalts, der Kurbelzapfen wird nun auf einem breiten Winkel vom Pleuellager umschlossen. Die Dämpfungswirkung des Ölfilms wird dadurch erhöht, die

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

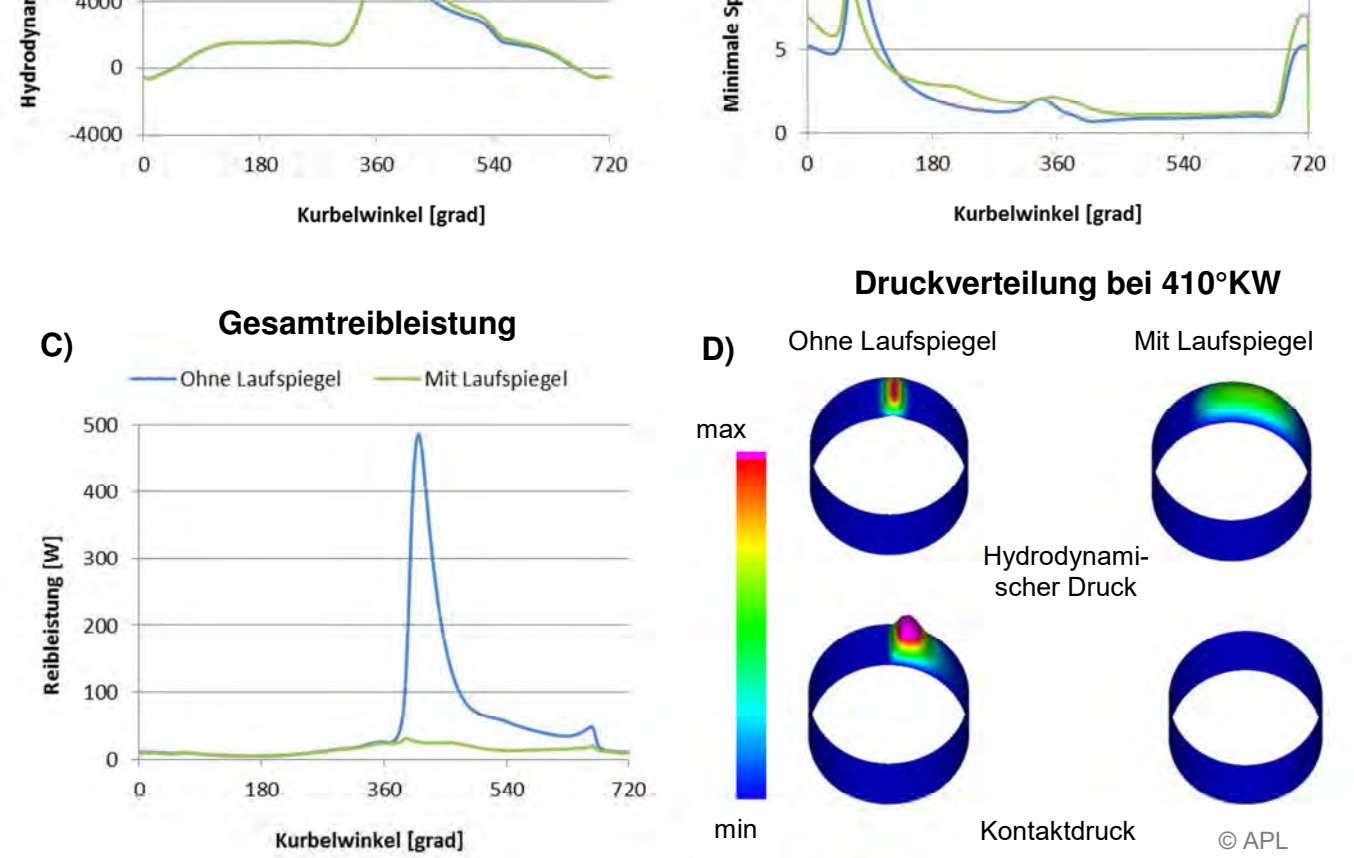


Abbildung 10: Hydrodynamische Größen im Pleuellager ohne und mit Laufspiegel

Dies führt zu einer Reduzierung der Mischreibung, und damit zu einer deutlichen Verringerung der Gesamtreibungsverluste im Lager (Abbildung 10 C). Die veränderte Druckverteilung in den Pleuellagern während der Verbrennung ist in Abbildung 10 D dargestellt.
Da der Verschleißprozess, der zur Ausbildung des Laufspiegels führt, jedoch nicht innerhalb weniger Stunden abgeschlossen ist sondern im Feld über einige zehntausend Kilometer erfolgen kann, ergibt sich Potential, die Kontur bereits vor Motorinbetriebnahme in das Lager einzubringen und somit bezogen auf die Motorlebensdauer zur CO2 Einsparung beizutragen. Es ist jedoch anzumerken, dass dieses Phänomen dazu führt, dass das Lager dichter an seiner Robustheitsgrenze betrieben wird. Bei Überlast führt der Verschleiß nicht zu einer Stabilisierung der Hydrodynamik und damit zu unkritischer Mischreibung sondern schlussendlich zum Versagen des Lagers.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

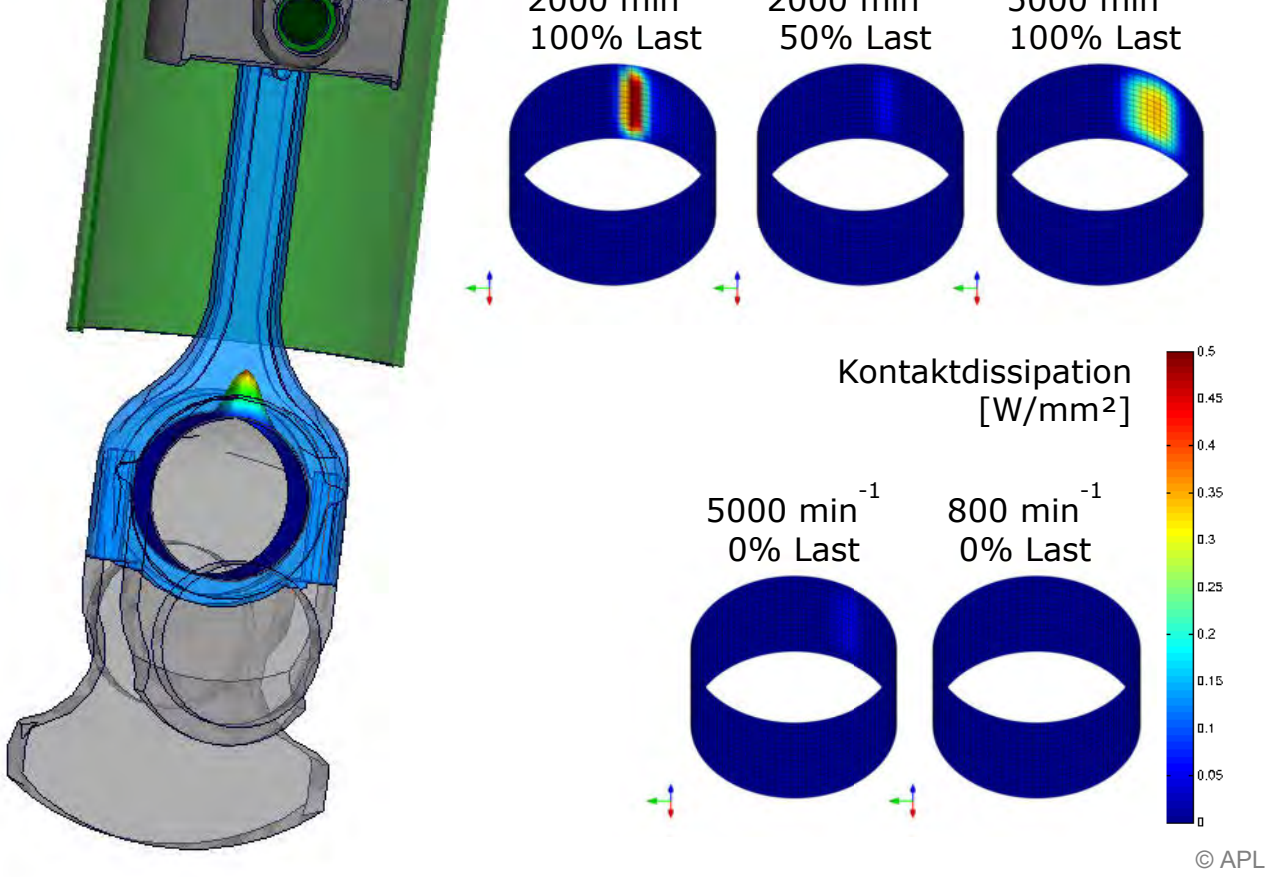


Abbildung 11: EHD Simulationsmodell des Forschungsmotor-Kurbeltriebs und Kontaktreibleistung für verschiedene Betriebspunkte

Zunächst werden die belasteten Zonen für ein Lager ohne Konturierung ermittelt. Aus Abbildung 11 ist ersichtlich, dass eine singuläre Hauptbelastungszone existiert, die sich drehzahlabhängig zwischen 12 und 2 Uhr auf der Stangenseite des Pleuellagers erstreckt. Basierend auf diesen Erkenntnissen werden verschiedene Ansätze für Konturen für synthetische Laufspiegel generiert. Über einen DoE Ansatz werden Konturverlauf, Konturposition und Konturtiefe unter Berücksichtigung aller Betriebspunkte und deren Häufigkeitsverteilung im Realfahrbetrieb optimiert. Auf Basis dieser Daten können zudem besonders günstige, als auch als kritisch zu betrachtende Kennfeldbereiche für eine Validierung bestimmt werden.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. V-geregelter Ölkreis

Ein weiteres Potential zur CO_2-Reduktion auf Systemebene birgt der Ölkreislauf des Motors. Die Verbraucher im Ölkreislauf können grob in zwei Kategorien eingeteilt werden. Zum einen Komponenten, die hauptsächlich auf die Bereitstellung eines Systemdruckes angewiesen sind, wie beispielsweise der Nockenwellensteller, und zum anderen Komponenten, die einen Mindestöldurchsatz benötigen, zu Letzteren zählen die Gleitlager.
Die zum Betrieb der Ölpumpe notwendige Antriebsleistung ist dabei sowohl zur erzeugenden Druckdifferenz, als auch zum Öldurchsatz direkt proportional. Die notwendige Antriebsleistung wiederum wirkt sich direkt auf den Kraftstoffverbrauch und damit auf die CO_2-Emission aus. Der aktuelle Stand der Technik sind Motoren mit stufenlos schaltbaren Pumpen und aktiver Öldruckregelung.
Für die theoretische Betrachtung des Reduktionspotentials der Leistungsaufnahme der Ölpumpe kann eine 1D-Simulationsrechnung herangezogen werden. Abbildung 12 zeigt beispielhaft ein solches Ölkreislaufmodell.

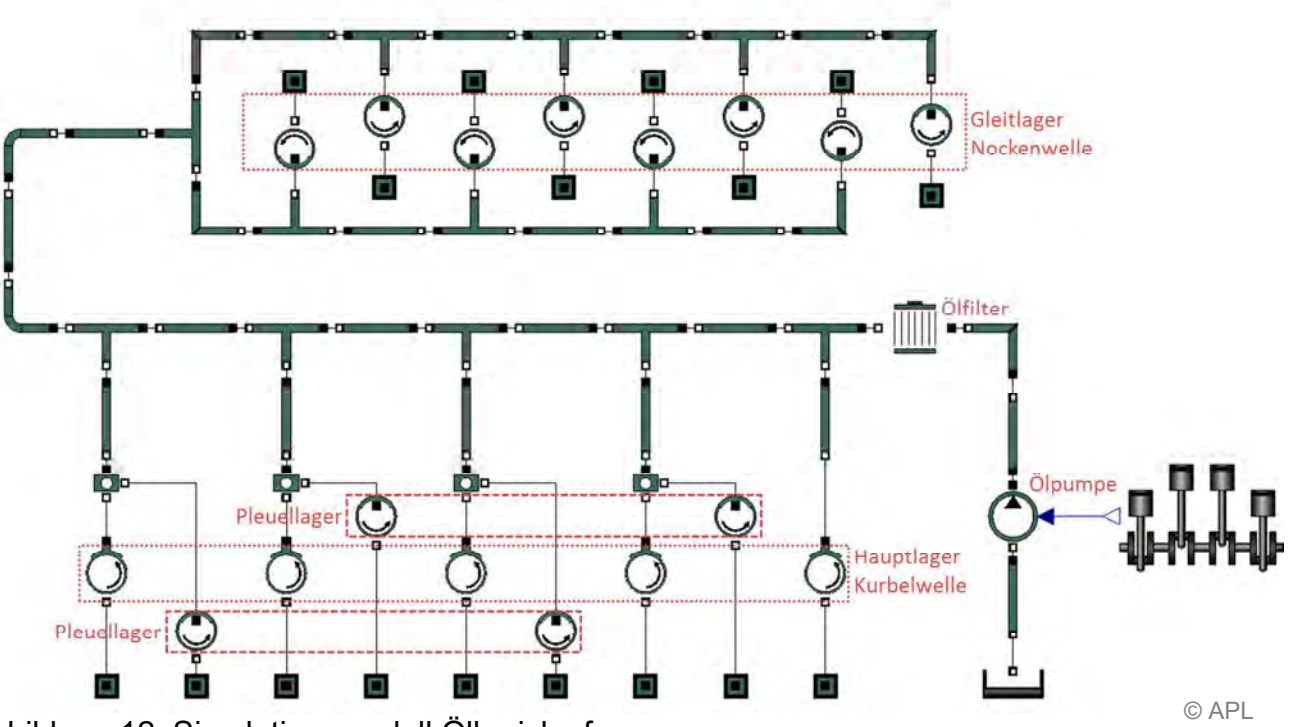


Abbildung 12: Simulationsmodell Ölkreislauf

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

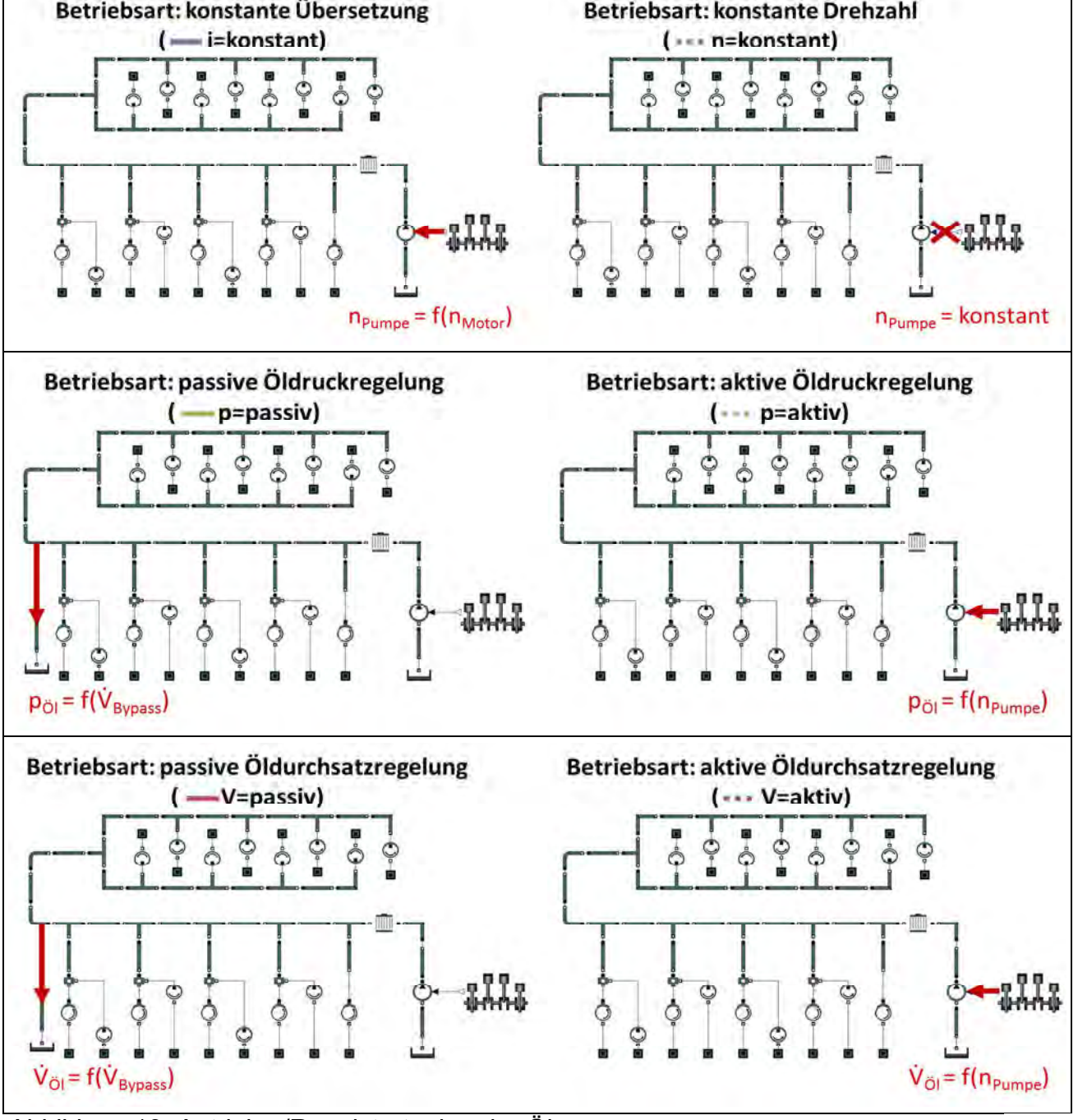


Abbildung 13: Antriebs-/Regelstrategien der Ölpumpe

© APL

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

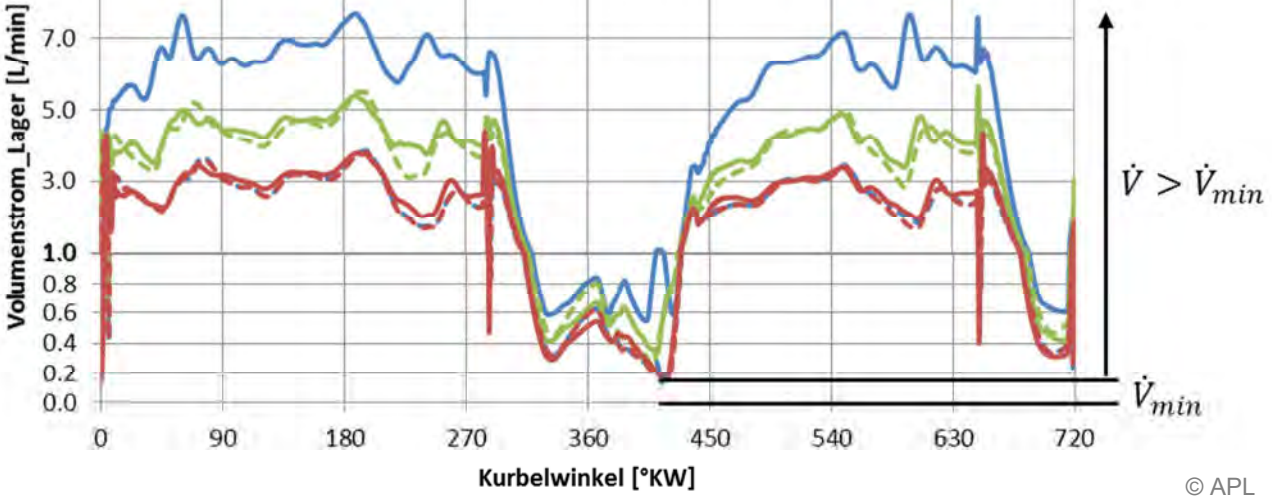
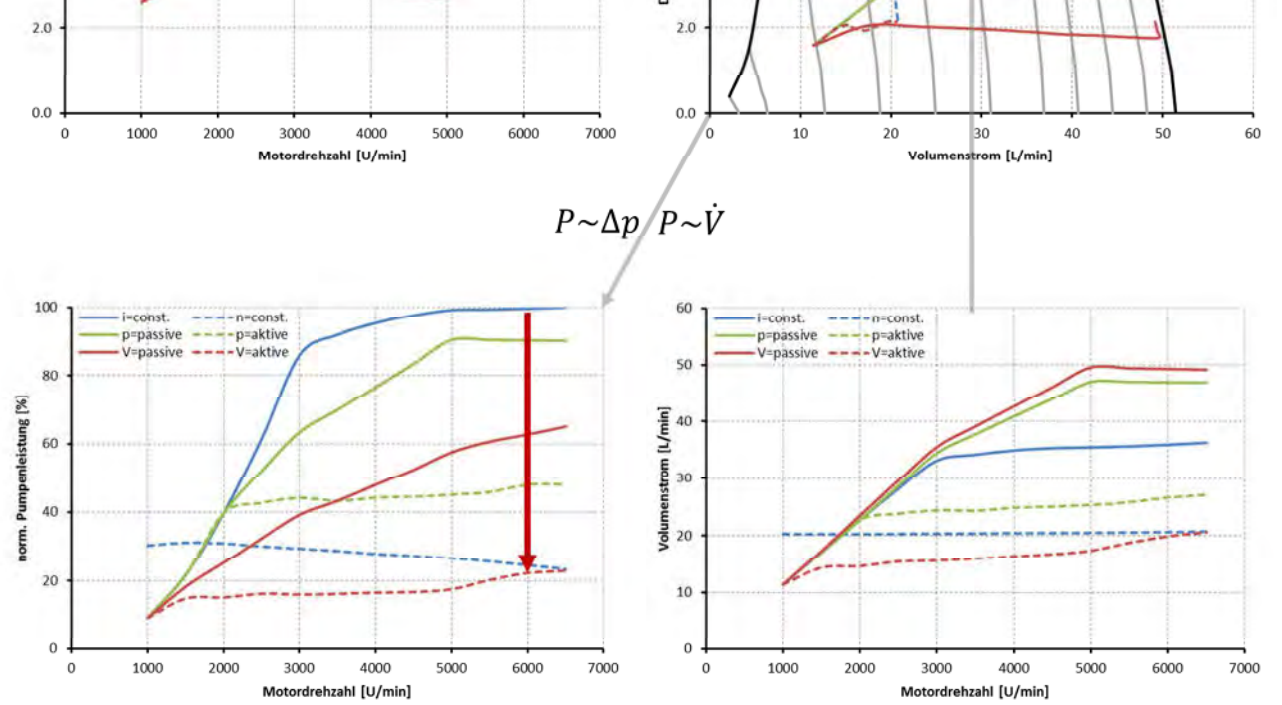


Abbildung 14: kurbelwinkelaufgelöster Öldurchsatz (Hauptlager @ 6500 U/min)

Die Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse ist in Abbildung 15 zu sehen. Dargestellt sind Öldruck und geförderter Volumenstrom, dargestellt über Motordrehzahl und im Pumpenkennfeld, und die daraus resultierende Antriebsleistung der Ölpumpe.
Es ist deutlich erkennbar, dass eine aktive Regelung der Ölpumpe, energetisch einen deutlichen Vorteil gegenüber der passiven Regelung mittels Absteuerventil bietet. Bei der passiven Regelung wird stets eine zu hohe Menge an Öl gefördert, die dann ungenutzt über das entsprechende Ventil aus dem System abgeführt werden muss, damit der geforderte Wert der Stellgröße realisiert werden kann. Die Erhöhung des Gesamtvolumenstroms bei passiver Regelung ist im Diagramm ersichtlich. Im Falle einer aktiven Öldruckregelung hingegen gibt es keinen Verlustvolumenstrom und die notwendige Antriebsleistung kann gegenüber einer Pumpe mit konstanter Übersetzung halbiert werden. Darüber hinaus kann eine weitere Halbierung der Antriebsleistung durch den Übergang von Öldruck- zur Mindestöldurchsatzregelung erreicht werden. Mit dieser Maßnahme können im NEDC Einsparungen bis zu 1 Gramm CO_2/km erzielt werden. Die Ölpumpe, die mit einer konstanten Drehzahl betrieben wird zeigt aufgrund der Mindestölmenge, die bei maximaler Motordrehzahl bereitgestellt werden muss und dementsprechend konstant gefördert wird, deutliche Nachteile in der Antriebsleistung im kundenrelevanten unteren Drehzahlbereich und stellt somit keine Option dar.
Die Regelung auf einen Mindestöldurchsatz geht im hier gezeigten Modellansatz mit einer Reduktion des Systemdrucks einher. Die Komponenten des Ölkreislaufes, die auf einen Mindestsystemdruck angewiesen sind, müssen hierbei gesondert optimiert bzw. ersetzt

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



© APL

Abbildung 15: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse

5. Big Data und Industrie 4.0

Zusätzlich zu den genannten Ansätzen auf Kontakt-, Bauteil-, und Systemebene eröffnet neben der Optimierung des Antriebs selbst auch die Erfassung der Umwelt und der Umgebungssituation eines Fahrzeugs Möglichkeiten zur CO_2-Einsparung.

Moderne Verbrennungsmotoren zeichnen sich durch eine immer größere Vielfalt von variablen Einstellgrößen bzw. Aktuatoren aus. Die klassischen Domains sind der Luftpfad, der Brennstoffpfad und beim Ottomotor in Ergänzung der Zündpfad. Neben diesen direkt auf den Verbrennungsprozess eingreifenden Pfaden sind auch Regelstrecken für die zusätzlichen Betriebsstoffe, wie Kühlflüssigkeit und Schmiermittel zu berücksichtigen. Dabei kommt dem Kriterium des Bauteilschutzes eine besondere Bedeutung zu. Die Temperierung und der Durchfluss dieser Medien sind so zu gestalten, dass es möglichst schnell zu einer Aufheizung und Betriebstemperierung kommt bzw. bei Hochlastanforderungen zu einer verstärkten Entnahme von Wärmeströmen, d.h. zu einer geeigneten Niedertemperierung der Medien, um z.B. die Viskosität des Schmieröls mit steigender Temperatur nicht

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Entlastung, so war das Eingriffsmanöver nicht zielgenau bzw. der Sicherheitsvorhalt zu groß.
Im Rahmen der Diskussionen um das „Connected Vehicle“ eröffnet sich ein neues Feld für die Motoren- bzw. Powertrainapplikation. Auf Basis der Verbindung zum Umfeld bzw. der Umgebung durch eine Car-to-Cloud bzw. Car-to-Car oder generell Car-to-X Verbindung ist es möglich, eine Vorschau auf voraussichtliche Fahrzustände abzuschätzen.
Der Wissensvorsprung über die eventuell auftretenden bzw. die mit Sicherheit nicht auftretenden Betriebszustände ermöglicht es, entweder die Sicherheitsvorbehalte zu verkleinern oder eine temporäre Überschreitung zu zulassen. Die Eingriffe machen natürlich nur für solche Parameter Sinn, die entweder parasitische Verluste vermeiden oder die zu einer thermodynamisch bzw. emissionstechnisch besseren Prozessführung beitragen.
Die hier angesprochenen Regelalgorithmen gewinnen vor dem Hintergrund der RDE-Diskussionen eine ganz besondere Bedeutung, da sie im Wesentlichen realverbrauchsverbessernd wirken können. Ergänzend zu den heute üblichen Optimierungen mit Bezug auf einen vorgegebenen Zyklus, wie die adaptiven Anpassungen, z.B. der Kompensation von degenerativen Bauteil- oder Betriebsverhalten, wird es in Zukunft mehr Optimierungen geben, die sich stärker fahrmanöverorientiert ausrichten werden. Der Optimierungsgewinn wird sich dann in den RDE Fahrstrecken nachweisen lassen.
Mit den im Hause der APL und IAVF vorhandenen, zeitlich hoch auflösenden Messtechniken, wie der Radio Nuklid Technik (RNT) zur Verschleißerkennung und der schnellen Ölverbrauchsmesstechnik, sind wesentliche Voraussetzungen gegeben, um eine robuste Applikation auch vor dem Hintergrund der neuen Anforderungen und Möglichkeiten zu erarbeiten.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auf Systemebene wurde dargelegt, dass durch gezielte Abstimmung des Ölkreislaufs mit minimalem Vordruck an den Radialgleitlagern deutliches Einsparpotential für die Auslegung der benötigten Ölpumpe besteht.
Abschließend wurden die Potentiale von Big Data und Industrie 4.0 angerissen und ihr möglicher Einfluss auf zukünftige Entwicklungen diskutiert.

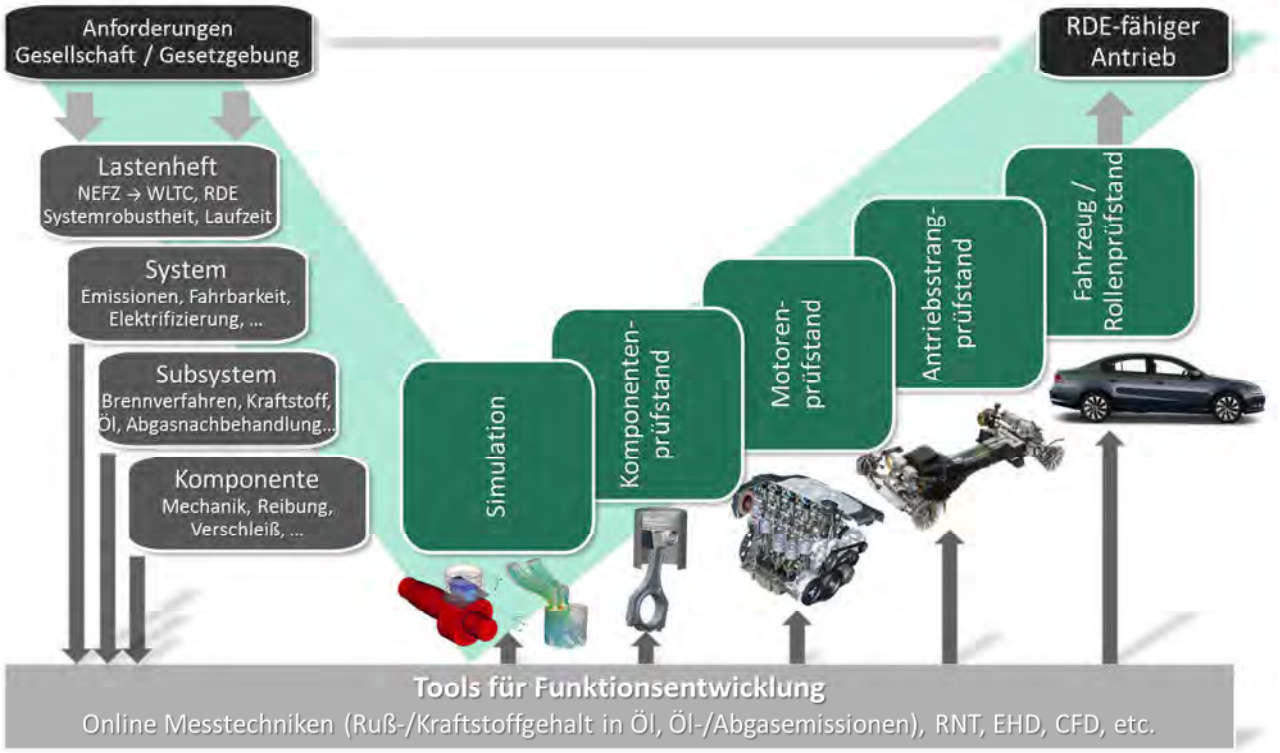


Bild 16: APL Entwicklungsmethode

© APL

Mit der Mehrzahl der erarbeiteten Methoden und den erzielten Ergebnissen trägt die APL-Group weiter zur Vision des „Zero-Impact-Emission Vehicle“ bei.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[4] International Council on Clean Transportation: „South Korea fuel economy and green house gas standards for new light duty vehicles (2016-2020)" ICCT Policy Update, 2015

[5] Schommers, J., Scheib, H., Hartweg, M., Bosler, A., : „Reibungsminimierung bei Verbrennungsmotoren" MTZ 07/2013, S. 566-573

[6] SAE International „ Engine Oil Viscosity Classification" Technical Report J300_201501, 2015

[7] Hadler, J, Gohl, M., Knoll, G., Backhaus, K.: „Entwicklungswerkzeuge für die reibungsoptimierte Auslegung des Grundtriebwerks", MTZ 03/2014, S.56-61

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Nowadays the fuel economy regulation is getting more stringent, so the strategy of fuel economy is getting more important to the engineers for engine development. Even though downsizing is a key factor to improve fuel economy in vehicle currently, it would be the right time to improve the fuel economy of engine itself.

Atkinson cycle can be a promising option to improve the fuel economy of engine and its utilization is being extended over the conventional vehicle. In the viewpoint of engine development, it would be proper to utilize the terminology, thermal efficiency, instead of fuel economy.

Hyundai-Kia will introduce new Kappa 1.6L gasoline direct injection (GDI) engine dedicated for hybrid vehicle, starting production for world market in 2016.

Main focus is on maximizing the thermal efficiency of engine because the engine in hybrid vehicle can be operated mainly on the best thermal efficiency region. Key technologies are knock suppression and friction reduction.

Kappa 1.6 GDI engine achieves the challenging level of 40% maximum brake thermal efficiency. To maximize fuel efficiency, compact combustion chamber is designed with 1.35 stroke-bore ratio and other key technologies such as Atkinson cycle with high compression ratio, cooled exhaust gas recirculation (EGR) and high tumble intake ports are applied.

Friction is minimized by the oil control valve (OCV) integrated continuous variable valve timing (CVVT), low viscosity engine oil and the two-stage pressure control oil pump.

Also to meet the latest enhanced emission regulations world-widely, the direct injection system has been optimized with 200 bar fuel pressure system.

Kurzfassung

Die kontinuierliche Reduzierung der CO2 Vorgaben verbunden mit ggf. Strafzahlungen priorisiert die Entwicklung der verbrauchssenkenden Konzepte. Für zukünftige Verbrauchsziele, die auch in WLTP oder im Verkehr auch bei höheren Lasten ermittelt werden, reicht nicht mehr die auf NEDC orientierte Entdrosselung durch Downsizing, die Entwicklungsingenieure müssen den Wirkungsgrad des Motors verbessern.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wirkungsgrades erzielt. Um die Kraftstoffeffizienz zu maximieren, werden ein kompakter Brennraum mit Hub-Bohrungsverhältnis 1,35 und weitere Schlüsseltechnologien wie Atkinson-Zyklus mit hohem Verdichtungsgrad, gekühlte Abgasrückführung (AGR) und Hochtumbleeinlaßkanäle angewendet.

Reibung wird durch einen Öldrucksteuerventil (OCV), integrierte kontinuierliche variable Ventilsteuerung (CVVT), Anwendung von niederviskosem Motoröl und einer zweistufigen Ölpumpe minimiert.

Um den neuesten strengeren Emissionsvorschriften weltweit gerecht zu werden, wurde die Direkteinspritzung mit 200 bar Kraftstoffdruck-System optimiert.

1. Introduction

Nowadays, Hyundai-Kia Motor Company has produced a variety of gasoline engine series from Kappa to Tau to meet the diverse customer needs from the world. Figure 1 shows gasoline engine line-up under production by Hyundai-Kia.

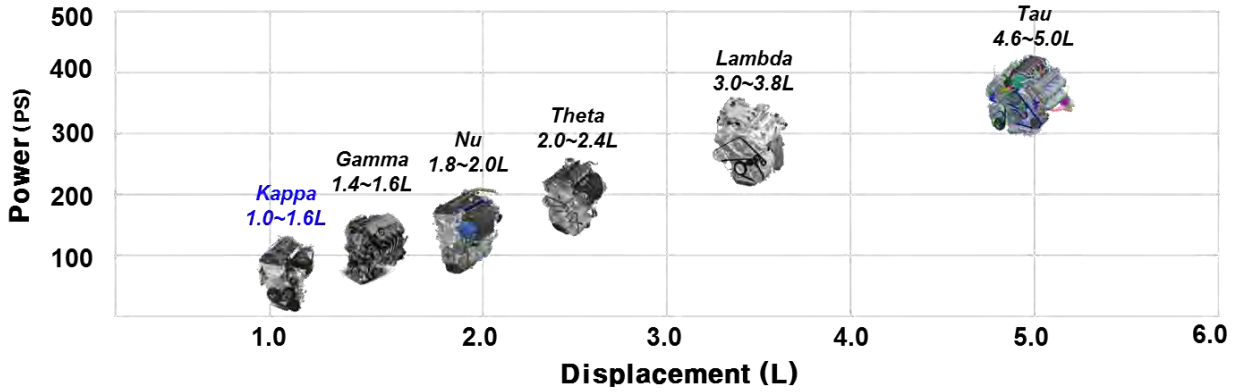


Figure 1: Hyundai/Kia Gasoline Engine Line-up

Modern internal combustion engines face the market demand for energy-saving and environment-friendly vehicle. Hybrid vehicle can be one of the best solutions and that is the reason to develop the dedicated engine for hybrid vehicle.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 2: Family of Kappa Engines

Currently most of gasoline engines have 35~38% thermal efficiency, so it is challenging to achieve 40% maximum thermal efficiency. Kappa 1.6 GDI engine has accomplished the goal by optimization of not only the engine hardware but also the engine control system as shown in Figure 3.

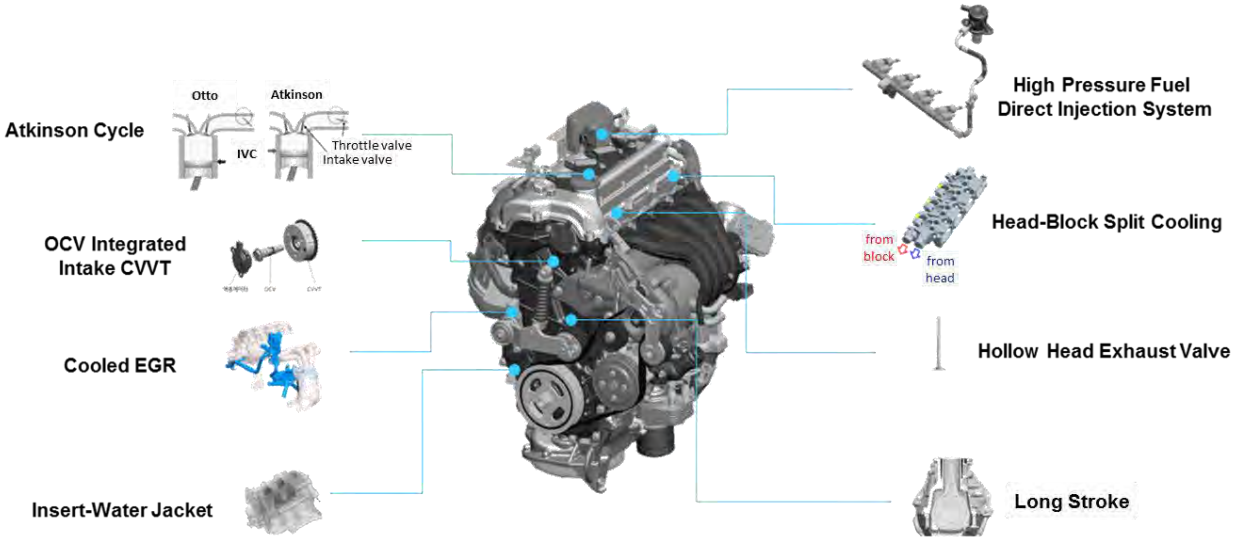


Figure 3: Technologies applied to Kappa 1.6L GDI Engine

2. Engine Specifications

The new Kappa 1.6L GDI Engine based on the Kappa 1.4 L PFI has been uniquely designed for hybrid vehicles. The displacement is increased 212cc by increasing stroke 12mm to overcome power reduction caused by Atkinson cycle, but it is still packable for C-segment vehicle. And GDI system is applied for fuel economy and performance. Table 1 shows the detailed specifications of the Kappa 1.6L GDI engine

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Maximum Power	77.2 kW (105 PS)
Maximum Torque	147 Nm (15.0 kgm)
Valvetrain	DOHC 16 Valve Swing-arm with HLA Dual CVVT, Roller Chain Driven
Moving System	5mm crank-offset (0.6mm pin-offset) Flat bowl piston (with DLC coated ring) Piston cooling oil gallery Resin coated main journal bearing
Cooling System	Cylinder head-block split cooling (with semi-cross flow) Cylinder block water jacket insert
Fuel System	200bar high pressure fuel pump Laser drilled individual 6-hole Injector
Lubrication Systems	2-stage variable discharge oil pump
Ignition System	110mJ ignition coil with integrated driver M12 long reach spark plug

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

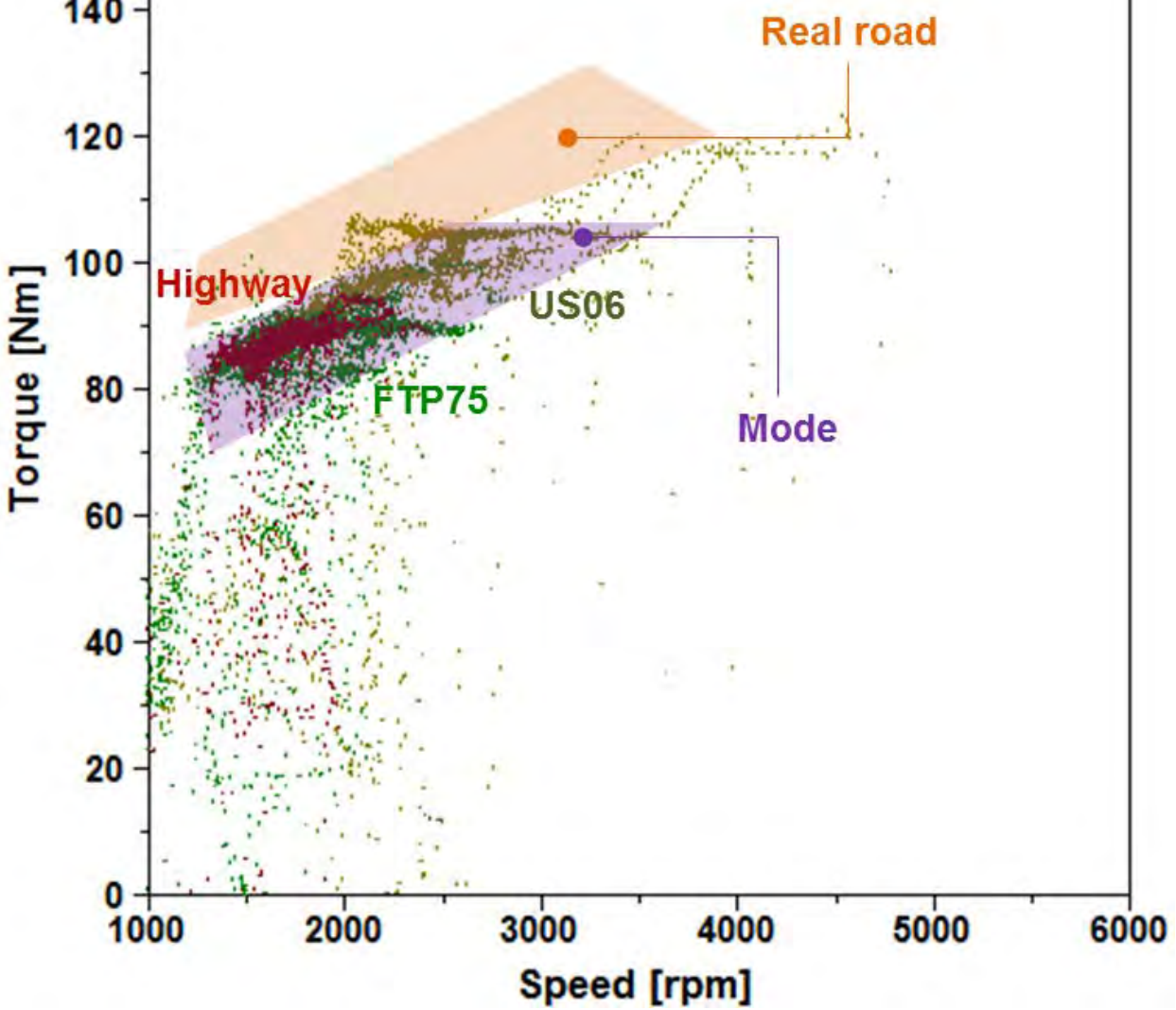


Figure 4: Operating Region of Kappa 1.6L GDI Engine

To achieve the class leading fuel economy, key technologies are applied: Atkinson cycle with high compression ratio, intake port with high tumble ratio, extremely long stroke, cooled EGR, split cooling system, and 200bar direct fuel system with the optimized injector.

In conclusion, due to these key technologies, up to 40% break thermal efficiency is achieved at the main operating region driven by vehicles as shown in Figure 5.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

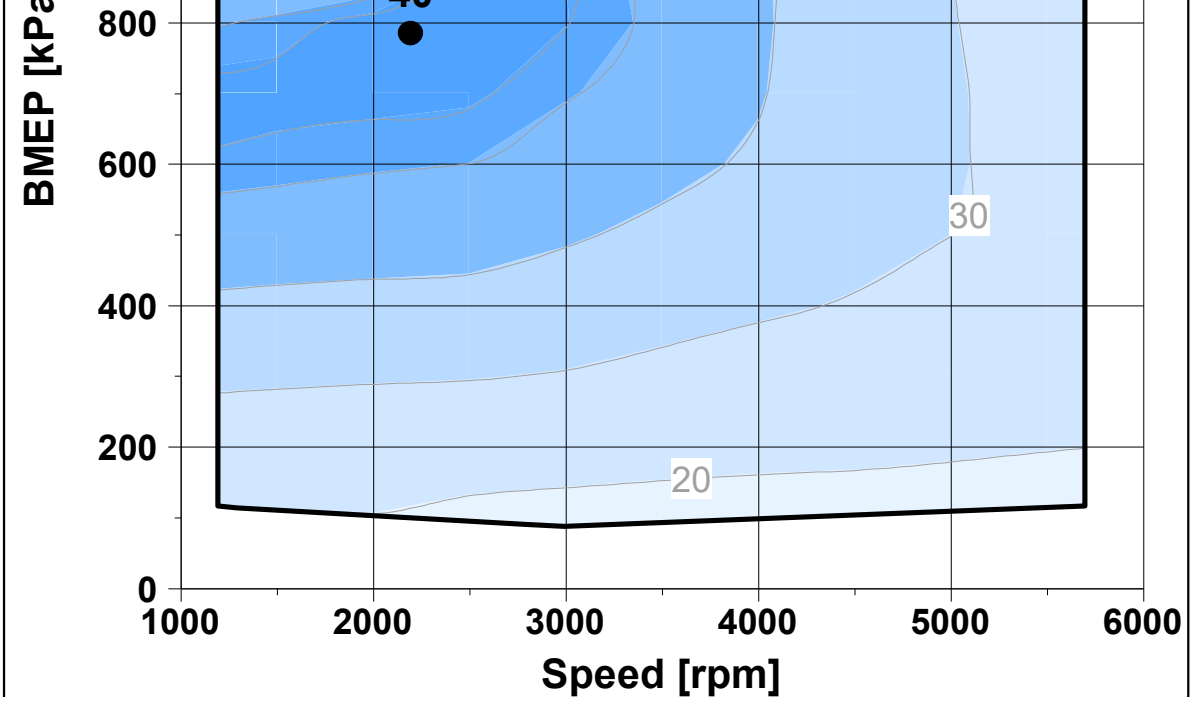


Figure 5: Kappa 1.6L GDI Engine Thermal Efficiency

3.1 Long Stroke

The compact combustion chamber is essential for minimizing combustion heat loss. To make combustion chamber compact, stroke-bore ratio should be increased and narrow valve angle is required. Kappa 1.6GDI has the extremely long stroke-bore ratio (1.35). The longer stroke-bore ratio means the smaller surface-volume ratio which reduces heat loss. And by reducing the heat loss of combustion chamber, fuel efficiency could be improved.

As shown in Figure 6, it is simulated numerically that surface-volume ratio decreases as stroke-bore ratio increases. And the fuel consumption, BSFC at 2000rpm/8bar, is improved by decreasing surface-volume ratio. Finally, stroke-bore ratio of Kappa 1.6L engine is decided to 1.35 in consideration of fuel economy saturation and piston speed limit. While stroke-bore ratio is changed from 1.17 to 1.35, surface-volume ratio is reduced by 13% and BSFC improved by 0.8%. And it has been evaluated by engine tests.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

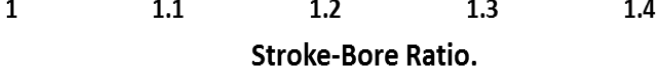


Figure 6: BSFC Trend regarding S/B Ratio and S/V Ratio

3.2 Atkinson Cycle

Kappa 1.6L GDI engine adopts the late IVC Atkinson cycle to reduce pumping loss during intake cycle. Figure 7 shows the difference between Atkinson and Otto cycle combustion pressure of the Kappa 1.6L GDI engine. IMEP of Atkinson cycle is relatively smaller than that of Otto cycle, but Atkinson cycle has much smaller pumping loss than that of Otto, therefore Atkinson cycle has the better fuel efficiency.

In Figure 7, the intake valve closing time (IVC) of Otto cycle is 67º ABDC, the duration of intake valve opening is 244 crank-angle (CA) and compression ratio is 10.5. In case of Atkinson cycle, they are 109 º ABDC, 280CA, 13.0.

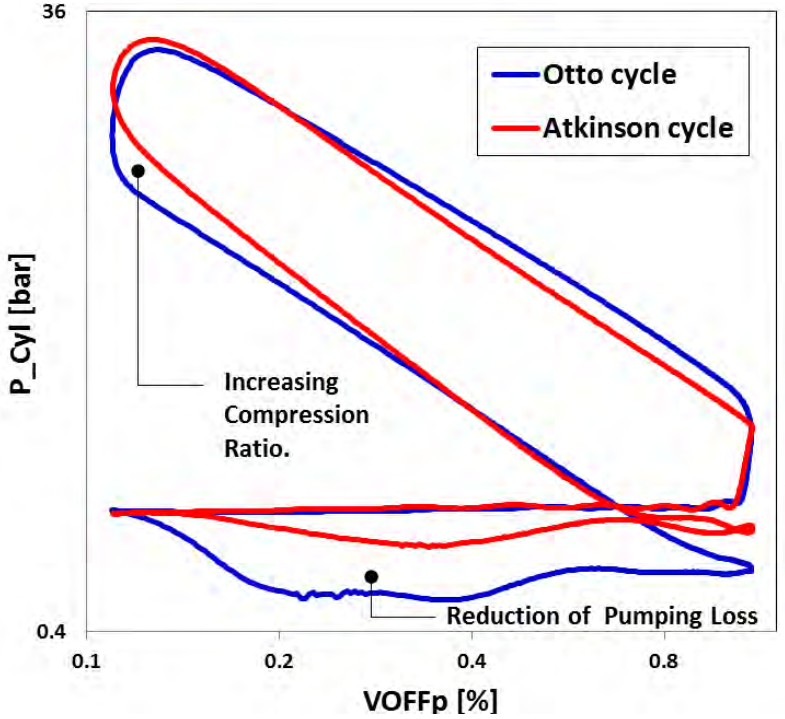


Figure 7: P-V Diagram of Kappa 1.6L GDI (@ 1200rpm/ 4bar)

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

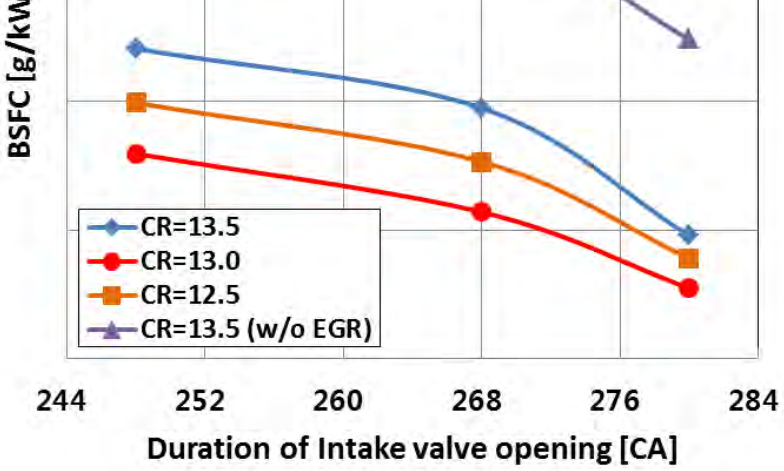


Figure 8: Optimization of C/R &Valve timing

All of graphs show the same BSFC tendency as the intake valve opening duration increases from 240CA to 280CA regardless of the EGR condition. And the full load performance is a limit factor to increase the cam duration longer than 280CA. Therefore, optimal angle of intake valve opening duration is 280CA. Also, compression ratio can be determined to 13.0 because the red line of 13.0 compression ratio outputs the lowest BSFC.

3.3 Fast Combustion

For the higher thermal efficiency, fast combustion to suppress knock is important, especially in case of using high EGR rate and compression ratio because exhaust gas recirculated into the combustion chamber makes combustion burn rate slower.

It is well known that the faster combustion comes primarily from the high tumble ratio. So intake port of Kappa 1.6L GDI engine is straightened and optimized with sharp edge by valve seat cutter to increase the tumble flow. Also it is designed to avoid the considerable decrease of flow coefficient.

The tumble ratio and flow coefficient show trade-off relation shown in Figure 9. And it shows that the well-designed intake port of Kappa 1.6L GDI engine is the class leading in the scatter diagram of competitors.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 9: Scatter of Measured Tumble ratio and Flow coefficient

Also, optimizing piston bowl shape enhances mixture flow in combustion chamber. As shown in Figure 10, an eccentric bowl shape applied to Kappa 1.6L GDI engine increases tumble ratio and turbulent kinetic energy. The solid line is for catalyst heating mode and the dashed line is for 2000rpm/WOT. The eccentric type piston is superior to the central type piston on both conditions.

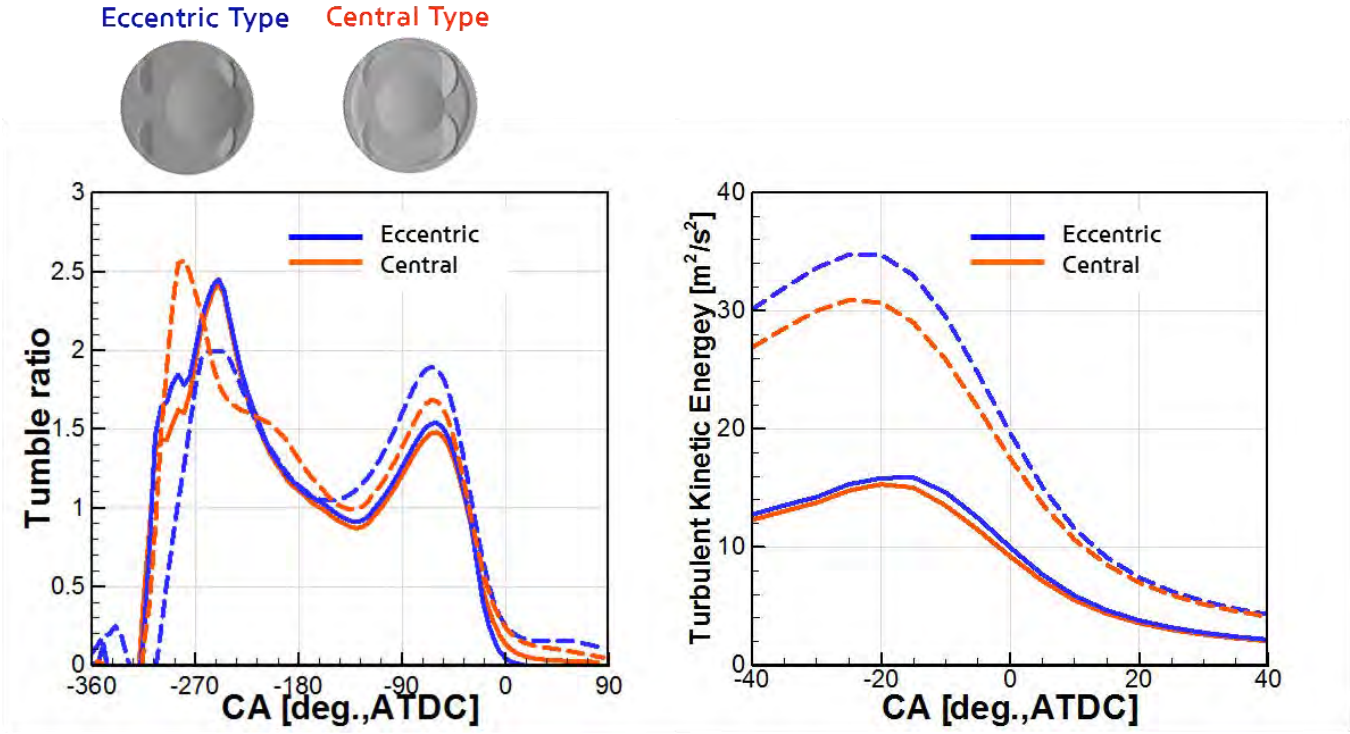


Figure 10: Flow Simulation of Piston Bowl Shape

The effect of squish in combustion chamber has been confirmed by flow simulation. In case of applying semi-squish, intake flow is weakened considerably as shown Figure 11. Therefore, the open type squish is applied to Kappa 1.6L GDI engine to improve combustion burn rate.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Due to the optimized intake port, combustion chamber and piston, the Kappa 1.6L GDI engine has significant fast burn rate. The average burn duration (duration for 10-90% mass fraction burned) of Kappa 1.6L GDI is 20CA with 10~20% EGR rate at 8 test points.

3.4 Cooled EGR System

The cooled exhaust gas recirculation (EGR) plays a considerable role in improving fuel efficiency for gasoline engines. The first reason is pumping loss reduction by increasing pressure of intake manifold. And the second is spark timing advance by reduction of gas temperature in the combustion chamber. For the Atkinson cycle engine like Kappa 1.6L GDI has quite low pumping loss, so spark timing advance by EGR is much more effective to improve fuel efficiency.

Figure 12 shows the layout of EGR system applied to Kappa 1.6L GDI engine. The EGR extraction position should be located where maximum pressure difference exists. Therefore, the exhaust gas extracted from upstream of WCC is supplied into the surge tank through EGR valve for the even EGR flow into each cylinder. And EGR cooler has been optimized to get 98% cooling efficiency.

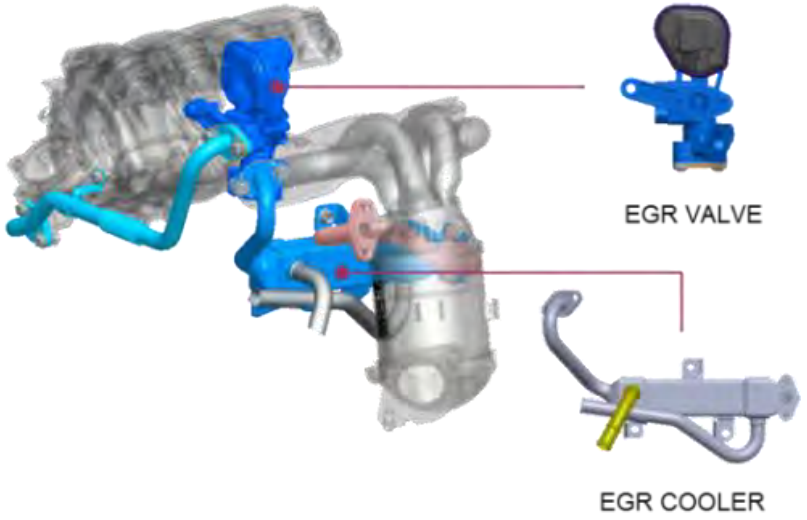


Figure 12: EGR System of Kappa 1.6L GDI Engine

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

rate which tolerates more EGR ratio. Due to the optimization of EGR system and fast combustion, considerable EGR ratio is used at most of area driven in vehicles as shown in Figure 13.

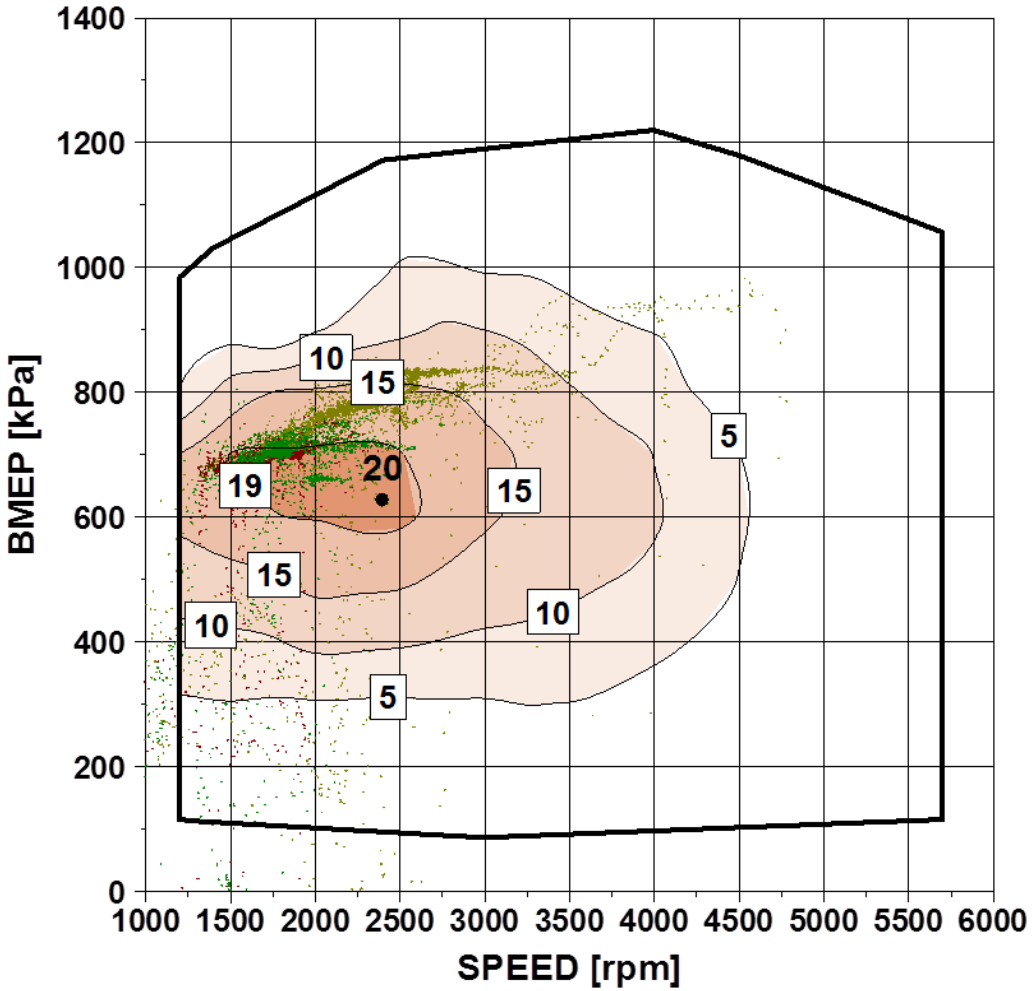


Figure 13: EGR Ratio of the Kappa 1.6L GDI Engine

As a result, 3.5% fuel consumption is reduced by using the cooled EGR system with high energy ignition coil at the main operating region, frequently driven by vehicles.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

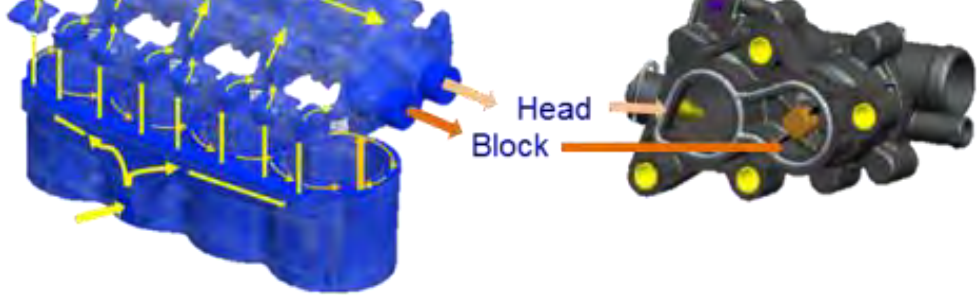


Figure 14: Semi-Cross flow & Split Cooling System

The split cooling system enables the separate control of coolant temperature for head and block. To reduce piston friction loss, the block is controlled at higher coolant temperature of 100~105℃. At the same time, the coolant of head is maintained at lower temperature of 90℃ to ensure the efficient cooling in the combustion chamber. As a result of the split cooling with semi-cross flow, knock is suppressed effectively and spark timing is advanced 1~3CA at 8 test points.

Kappa 1.6L GDI engine has high compression ratio of 13.0 to improve fuel efficiency, but efficiency improvement is limited by knocking. Increasing heat transfer at exhaust valve is one of the effective way to suppress knocking.

Figure 15 shows the well-known scheme that heat energy of flame and exhaust gas is transferred through the bottom surface and neck area of the exhaust valve and released by contact with the valve seat insert and valve guide. Therefore, the heat release rate should be increased on the heat transfer path to decrease the temperature of exhaust valve.

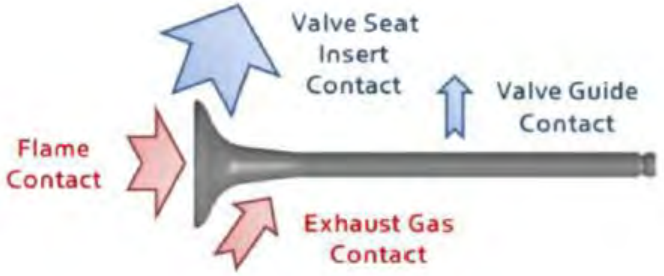


Figure 15: Heat Transfer of Exhaust Valve

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

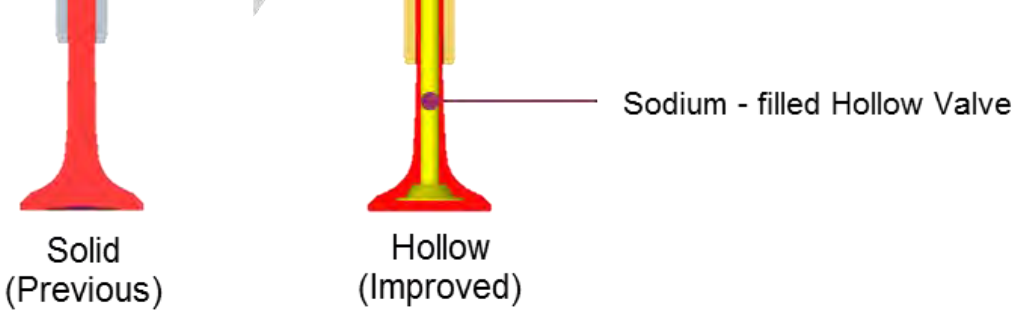


Figure 16: Improvement Heat Transfer on Exhaust Valve

Another effective technique to suppress knocking is piston cooling jet with cooling oil gallery. Figure 17 shows that oil gallery locates at the bottom of the piston crown. The jetted engine oil goes through the target hole and circulates in the oil gallery to cool down the surface of piston.

Figure 17: Piston with Cooling Oil Gallery

As shown in Figure 18, hot spot temperature of the piston crown is reduced 17℃ by oil gallery. Actually, BSFC in detonation border line (DBL) zone is improved 0.3~0.5% by 2~3CA spark timing advance with piston oil jet and oil gallery.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 18: Surface Temperature of Piston Analysis

3.6 Reduction of Friction Loss

To reduce the friction of low speed region, 2-stage oil pump is applied to Kappa 1.6L GDI engine. It is assembled into the timing chain cover as a module and driven by the crank shaft directly at 1:1 drive ratio. The 2-stage oil pump is mechanically controlled by plunger and housing which are endurable and cost saving.

Figure 19 shows the oil pressure curve of 2-stage oil pump. The plunger controls the relief pressure of the pump at 2 different pressures by the shape and oil circuit. In case of low and middle speed, the relief pressure is set lower than that of conventional oil pump by using 1st stage passage and the friction of oil is reduced. Conversely, 2nd stage passage make higher oil pressure at high speed and ensure sufficient oil delivery than conventional pump.

At low-to-middle speed (1000~3000rpm), 0.2~0.5% BSFC improvement is achieved due to friction reduced by using 2-stage oil pump.

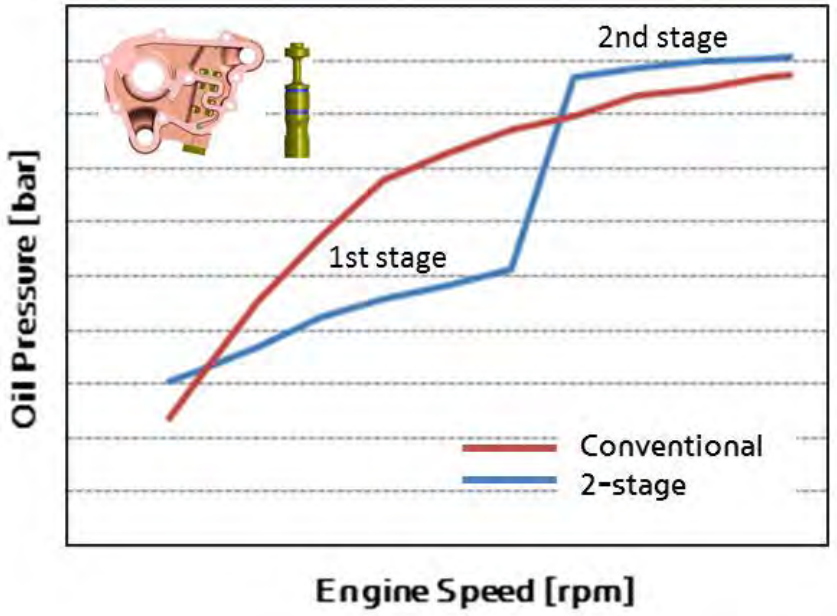


Figure 19: Characteristics of 2-stage Oil Pump

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

technologies and oil control valve (OCV) integrated continuous variable valve timing (CVVT) are applied to Kappa 1.6L GDI engine as shown in Figure 21.

The OCV integrated CVVT has the short oil delivery route by integrating the OCV into CVVT module. As a result, response is faster than conventional CVVT.

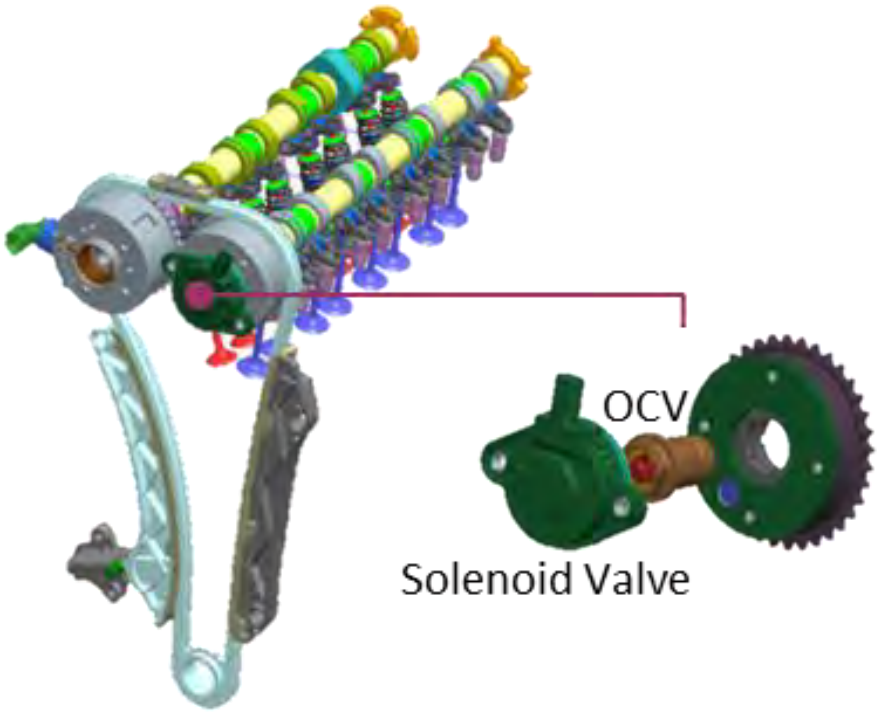


Figure 21. OCV Integrated Intake CVVT

As shown in Figure 22, the OCV integrated intake CVVT takes the same time to move 70CA as the conventional CVVT does to 50CA at engine speed 1000rpm and oil temperature 110℃. It means that OCV integrated CVVT operates 30% faster than conventional CVVT. And it could extend the maximum phasing angle from 50CA to 70CA. Due to the fast response and wider range of operation angle, the OCV integrated CVVT has advantage in terms of full load performance at low speed and transient performance of vehicle.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

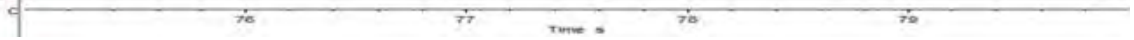


Figure 22: Compare of Intake CVVT Operation Speed

As a result, Kappa 1.6L GDI engine can output competitive maximum power of 77.2kW and maximum torque of 147Nm for C-segment vehicle as shown in Figure 23.

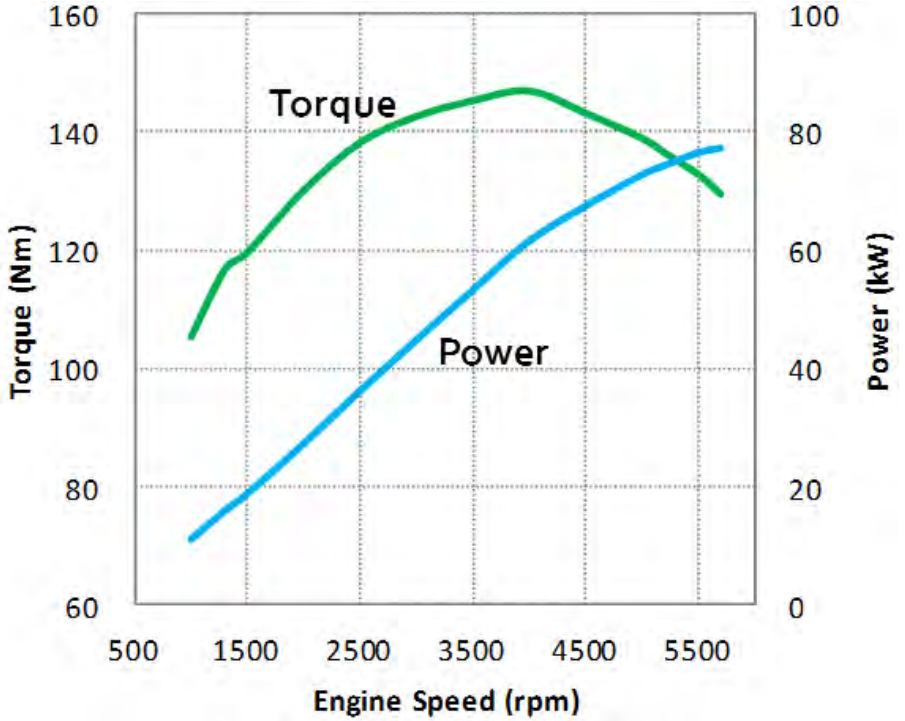


Figure 23: Performance of Kappa 1.6L GDI Engine

5. Emission Development

The Kappa 1.6L GDI engine has been developed to satisfy the latest enhanced emission regulations from the world by optimizing injector and engine electronic management system (EMS) calibration.

Figure 24 shows the difference of the amount of wall film on the piston and cylinder liner for each injector. The Triangle 2 with 320g/min flow rate injector is chosen because of lowest wall film.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

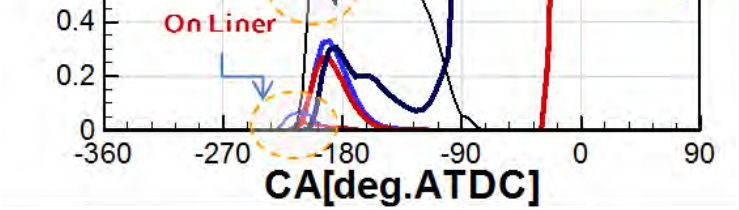
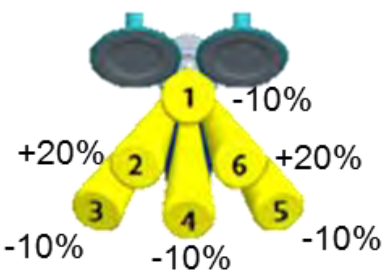
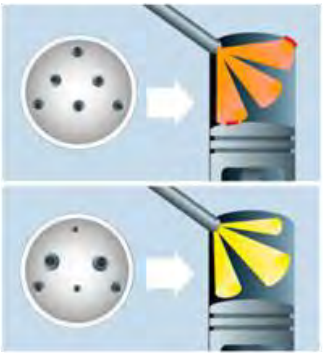


Figure 24: Simulation of Wall Film at Catalyst Heating

As shown in Figure 25, the laser drilled injector with individual holes can minimize fuel wetting on the wall of combustion chamber and piston crown. The fuel wetting can affect the oil dilution and PN.



Laser-Drilled 200bar Injector
6 Individual Holes Triangular Pattern



Benefit of Individual hole

Figure 25: Individual Holes of Injector

In EMS calibration point of view, the multiple fuel injection control is applied to enhance the efficiency of combustion. For the multiple injections, injection timing and fuel pressure have been optimized. Especially, in case of catalyst heating mode, the DoE method is used to decide optimal operation parameter.

To satisfy the tough emission regulation, the precise flow rate control at high fuel pressure and multiple injections are necessary, especially in low flow rate region and catalytic heating mode. To secure the sufficient time of injection when injector need to control low flow rate, flow rate is reduced 26% at 0.3msec injection time by injector hardware improvement as shown in Figure 26.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

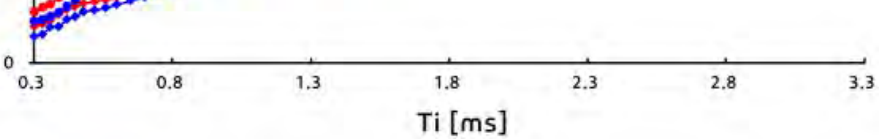


Figure 26: Injector Improvement at Low Flow Rate

Also, the control of solenoid injector (COSI) function by EMS calibration is the efficient tool to improve deviation of fuel flow rate by calculating and controlling fuel flow when injector valve closes. As shown in Figure 27, COSI function can improve the deviation of injection flow rate significantly.

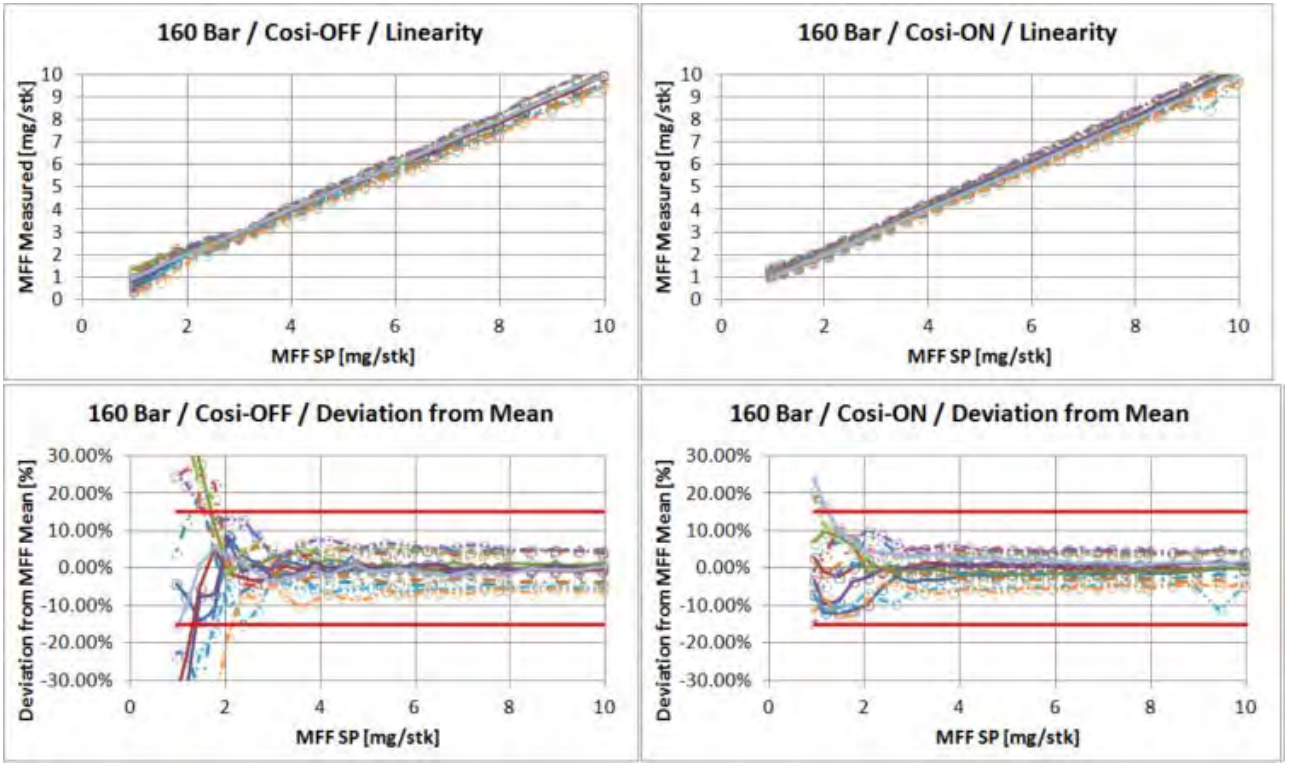


Figure 27: Result of COSI Function Calibration

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Kappa 1.6L GDI engine is one of the most fuel efficient engines of the world, satisfying the latest enhanced emission regulations including SULEV30 and Euro-VI.

7. References

1. H.Lee M.Sc., J.Kim M.Sc.,” Hyundai-Kia's New 3-Cylinder 1.0L Turbo GDI Engine”, 2015 International Vienna Motor Symposium
2. Baek, H., Lee, S., Han, D., Kim, J. et al., "Development of Valvetrain System to Improve Knock Characteristics for Gasoline Engine Fuel Economy," SAE Technical Paper 2014-01-1639, 2014, doi:10.4271/2014-01-1639.
3. Dr. DongHee Han, Hyuk Im, SeungKook Han, HongJip Kim, "The Turbocharged Theta GDI Engine of Hyundai", MTZ 10 2011 Volume 72
4. Sunghoon Lee, Bosung Shin, “The Design and Development of New Hyundai Kappa 1.2L Dual CVVT Engine”, SAE 2011-01-0416
5. Dr. DongHee Han, Seung-Kook Han, Bong-Hoon Han, Dr. WooTae Kim Hyundai-Kia Motors, "Development of 2.0L Turbocharged DISI Engine for Downsizing Application", SAE 2007-01-0259
6. Sunghoon Lee, Youngsam Gu, Dr.Taechung Kim, “The New Hyundai-Kia 1.0 L three cylinder gasoline engine”, MTZ 06 2011 Volume 72
7. Heinz Heisler “Advance Automotive Technology”, SAE International, 1995
8. Swenson,Jr.,and Wilcox,"Detonation Characteristcs and Related Combustion Phenomenon in Highly Turbulent Combustion Chamber,"1963,MIT Press
9. John B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill International Editions

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

the petrol engine SKYACTIV-G with an ultrahigh compression ratio and diesel engine SKYACTIV-D with an ultralow compression ratio. The SKYACTIV-G is a natural aspirated engine with a game-changing ultrahigh compression ratio and satisfies both of brisk driving feel and outstanding fuel economy. By the further innovating of technologies, Mazda has developed a SKYACTIV-G 2.5L boosted engine that defies the common sense of a boosted engine, and details are discussed here.

Kurzfassung

Mit Blick auf die Unternehmensvision, allen Kunden Fahrzeuge anzubieten, die Fahrfreude mit herausragenden Umwelt- und Sicherheitseigenschaften verbinden, sowie mit dem Ziel, höchste thermische Effizienz bei Verbrennungsmotoren zu erreichen, hat Mazda SKYACTIV-G Benzinmotoren mit ultrahoher Kompression und SKYACTIV-D Dieselmotoren mit extrem niedriger Kompression eingeführt. SKYACTIVE-G ist ein frei saugender Motor mit außergewöhnlich hoher Verdichtung, der lebhaftes Fahrgefühl und gleichzeitig außergewöhnliche Verbrauchsökonomie bietet. Durch weitere Innovationsschritte hat Mazda den SKYACTIVE-G 2,5L Turbomotor jenseits des allgemeinen Verständnisses von aufgeladenen Motoren entwickelt – hier werden nun seine Details diskutiert.

1. Overview of Mazda Position

In 2007 Mazda announced its long-term vision called "Sustainable Zoom-Zoom." The basic policy of the vision is to provide all Mazda customers with opportunities to celebrate driving, as well as excellent environmental and safety performance. As shown in Figure 1, Mazda considers the best contribution to the environment is to incorporate superior but fairly valued technologies into every car model rather than limiting expensive eco technologies to certain models, and thus has developed several inline-4 (I4) naturally-aspirated (NA) engines with an ultrahigh compression ratio called SKYACTIV-G and delivered them into the market. The devotion to this type of engine is based on the company's belief that when engines with the same number of cylinders are compared, an NA engine with an ultrahigh compression ratio and desirable displacement can be a greater contributor to improving real-world fuel economy than a downsized turbocharged engine whose compression ratio is compromised to reduce mechanical friction and pumping loss. [1]

According to this theory, a new engine that delivers the maximum torque higher than 400

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

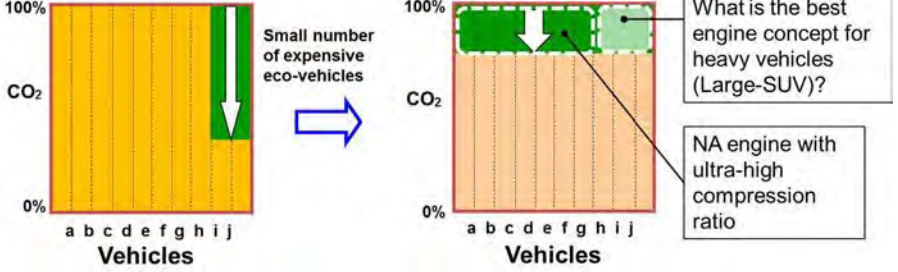


Fig. 1 Mazda's approach to the environment

2. Determination of Power Source for Heavy Duty Vehicle

Figure 2 shows a transition from previous generation engines to new generation SKYACTIV-G engines. Again, there were two options available to develop a power source delivering a torque higher than 400 Nm assuming to be installed on a large SUV: a V6 NA engine inheriting SKYACTIV-G's technology concept or an I4 downsized turbocharged engine. The I4 downsized turbocharged engine has higher potential for reducing mechanical friction. In addition to this, further reduction in mechanical friction can be obtained by reducing the number of cylinders from six to four. It, however, requires large amount of fuel consumption due to a lowered compression ratio and has an acceleration response delay (turbo lag) problem in transient operation, as shown in Figure 3. Thus, it was considered that the I4 turbocharged engine concept that excels in mountability on a vehicle, weight, and cost could offer more benefits to customers by resolving these issues, while maintaining its advantages of reduced mechanical friction and pumping losses. Studies carried out to realize this concept are explained.

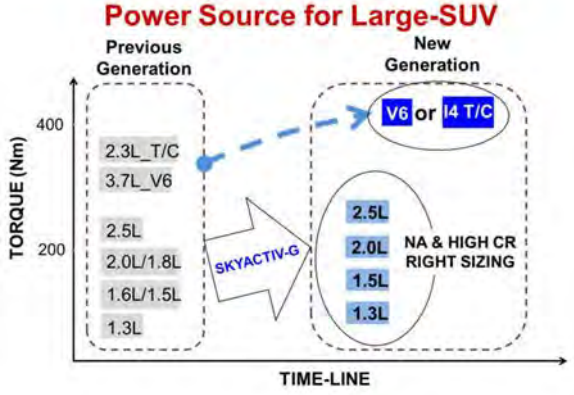


Figure 2: Shift to higher torque

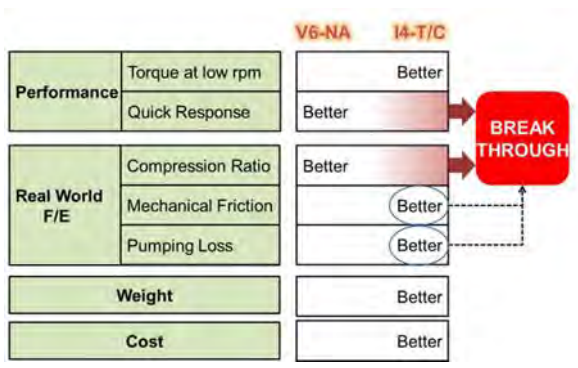


Figure 3: Issues with I4 turbocharged downsized engine

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

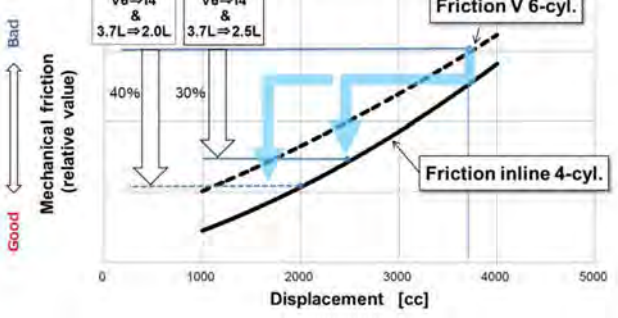


Figure 4: Reduction in mechanical friction by downsizing and reduced number of cylinders

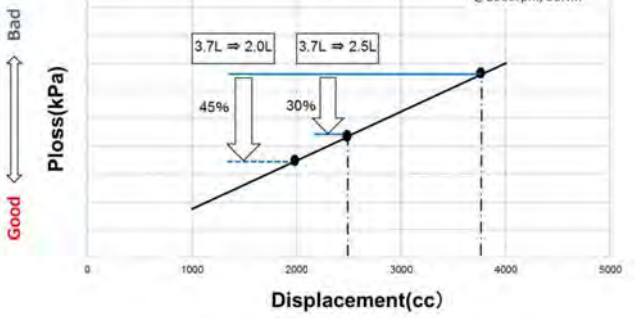


Figure 5: Reduction in pumping loss by downsizing

The I4 turbocharged engine has abovementioned advantages thanks to downsizing, but it has a disadvantage in knock due to boosting. If a compression ratio was to be lowered to take measures on this problem, fuel consumption would get worse eventually. Thus, most of conventional turbocharged downsized engines set a compression ratio as high as possible in order to keep low fuel consumption at partial load, even though fuel consumption at mid and high loads is compromised. Those turbocharged downsized engines show low fuel consumption in the New European Driving Cycle (NEDC), in which operations at light loads are made up of a majority of the cycle. However, they require ignition retard and rich air-fuel ratio at mid and high loads. Thus their fuel consumption in the NEDC is different from that seen in realworld, which is not consistent with Mazda's development concept. Therefore, in case of the I4 downsized turbocharged engine, a high compression ratio must be maintained by improving knock resistance at mid and high loads, Figure 6.

OPTION	COMPRESSION RATIO	Fuel Economy		NOTE
	HIGH ⟷ LOW	Light Load	Mid.,High Load	
V6 NA	X	**base**		NA high-compression ratio engine
I4 Boosted	X	**worse**	**even or worse**	Maintain knock resistance equivalent to NA
	X	**better**	**worse**	**General turbocharged downsized engines**
Improvement in anti-knock performance ↓				
SKYACTIV-G 2.5T	X	**better**	**even**	Knock resistance improvement at mid and high loads

Figure 6: Mazda's I4 turbocharged engine concept

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

be increased by 2.5. In the case of 2.0L I4 turbocharged engine with a boost pressure of 2.5 bar, the compression ratio would need to be increased by 4.5.

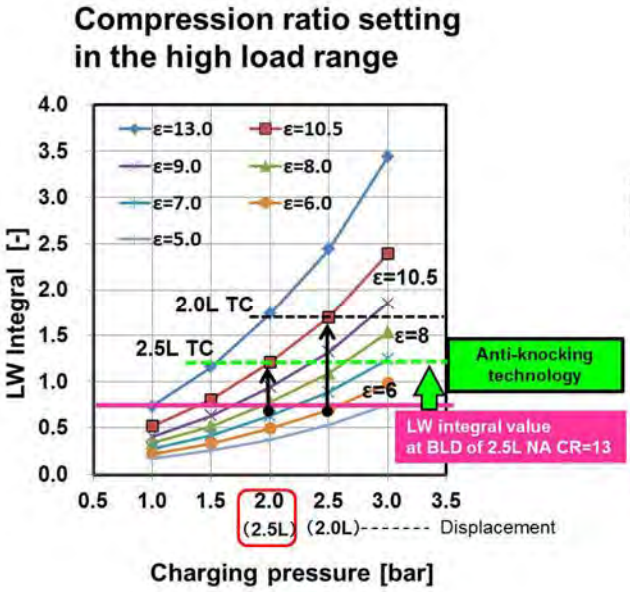


Figure 7: Boost pressure and knock resistance

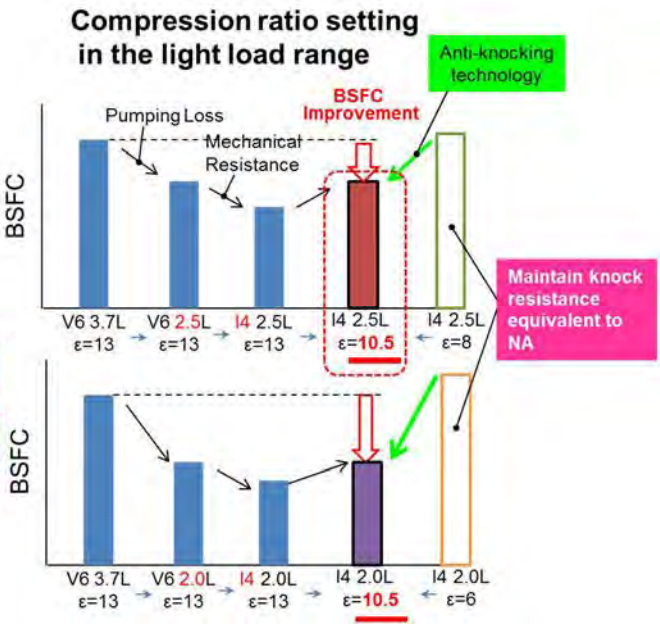


Figure 8: Improvement in fuel consumption by downsizing and reduced number of cylinders

4. Setting Functional Targets and Appropriate Displacement

In order to ensure knock resistance which is equivalent to that of the 3.7L V6 NA engine, and improve knock resistance at high loads, attention was focused on unburned gas temperature (T) and EGR ratio (X-EGR) in the Livengood-Wu integral, which are the control factors for ignition delay. Then it was determined to encourage scavenging that reduces in-cylinder temperature at the start of the compression process at low speeds and introduce exhaust gas recirculation (EGR) gas at mid and high speeds, and target values for these were calculated.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Utilizing a 1D simulation, the calculation was done with the amount of high-temperature residual gas adjusted by altering the exhaust back pressure, while the valve timing was fixed. The result shows that temperature at top dead center should be reduced by 75K through scavenging in case of the 2.5L engine with a compression ratio of 10.5 and boost pressure of 2.0 bar in order to ensure knock resistance which is equivalent to that of the 3.7L V6 NA engine with a compression ratio of 13.0, Figure 10. This is equivalent to a reduction of a burned gas ratio (BGR) from 7.0% to 2.5%. So it was considered that this could be achieved by encouraging strong scavenging. The same investigation was done on the 2.0L engine case with a boost pressure of 2.5 bar. In that case, temperature at top dead center should be reduced by 150K. This cannot be achieved by only scavenging, Figure 11, and even if the BGR was reduced to zero.

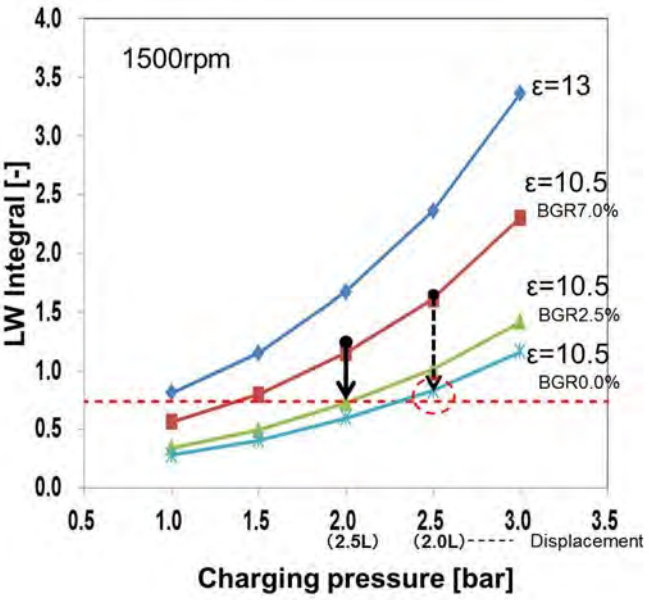


Figure 10: Relation between boost pressure and knock resistance (1500 rpm) (1500rpm)

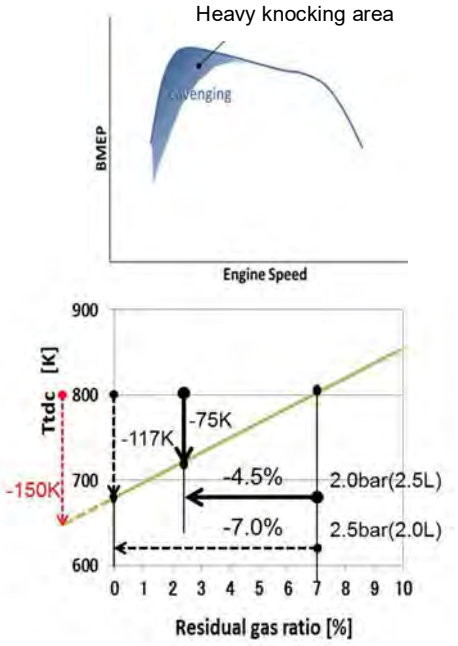


Figure 11: Relation between scavenging and knock resistance

In the same manner, a target value for an EGR ratio assuming “Cooled EGR” to improve knock resistance at mid and high speeds was calculated from the Livengood-Wu integral,

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

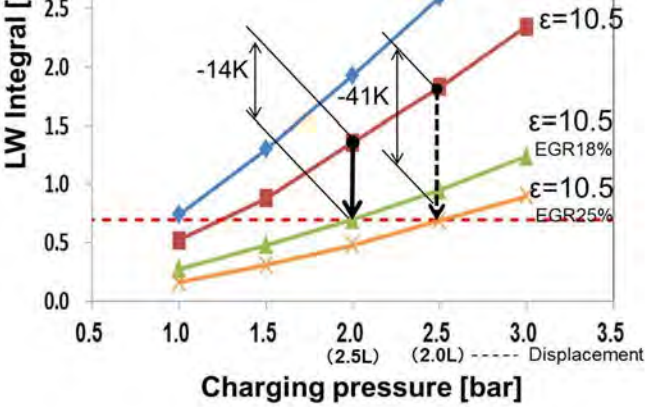


Figure 12: Relation between boost pressure and knock resistance at mid speeds calculated from the Livengood-Wu integral

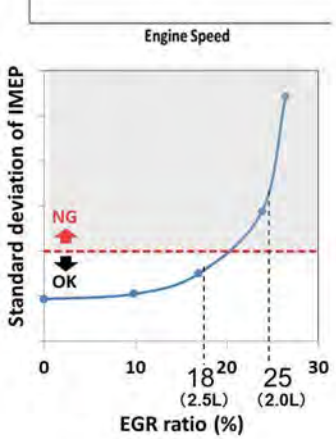


Figure 13: Knock improvement depending on EGR ratio

From these results, it was considered difficult to achieve an EGR ratio of 25%, as it exceeds the limit for stable combustion. Thus appropriate displacement was set to be 2.5L and compression ratio to be 10.5, and targets for the improvement of knock resistance were determined to reduce a BGR at low speeds and high loads from 7.0% to 2.5% and achieve an EGR ratio of 18% at mid and high speeds and high loads. These targets were defined as functional targets for realizing the I4 turbocharged engine concept.

5. Specific Measures to Improve Knock Resistance

Then, a method to encourage strong scavenging was investigated in order to reduce a BGR at low speeds and high loads from 7.0% to 2.5%. For strong scavenging, the gap between boost pressure and exhaust pressure needs to be big, and the duration of the gap needs to be long. To achieve this, in terms of the relation between the exhaust pressure pulsation and boost pressure shown in Figure 14, high pulsation ② is required rather than low pulsation ① seen on a general turbocharged engine so that high scavenging pressure and duration can be achieved.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

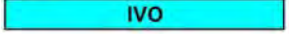


Figure 14: Exhaust pulsation of a turbocharged engine

Design features to fulfill these requirements and realize turbocharging and EGR systems that provide high EGR and good acceleration response at high speeds are listed below:

***1: Exhaust passage volume**

In general, energy to drive a turbine can be expressed in the following formula, and exhaust gas property and turbine performance are the dominant factors. With this formula, only “Pi” can be varied purposefully by the exhaust gas passage design. The smaller the exhaust passage volume, the quicker the pressure inside the exhaust passage rise with exhaust blowdown. This leads to drive the turbine efficiently with a high peak pressure. After the blowdown, the pressure inside the exhaust passage will be quickly decreased, and it will be further decreased in the later stage of the exhaust process.

Turbine drive energy

$$Q = Cp \cdot G \cdot Ti \cdot \eta t \cdot \left(1 - \left(\frac{Po}{Pi}\right)\right)^{(\kappa-1)/\kappa}$$

Q : Turbine drive energy Cp : Specific heat at constant pressure
G : Gas mass flow quantity Ti : Turbine inlet gas temperature
ηt : Turbine efficiency Pi : Turbine inlet gas pressure
Po : Turbine outlet gas pressure κ : Specific heat ratio

***2: Cross-sectional area of turbine scroll inlet and ejector function**

With a four-cylinder engine, four exhaust passages converge into one passage. Thus the total volume of the passages is quadruple of that of a single-cylinder engine. In order to prevent the blowdown pressure from diverging into other three cylinders, a pulse converter manifold that converts the pressure pulse into flow velocity was developed. Then, cross-sectional area of turbine scroll inlet was decreased to add ejector function, with which the pressure inside the exhaust passage connected to a cylinder being scavenging is reduced and scavenging of the cylinder is encouraged.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

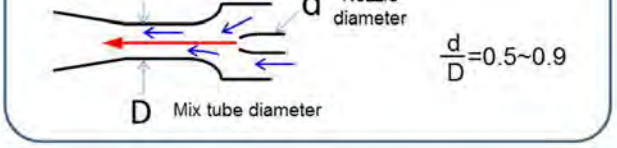


Figure 15: Mazda's exhaust manifold concept

***3: Bypass function to ejector**

Bypass function is added to prevent excessive resistance to high-volume exhaust gas flow due to reduced effective cross-sectional area with the ejector.

***4: High-pressure (HP) EGR outlet on bypass passage**

In case that a HP-cooled EGR system is added, an EGR cooler and EGR passage become dead volume, which lowers blowdown pressure at low speeds and high loads where boosting pressure requirement is high and reduces energy to drive a turbine [2]. To take measures on this, restraining influence of the ejector on pressure dispersion and a bypass passage are combined. At low speeds and high loads where scavenging of BGR is encouraged by closing the bypass passage and utilizing high blowdown pressure, HP-EGR is not needed. At mid and high speeds, however, where the bypass passage is opened, HP-EGR is needed. To secure each functions, high blowdown pressure and HP-EGR, EGR outlet was placed in a bypass passage.

***5: Ejector outlet for reduced area/radius (A/R) effect**

In order to minimize turbo lag, an A/R parameter which is equivalent to that of a smaller turbocharger needs to be realized. Gas in a turbocharger with smaller A/R flows at almost right angle to turbine blades (tangential flow). Thus, ejector outlet is set at the area where tangential flow is realized.

Figure 16 shows the structure that fulfills above requirements. Four exhaust passages merge into a collector, 4-3-1 system (design feature *1), to make their volumes even and minimum. Each passage has a narrow (primary) passage and a wide (secondary) passage. The primary passage and the secondary passage converge downstream through the ejector (design feature *2) and a control valve respectively and they are connected to the turbine (design feature *3). HP-cooled EGR outlet is placed at the dead volume generated

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

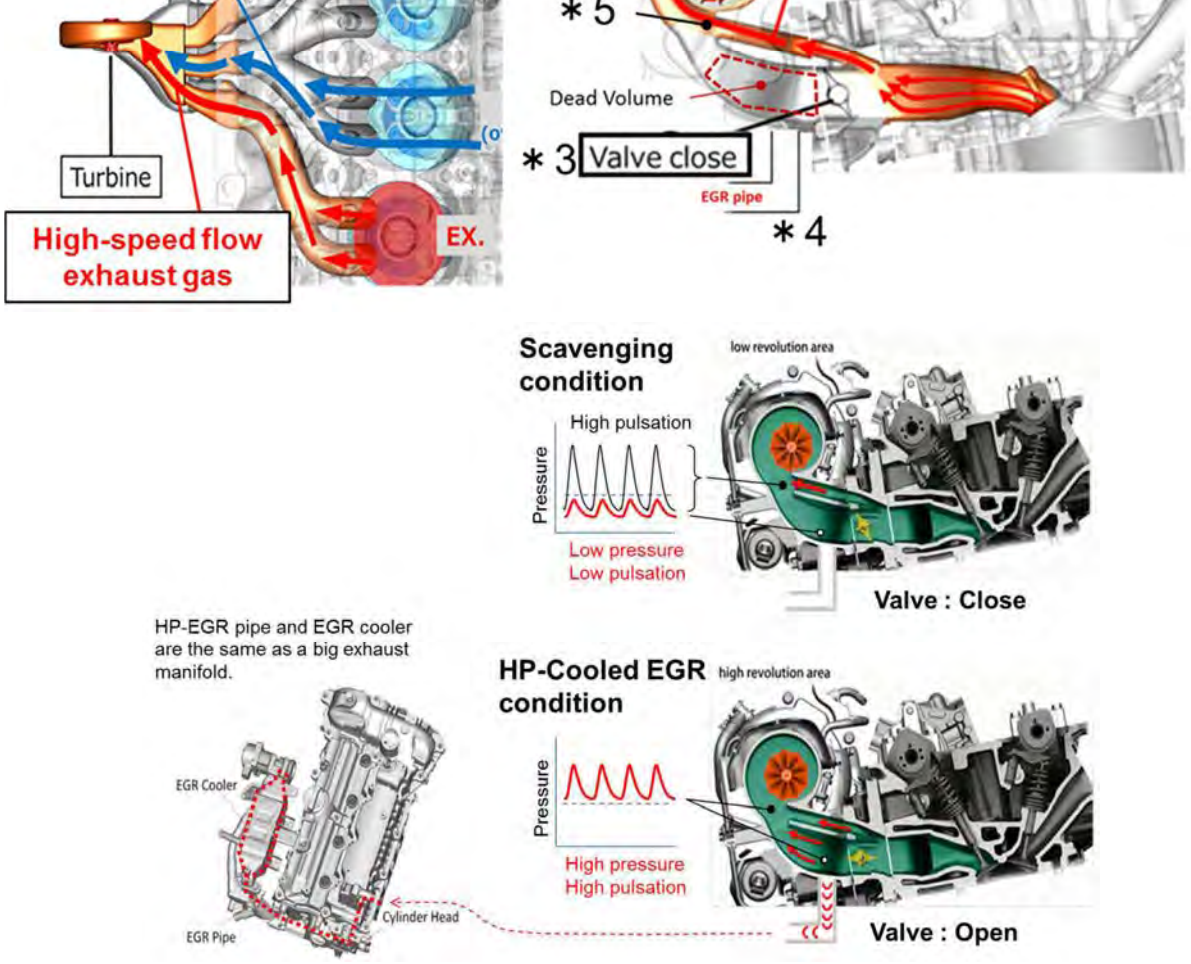


Figure 16: “Dynamic Pressure Turbo” structure

6. Achievement of Functional Targets

Figure 17 shows a comparison of the pressure pulsation in the exhaust passage and boosting pressure when the bypass valve was closed at 1500 rpm. The “Dynamic Pressure Turbo” achieved on-target high blowdown pressure and high boost pressure. In addition, lower exhaust pressure and strong scavenging (colored in gray) were achieved near the exhaust top dead center by the ejector effect.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 17: Effect of “Dynamic Pressure Turbo” on exhaust pressure pulsation and boost pressure

Figure 18 shows “engine speed vs. brake mean effective pressure (BMEP)”. At low speeds and high loads, the torque was increased by 15% and transient performance was improved thanks to the improvement of knock resistance by scavenging effect of the “Dynamic Pressure Turbo”, Figure 19. At high speeds and high loads, the torque was increased by 15% by the HP-cooled EGR. Furthermore, as the HP-cooled EGR outlet is placed downstream of the control valve in the secondary passage for better controllability, it became possible to introduce EGR gas in wider engine operation range such as at high speeds and high loads as well as the operation range where the exhaust pressure is higher than the boost pressure, Figure 20. At high loads, knock resistance was improved and pumping loss was reduced by the reduction of combustion temperature. At low and mid loads, fuel consumption was significantly reduced by a combination of the HP-cooled EGR and Miller cycle operation. As shown in Figure 21, the I4 turbocharging concept with the “Dynamic Pressure Turbo” delivers low fuel consumption over the entire range from low to high loads, which outperforms that of not only the 3.7L V6 engine, but also the 2.5L SKYACTIV-G engine.

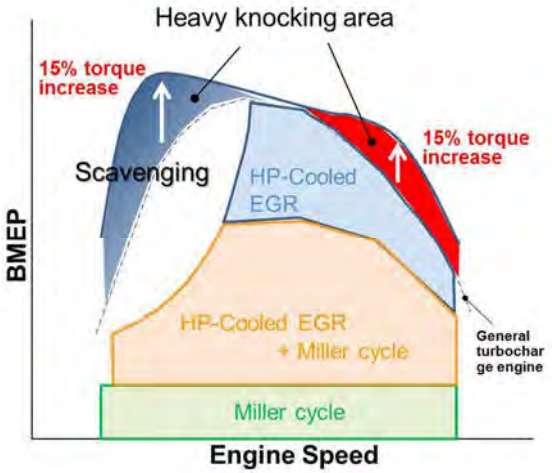


Figure 18: Controls of SKYACTIV-G 2.5T for knock resistance improvement

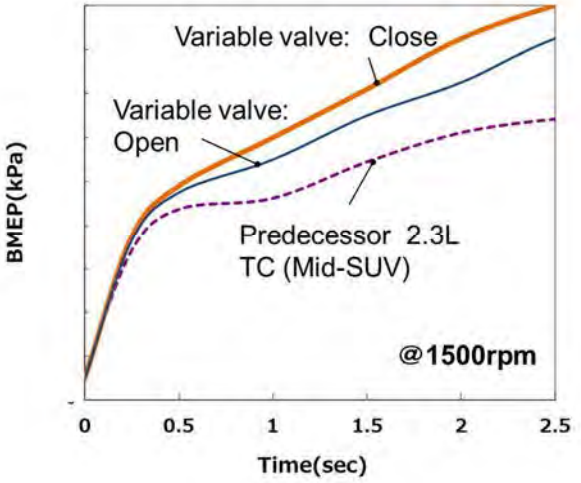


Figure 19: Improvement of boost pressure by scavenging

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

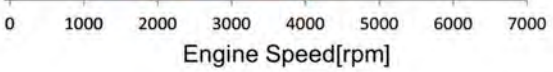


Figure 20: EGR introduction of SKYACTIV-G 2.5T

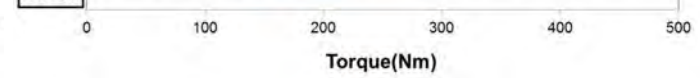


Figure 21: Reduction in fuel consumption of SKYACTIV-G 2.5T

7. Enhancement of Engine and Vehicle Performance

Figure 22 shows torque curve comparison of SKYACTIV-G 2.5T with Mazda's previous high-torque engines (2.3L I4 turbocharged engine and 3.7L V6 NA engine). In the real world, cars are driven in the low speed range most frequently, and the torque in this range plays a key role in determining driving feel. The result confirms that SKYACTIV-G 2.5T is capable of significantly higher torque in this speed range. Figure 23 is a comparison of acceleration response among three vehicles powered by different engines. Turbo lag, which is typical of a turbocharged engine, is drastically shorter with SKYACTIV-G 2.5T than with a downsized turbocharged engine by competitor. The graph also shows that SKYACTIV-G 2.5T has smooth acceleration response comparable to that of a large-displacement NA engine.

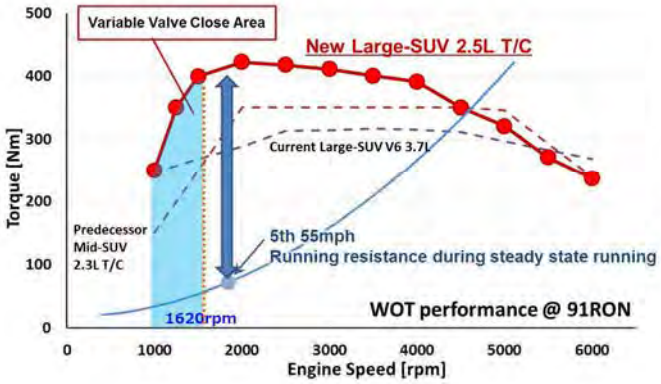


Figure 22: Torque curve of SKYACTIV-G 2.5T

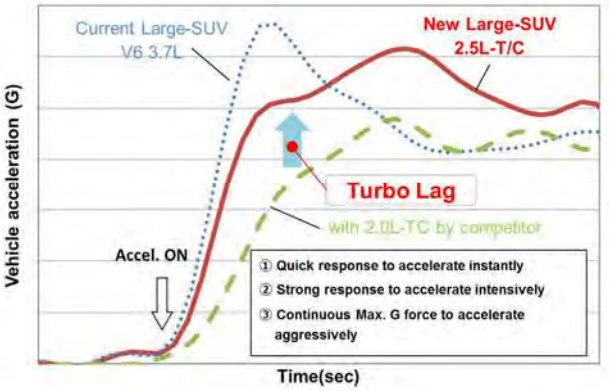


Figure 23: Acceleration characteristic of vehicle powered by SKYACTIV-G 2.5T

Figure 24 shows that the vehicle powered by SKYACTIV-G 2.5T offers better fuel economy at high speeds. As a turbocharged engine generally has high combustion temperature at high loads, its $\lambda = 1$ window is often limited. SKYACTIV-G 2.5T, however, uses cooled EGR through to the high load region in order to lower combustion gas temperature and thus to

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

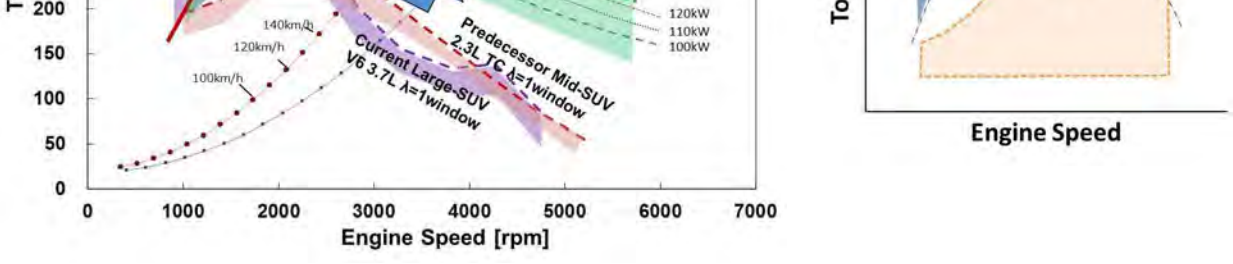


Figure 24: λ＝ 1 window of SKYACTIV-G 2.5T

8. Additional Advantage of Selecting I4 Turbocharged Engine Concept

As shown in Figure 25, an I4 turbocharged engine is a more rational choice than a V6 NA engine also from a total cost perspective. As the required number of parts such as piston, connecting rod and injector depends on the number of cylinders, an I4 engine needs two-thirds of those required for a V6 engine. The number of expensive parts attached to the cylinder head (e.g. S-VT, camshaft, fuel pipes) can also be reduced by half. In addition, an I4 turbocharged engine, which is lighter and more compact, has an advantage over a V6 NA engine in terms of weight and packaging (Figure 26 and Figure 27).

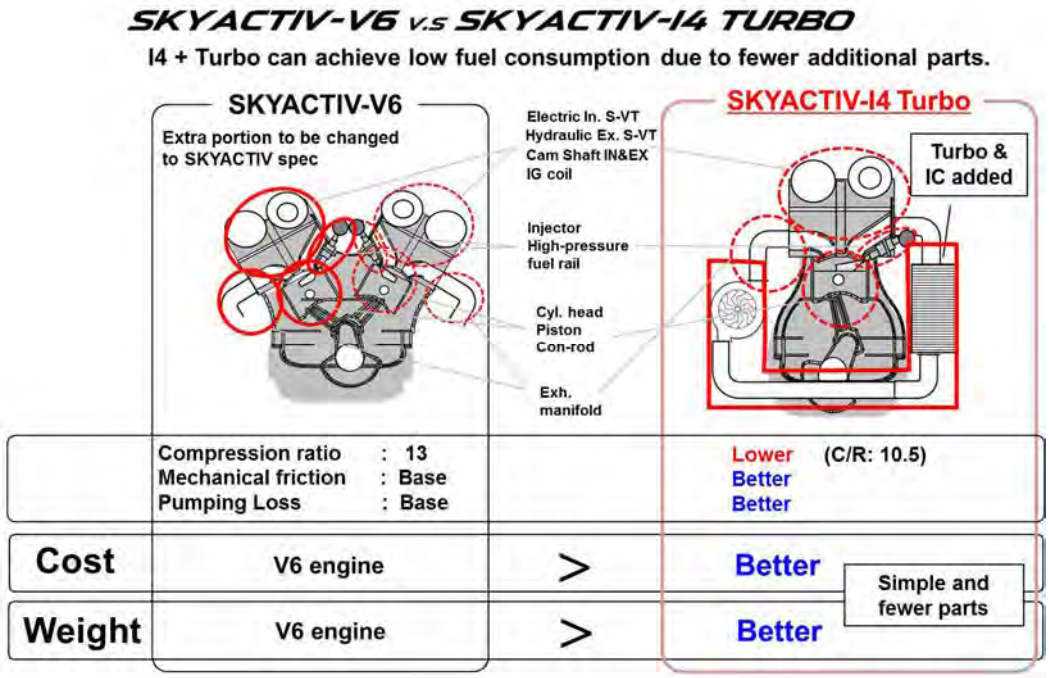


Figure 25: Comparison of cost and weight between V6 NA and I4 turbocharged

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

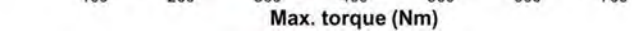


Figure 26: Maximum torque vs. unit weight

Figure 27: Size comparison between V6 NA and I4 turbocharged

9. Conclusion

Mazda's SKYACTIV-G 2.5T is a unique turbocharged engine in the sense that it was developed by advancing the concept of SKYACTIV-G naturally-aspirated engines. Its enhanced scavenging technology and cooled EGR system have also made SKYACTIV-G 2.5T a new type of downsized engine. High knock resistance and scavenging effect realized by the "Dynamic Pressure Turbo" and the high-pressure cooled EGR system have brought the following benefits:

1) Low fuel consumption at middle and high loads leading to excellent label and real-world fuel economy
2) The maximum torque of 420 Nm and the maximum output of 253 PS (186 kw)
3) Acceleration response comparable to that of a large-displacement naturally-aspirated engine
4) Light weight and compact size

References

[1] Mitsuo Hitomi
Our Direction for ICE (Internal Combustion Engine) – Consideration of Engine Displacement
36. Internationals Wiener Motorensymposium 2015

[2] Dr.-Ing. Claus Glahn, Dr.-Ing. Matthias Kluin, Dipl.-Ing. Achim Königstein, Dipl.-Ing. Lutz-Kilian Cloos
Cooled External EGR – System Optimization of the Cooling and Charging System on a 3-Cylinder Gasoline DI T/C Engine
24th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2015

[3] Mitsuyuki Murotani, Einosuke Suekuni, Tomoaki Fujiyama, Naoyuki Yamagata, Kouhei Iwai, Reiji Okita
Newly Developed CX-9 SKYACTIV-G 2.5L Turbocharged Engine
MAZDA Technical Review No. 33 (2016)

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

Honda developed a new series of gasoline DI (direct injection) turbo-charged engines within the framework of EARTH DREAMS TECHNOLOGY, which achieve both high power and environmental performance at an excellent level. Due to diverse vehicle demands, a turbo-charged engine series with 1.0l, 1.5l, 2.0l and 3.5l displacement were newly developed, and will be introduced globally including Europe.

The all new engines are equipped with a turbocharger, a DI system, a variable valve train system, and a high turbulence combustion concept, in order to achieve both power and efficiency at a top level.

The following key technologies have been applied to these engines:

a) Turbo-charger with intelligent electrically controlled waste gate valve.
b) Rapid combustion with strong tumble port, dish shape piston crown, and side mounted multi-hole DI injector.
c) Enhancement of low-end-torque by using scavenging-effect, part load efficiency and maximum power with a variable valve timing system.
d) LSPI (low speed pre-ignition) detection and protection control system as well as hardware configuration with high robustness against LSPI.

The 2.0l engine was installed to the CIVIC Type-R and already introduced to the European market. This vehicle recorded the fastest lap time at Nürburgring circuit as an FF (front-engine and front-drive) 5-door vehicle. The 1.5l engine was applied to a 7-seats MPV in the Japanese market as successor of the previous 2.0l NA engine. This dramatically enhances both, driving performance and fuel economy by its down-sizing and turbocharging effect.

Kurzfassung

Im Rahmen der EARTH DREAMS TECHNOLOGIES hat Honda eine Reihe neuer Turbo-GDI-Motoren entwickelt, die Hochleistung und Umweltfreundlichkeit miteinander kombinieren. Um den Anforderungen verschiedener Fahrzeugtypen Rechnung zu tragen, wurde eine Motorenfamilie mit 1.0l, 1.5l, 2.0l und 3.5l Hubraum entwickelt.

Durch die Kombination von Turboaufladung, Benzin-Direkteinspritzung, variablem Ventiltrieb und einem Verbrennungskonzept mit hohem Turbulenzgrad konnten sowohl höchste Leistung als auch niedrigster Kraftstoffverbrauch erreicht werden.

Folgende Technologien wurden für die Motoren eingesetzt:

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fahrleistung, als auch Kraftstoffverbrauch deutlich verbessert werden.

1 Introduction

The requirement of CO2 reduction to reduce climate change impact is growing and customer demands towards vehicles require a lot of diversification. Therefore it is crucial for gasoline engines to evolve permanently to respond to these challenges. Honda published EARTH DREAMS TECHNOLOGY concept in 2012, which power trains aim both driving fun and environmental performance at high level. Based on the concept, all NA (naturally aspirated) engines from 0.66l to 3.5l had been renewed already. Successively in 2013, VTEC TURBO concept was introduced, which enhances power and environmental performance furthermore, and the new GDI turbo engine development from 1.0l to 3.5l had been started. Fig.1 shows the line-up of EARTH DREAMS TECHNOLOGY.

Fig.1 New Power-train Line-up

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

equipped with DOHC, 2.4l and V6-3.5l class engines are equipped with DI as well. In this way, the new NA series configurations have been re-designed fundamentally, and the combustion concept for NA GDI engines was optimized as well.

Based on the new NA engines, VTEC TURBO engine series has been developed and started to deliver into the market in 2015, which enhanced torque performance significantly by applying turbocharging. Because of dramatic torque improvement, one class smaller turbo engine application than the respective NA engine can still keep vehicle dynamic performance or even improve it. For example replacement of 2.0l NA with 1.5l turbo engine realized excellent fuel consumption improvement, combined with better driving performance.

A roll-out of all VTEC TURBO engines is planned to diverse vehicles and regions including European market. They are addressed as global strategic power trains which should contribute CO2 reduction and competitiveness enhancement along the demand from each region. Fig.2 shows road map of new gasoline engine series.

Although VTEC TURBO engines are designed based on the new NA series, fundamental combustion concept was re-established as optimization for turbo-charged engine.

Fig.2 New Gasoline Engine Road-map

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig.3 shows engine torque covering range of the new engine series. Already the new NA engines enhanced their torque compared to previous series by adopting DI system etc., but turbo engine series have further significant torque improvement. This makes it possible to substitute from 1 rank larger NA model, so called downsizing. Addition of GDI turbo series make it possible to apply more optimum power train to the complete line-up according to customer demands, vehicle characteristics, required cost, etc.

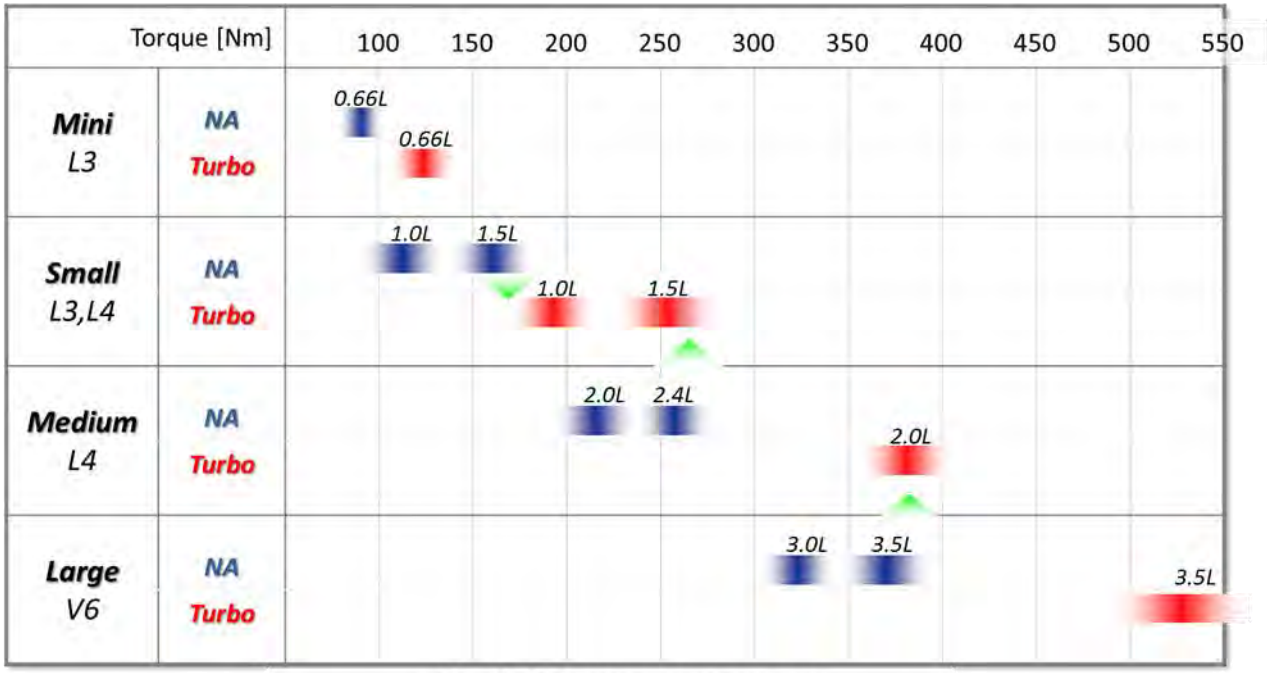


Fig.3 Torque cover range

3 Overview of New 1.5l and 2.0l GDI-turbo engine

The newly developed 1.5l and 2.0l GDI turbo engines are based on a common concept, but each engine is characterized according to the planned vehicle requirement. As Fig.4 shows, 7 seats MPV with 1.5l turbo engine emphasize daily usage and economy, so priority is low-end-torque (hereafter LET) for easy driving and good fuel economy. On the opposite side, CIVIC Type-R with 2.0l turbo engine is a high performance sports car, so the engine needs a very high power output while maintaining good environmental performance. Considering each required characteristics, turbocharger size, compression ratio, and other major specifications were selected carefully. Table.1 shows the specification of each engine. [1][2]

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig.4 1.5l, 2.0l GDI-turbo Engine Application

Table.1 1.5l, 2.0l Engine Specification

	1.5		2.0	
	Developed	Previous	Developed	Previous
Cylinder configuration	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder	In-line 4-cylinder
Bore x Stroke [mm]	73×89.4	81×96.9	86×85.9	86×86
Displacement [cm^3]	1496	1997	1996	1998
Aspiration	Turbo-charged	Naturally	Turbo-charged	Naturally
Turbo-charger supplier	Mitsubishi	no	Mitsubishi	no
Turbine/Compressor diameter [mm]	37/46	no	46/58	no
Compression ratio	10.6	10.6	9.8	11
Valve train	DOHC Dual-VTC	SOHC i-VTEC	DOHC VTEC Dual-VTC	DOHC VTEC Dual-VTC
Number of valves	4 per cylinder	4 per cylinder	4 per cylinder	4 per cylinder
Valve diameter [mm] Intake/exhaust	28/23	33/28	35/29	35/30
Engine oil	0W-20	0W-20	0W-20	5W-30
External EGR system	None	Hot	None	Hot
Fuel injection type	Direct injection	Port injection	Direct injection	Port injection
Fuel	RON91	RON91	RON95	RON95
Max. power [kW/rpm]	***110/5500***	110/6200	***228/6500***	148/7800
Max. torque [Nm/rpm]	***203/1600-5000***	193/4200	***400/2500-4000***	193/5600
Min. BSFC [g/kWh]	***220***	240	***230***	248
Max. Thermal efficiency[%]	***38.0***	34.8	***36.6***	34.0

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

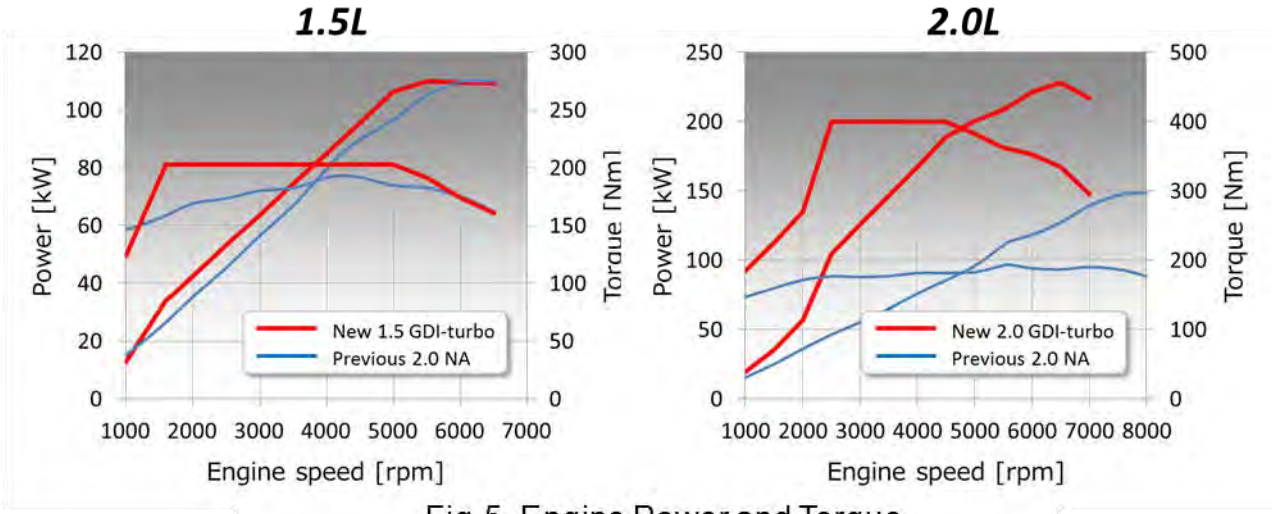


Fig.5 Engine Power and Torque

Regarding the 2.0l turbo engine, since former CIVIC Type-R had a 2.0l NA engine, the power and torque are enhanced incredibly in the entire engine speed range. Fig.6 shows engine efficiency contour map of both engines, compared with the previous 2.0 NA engine in the middle. Both, the 1.5 and 2.0 turbo engines are not only better for minimum BSFC but also wider area of good efficiency. An NA engine needs fuel enrichment under high load condition in order to get higher power. On the other hand, when knocking and pre-

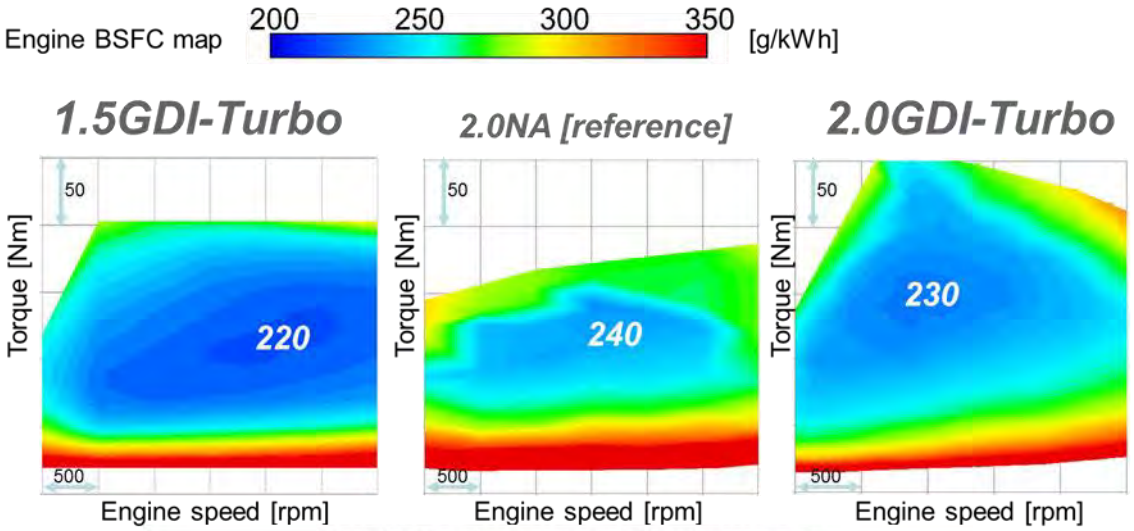


Fig.6 Environmental Performance

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

air-fuel mixture. It is constituted by a strong tumble intake port, a shallow dish shape piston

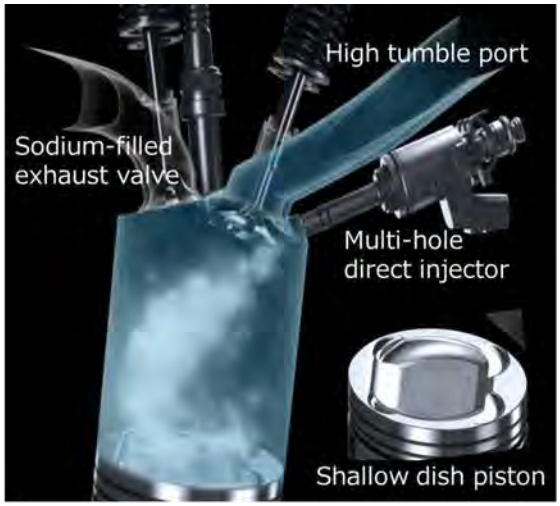


Fig.7 Combustion System

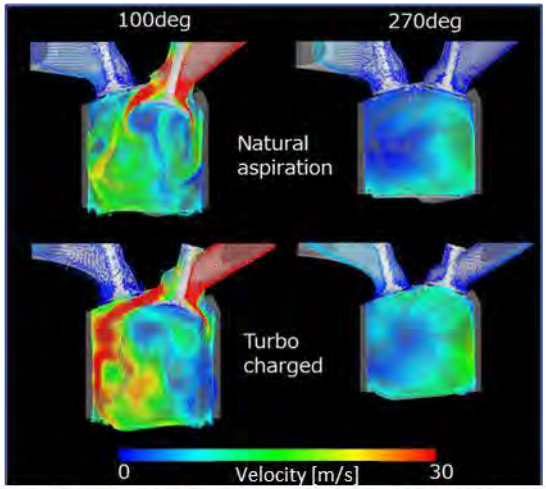


Fig.9 In-Cylinder Flow Pattern
※ 1500rpm motoring

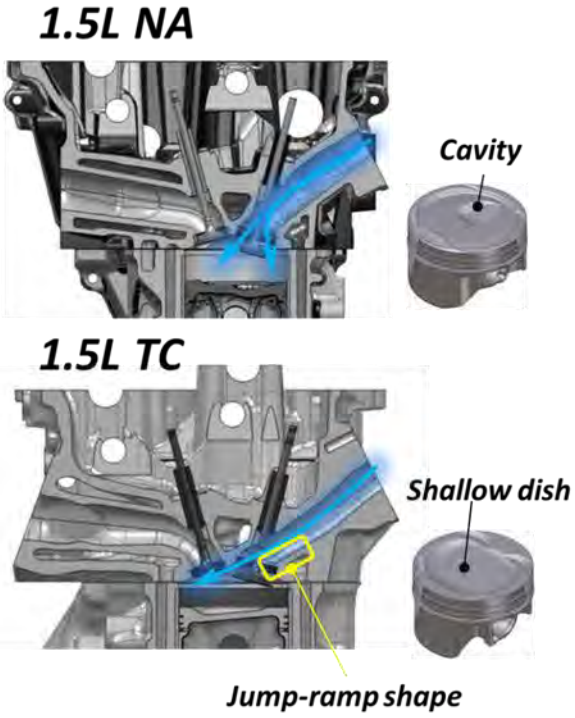


Fig.8 Port and Piston shape

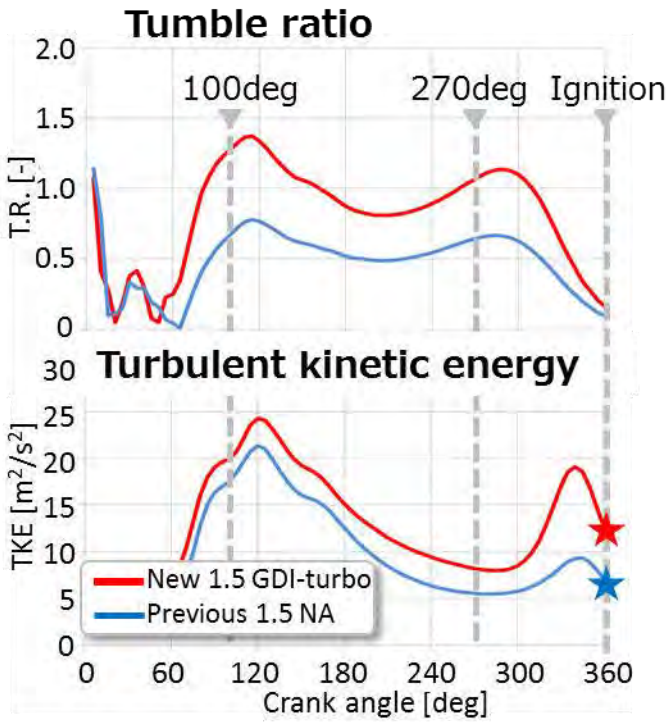


Fig.10 Tumble and TKE

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

toward the piston can be observed. This flow rotates along the piston crown and forms a tumble vortex. The tumble flow which is observed in the compression stroke (CA=270deg) is crushed in the pent roof and changed to turbulence energy until top dead centre, which accelerate flame propagation. TKE value around compression TDC is nearly double compared to the 1.5l NA engine.

The rapid combustion by strong in-cylinder flow allows the realisation of a higher compression ratio. The 1.5l turbo engine has a compression ratio of 10.6, same as the 2.0l NA engine. This high compression ratio requires retarded ignition timing in order to prevent knocking, but heat release rate is still high enough due to the rapid combustion. Fig.11 shows the heat release rate compared to the 2.0l NA engine at 1500rpm and full engine load. Even if ignition timing is retarded, finish timing of combustion is almost same as that of the 2.0l NA engine and a much higher maximum heat release rate can be obtained. Fig.12 shows P-V diagram at the same condition. The stroke volume of the 1.5l turbo engine is smaller by downsizing, but in-cylinder pressure is higher by supercharging than that of the NA engine. Combustion pressure starting point is later by retarded ignition, but the rapid combustion compensates for that, consequently its IMEP is greater than the IMEP of the 2.0l NA engine. Additionally, the intake stroke has a positive pressure compared to ambient because of the supercharging effect, so that intake pumping loss can be offset.

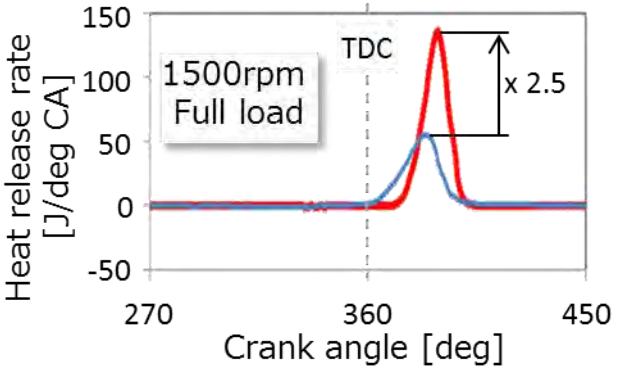


Fig.11 Heat Release Rate

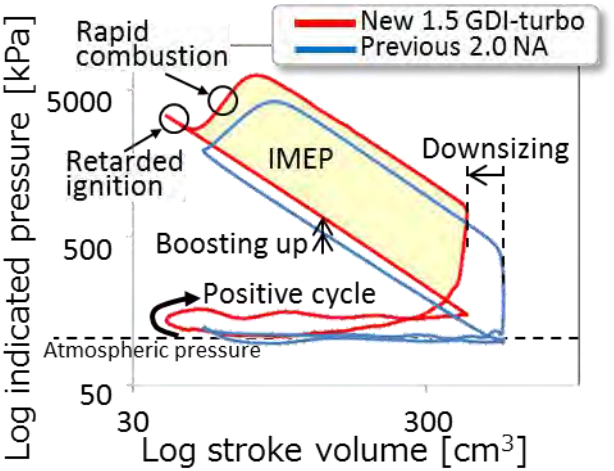


Fig.12 P-V diagram

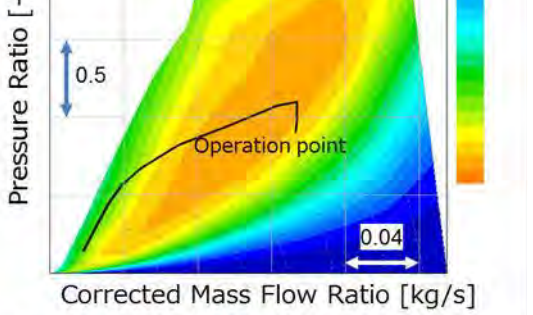
4-2 Turbocharger

For both turbochargers, single scroll turbine housings are applied and optimum sizes of turbine and compressor wheels are chosen based on targeted performance. The material

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Specifications

		1.5L	2.0L
Max. power [kW/rpm]		110/5500	228/6500
Max. torque [Nm/rpm]		203/1600-5000	400/2500-4000
Turbo-charger supplier		Mitsubishi	Mitsubishi
Turbine	Scroll	Mono	Mono
	Wheel Dia./Vane	Φ37 / 11	Φ46 / 11
	Permissible speed	245000 rpm	195000 rpm
	Housing material	A3K [austenitic cast steel]	A3K [austenitic cast steel]
Compressor	Wheel Dia./Vane	Φ46 / 6+6	Φ58 / 6+6
	Permissible speed	241000 rpm	191000 rpm
W/G	Actuator	Electric	Electric
	Valve Dia.	Φ28	Φ35



2.0L Compressor efficiency map

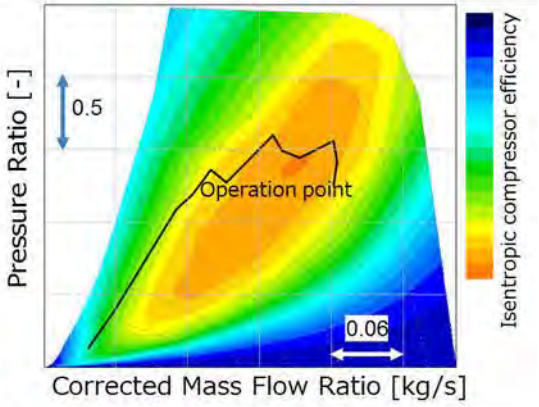


Fig.13 Turbo-charger specification

Fig.14 shows the control pattern of electrically controlled wastegate and the concept to improve fuel efficiency. The wastegate is fully open in the NA area where the intake pressure is lower than the ambient pressure, and in this case intake air mass is controlled by the throttle valve. In the boosting area, intake pressure is controlled by wastegate, and the throttle valve is settled between effective angle to fully open depending on torque demand. This control logic realizes good stability of controlled parameters, exhaust pumping loss reduction in the NA area, intake pumping loss reduction in the boosting area, and also improvement of supercharger response.

Moreover, a mechanically and pneumatically controlled wastegate cannot be opened while intake pressure is lower than settled valve seating pressure. This worsens fuel efficiency because the wastegate valve closes around ambient pressure and then the turbocharger works uselessly. The electrically controlled wastegate can avoid this useless charging pressure increase.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig.14 Electric Waste gate operation and effect

Fig.15 shows BSFC improvement effect by changing from the pneumatically controlled wastegate to the electrically controlled one. 3.0% improvement can be obtained as maximum and approximate 0.5% improvement in NEDC condition. Fig.16 shows integrated control concept of the wastegate valve and the throttle valve. During acceleration, the throttle valve begins to open at first and the wastegate starts to close in order to ensure turbo response. The throttle valve is kept at effective angle to control intake pressure until it reaches around ambient pressure. After that, it is controlled until fully open depending on the driver's demanded torque. Simultaneously intake pressure is appropriately controlled by wastegate when intake pressure is above ambient pressure.

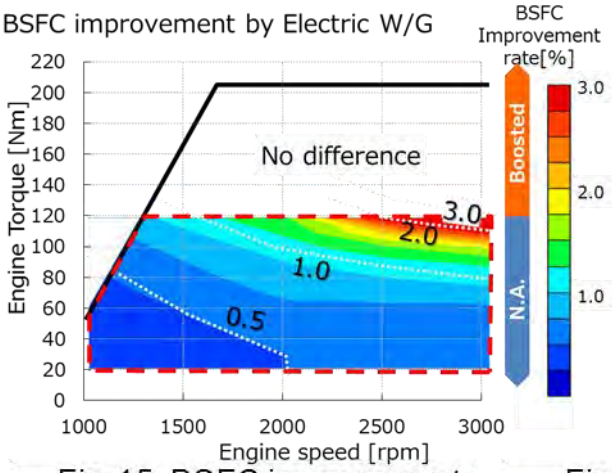


Fig.15 BSFC improvement

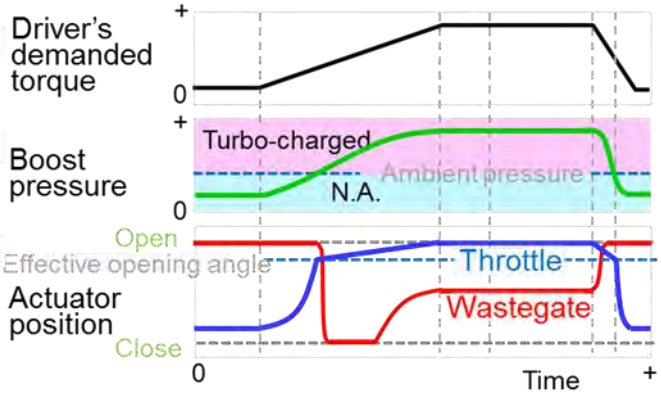


Fig.16 Wastegate &Throttle integrated control

Fig.17 shows the block diagram of model based air-management control which is implemented in the ECU. In this logic, required air mass is calculated based on driver's torque demand and opening angles of both throttle valve and wastegate angles are determined to realize the required air mass flow. A boosting controller is composed of a feedforward function and a feedback function. The feedforward function uses physical models which describe compressor and turbine behaviour by using pressure ratio and gas flow rate and it determines a feedforward turbine gas flow. The model-based air-management control calculates optimum opening angle of wastegate valve according to the engine running condition. Then boosting pressure in transient condition can be controlled precisely and with rapid response.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

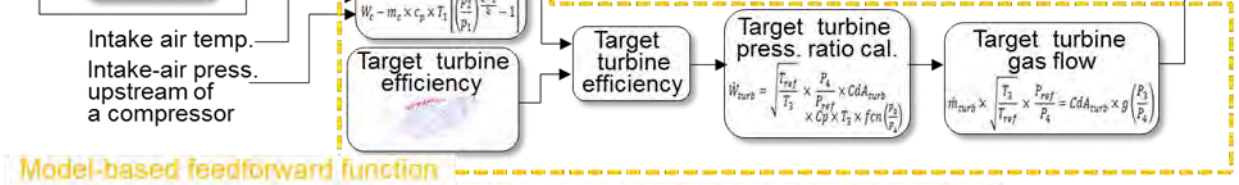


Fig.17 Model based Wastegate control

4-3 Valve timing control

For the 2.0l turbo engine, variable cam phase control for both intake and exhaust valves (hereafter Dual-VTC) and also variable valve lift control of exhaust valve (hereafter Ex-VTEC) are applied. Fig.18 shows 3 zones of typical operating conditions, and control concept of each zone is explained here.

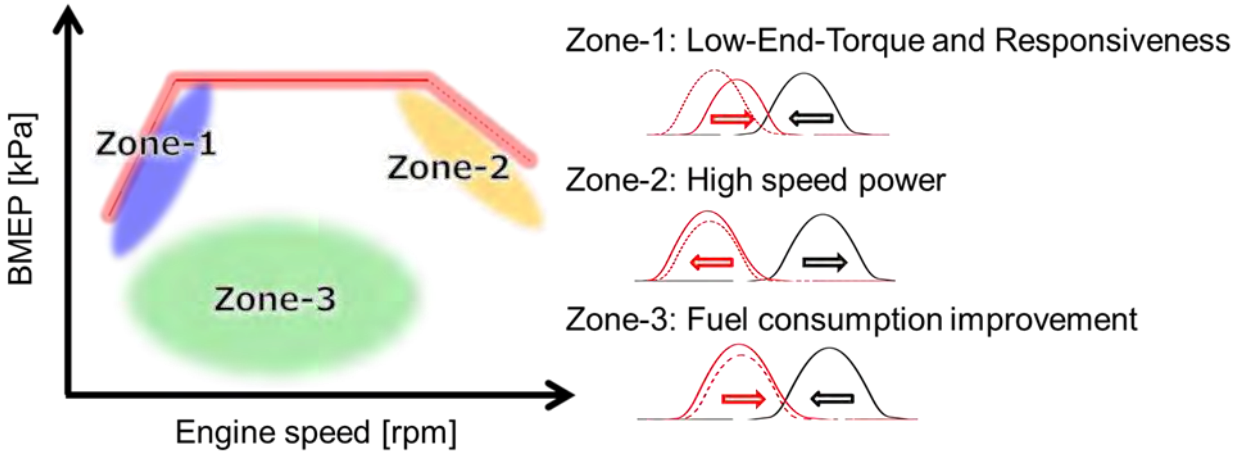


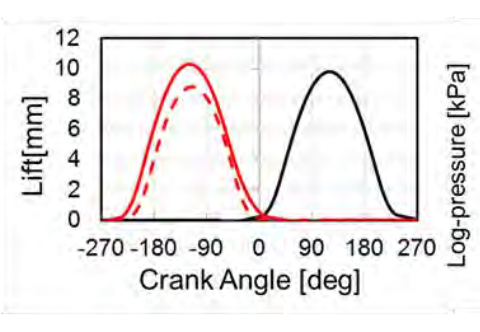
Fig.18 Valve timing control concept

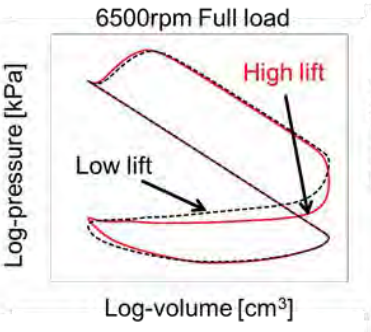
1) Zone-1 : for LET and responsiveness

In this zone, Ex-VTEC choses low lift and narrow angle mode, and Dual-VTC acts to increase valve overlap for scavenging (Fig.19). By obtaining enough scavenging effect, good LET and high response can be realized. Fig.20 shows intake and exhaust pressure pulsation calculated by simulation. By optimum valve timing control, exhaust valve can be closed at the changeover point from positive to negative scavenging. This helps to get best scavenging effect by avoiding reverse flow from exhaust to intake. Additionally as Fig.21 shows, exhaust gas flow rate can be increased by scavenging, so that turbine speed can be maintained faster and the acceleration response can be improved.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

reduce exhaust gas flow resistance at blow down timing. As P-V diagram of different valve lift at 6500rpm shows on Fig.23, exhaust pumping loss can be reduced and maximum power is improved by 6kW by this effect, as Fig.24 shows.





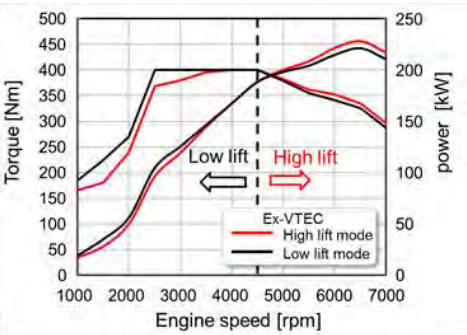
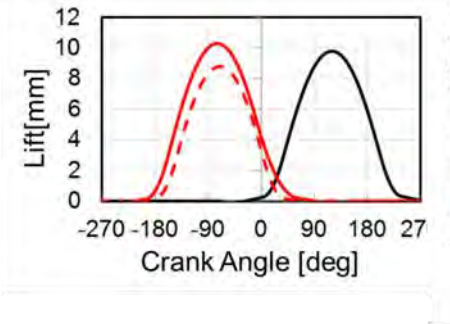
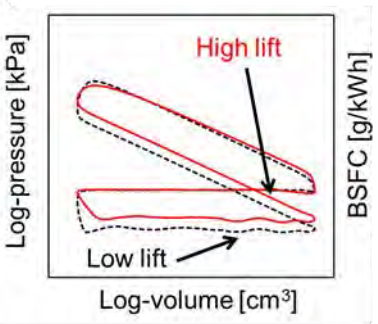


Fig.22 Valve timing @ Zone-2 Fig.23 P-V Diagram Fig.24 Power improvement

3) Zone-3 : for Low/ Medium load efficiency

In this zone, the main objective is fuel efficiency, so Ex-VTEC operates with a wide and high valve lift (Fig.25) and Dual-VTC makes a large overlap during the intake stroke phase. In this case, Ex-VTEC realizes to retard valve closing timing without retarding valve opening timing by its wide valve opening period. This means internal EGR increase is possible by large overlap, but exhaust pumping loss increase can be avoided by keeping valve opening timing. Huge internal EGR charging is realized by stable combustion with strong tumble flow and rapid combustion. Consequently, intake pumping loss is reduced (Fig.26) and fuel efficiency was improved by that. Fig.27 shows BSFC comparison at 2000rpm with different Ex-VTEC mode. The high lift mode achieves 2% better fuel efficiency as a maximum. Furthermore, valve overlap in intake stroke duration can reduce combustion gas blow-back to intake port, so it helps to prevent soot accumulation on the intake port or throttle valve.





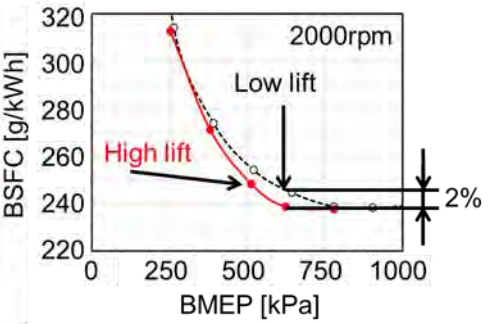


Fig.25 Valve timing @ Zone-3 Fig.26 P-V Diagram Fig.27 BSFC improvement

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

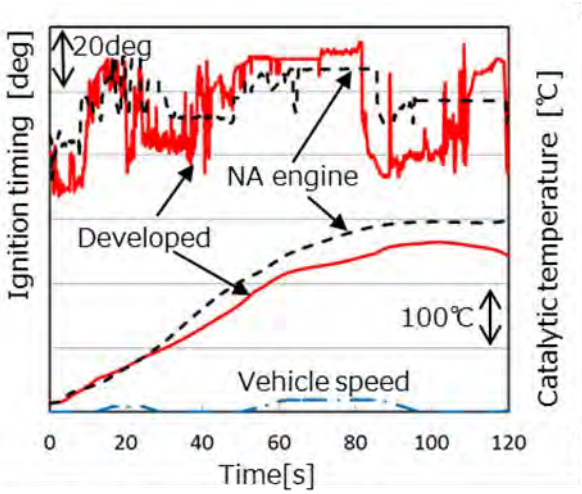


Fig.28 Catalyst light-off comparison

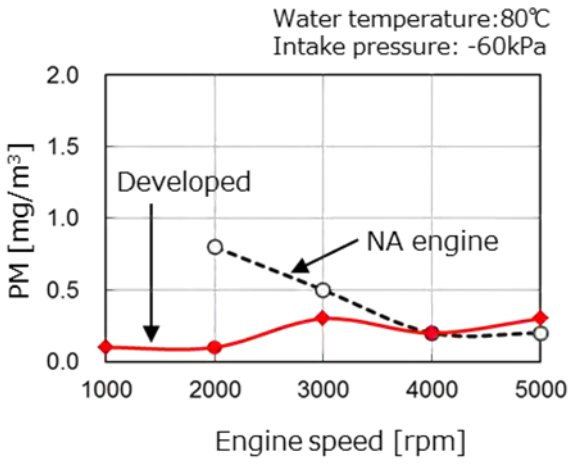


Fig.29 PM emission comparison

4-5 LSPI (Low Speed Pre-Ignition) and Countermeasure

Low Speed Pre-Ignition (hereafter LSPI) is a typical irregular combustion issue of a downsized turbocharged engine, and many researches about occurrence condition, influence of additive in engine oil, and so on are being investigated recently [3][4][5]. The 1.5l and the 2.0l turbo engines are also equipped with specific hardware and control logic to avoid LSPI. These technologies are explained below.

Fig.30 shows typical pressure wave shape measured on the 1.5l turbo engine, when LSPI happens. Under normal ignition timing condition, peak pressure is about 7MPa. But when LSPI happens, peak pressure of high frequency pressure pulse reaches almost 30MPa. Even if smoothed wave shape is obtained by moving averaging treatment, its maximum pressure is observed as about 18MPa. In this experiment, ignition timing is advanced intentionally in order to induce LSPI.

High frequency pressure pulsation is the compression wave traveling in the combustion chamber caused by abnormal combustion like knocking. However, connecting-rod stress measurement raw data in Fig.31 shows that connecting-rod compressive load is nearly equal to smoothed pressure, because high frequency pulse is damped by the time constant of piston and other components. But piston top ring design must consider the high frequency peak pressure, because combustion pressure is directly applied on it. For example, in case of the development of the 2.0l turbo engine, frequency distribution of

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

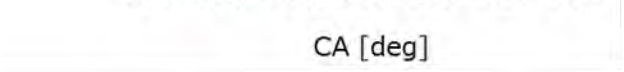


Fig.30 Typical pressure wave shape of LSPI

Fig.31 Connecting rod force by LSPI

LSPI pressure pulse was investigated and designed as below. Maximum permissible pressure for piston top ring should be set to 70MPa and that for connecting rod to 21.7MPa. In order to comply with aforementioned pressure requirements, piston second land height needs 6mm, and connecting rod beam buckling stiffness should secure against 123kN compressive force.

Thanks to a new forging process applied to the connecting-rod (Fig.32), it could deal with such a huge load without increased weight. In general, reinforce processes hardens the whole part by applying harder material or quenching treatment, but the new process used for the VTEC TURBO engines is a partial reinforce method using a two-step forging process. The first forging is normal hot forging, with slightly bigger cross section of beam area than the final design. The second forging process is cold forging applied only to the beam area, with very precise die stroke control. Finally, only weakest beam area is reinforced as 30% stiffer for buckling force, but big-end and small-end hardness maintains as normal material so machining process is not more difficult than normal forging parts. Consequently, coexisting of high strength, 15% lighter weight, and easy machinability was realized.

Engine oil mist in the combustion chamber is considered as an origin of LSPI. Moreover, it is known that Ca concentration, which is added to oil as detergent additive, increases the

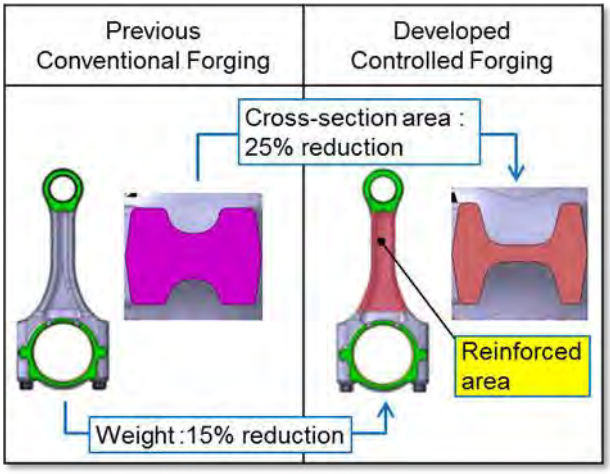


Fig.32 Connecting rod new forging process

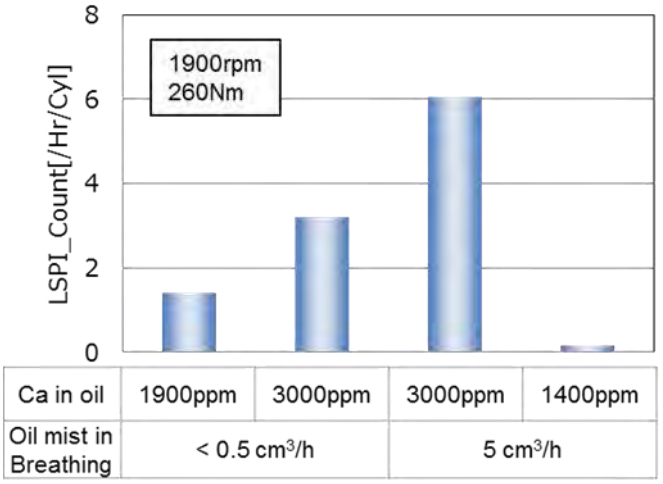


Fig.33 LSPI influence of Ca in oil

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

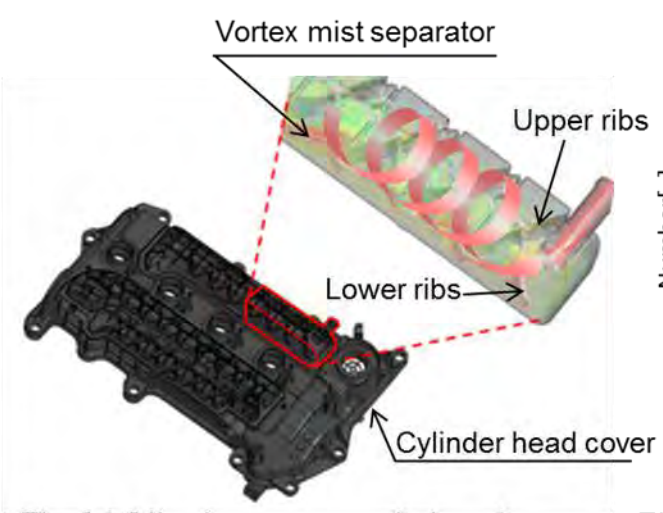


Fig.34 Oil mist separator in head cover

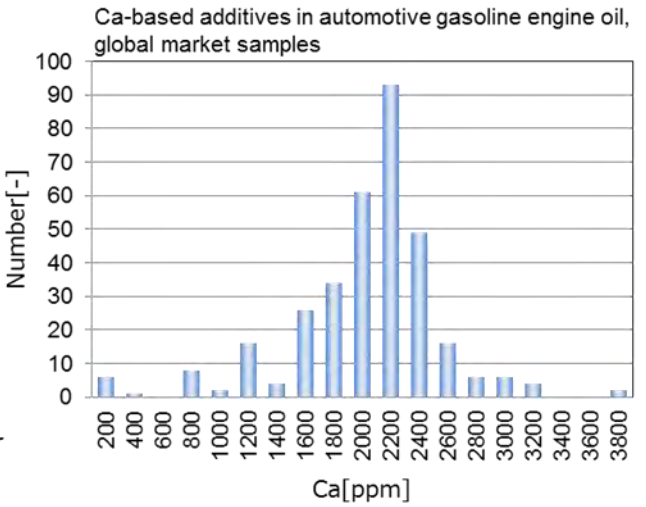


Fig.35 Ca concentration in market engine oil

Even with such countermeasure application, unexpected LSPI occurrence cannot be prevented completely. Therefore LSPI detection and protection control is needed in order to avoid engine destruction by continuous LSPI occurrence. Fig.36 shows the concept of LSPI detection and engine protection control logic, which was applied to both GDI turbo engines. The detection system utilizes the signal from conventional piezoelectric knock sensors. As already mentioned, pressure pulse strength of LSPI event is significantly higher than normal knocking. Then knock sensor signal intensity is also much stronger, so general knocking and LSPI can be detected separately by using two different thresholds. LSPI peak pressure appears at more advanced phase than knocking, so settling different timing of detection window could be also effective to distinguish LSPI and knocking.

An LSPI phenomenon is self-ignition which happens before intentional igniting, so ignition retarding control has no effect to suppress LSPI. Consequently, the effective ways to suppress LPSI are generally known as the following; 1) Fuel enrichment to cool mixture temperature down, 2) Torque (air charging) reduction by VTC control, 3) Torque (air charging) reduction by throttle valve closing. Here enrichment control is implemented because of its fastest response. Fig.37 shows the trend of LSPI probability depending on fuel enrichment. Even if Ca concentration in oil is 3000ppm, LSPI probability can be suppressed to almost zero by enriching air fuel ratio to around 12. This protection operation of enrichment works only when the detection system recognizes LSPI occurrence in order to avoid wasting fuel. Reliability can be completely ensured by

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

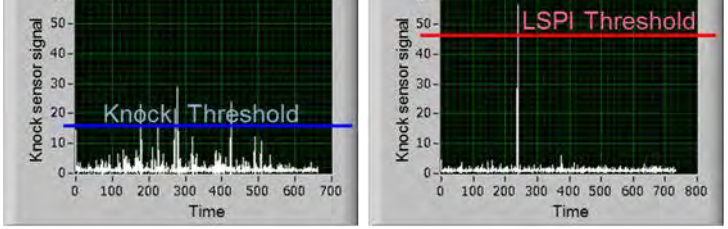


Fig.36 LSPI Detection and protection control

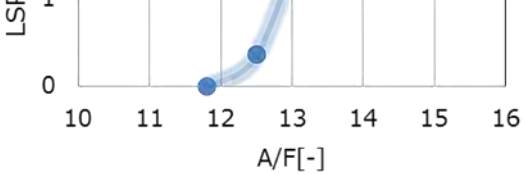


Fig.37 LSPI prevention by fuel enrichment

5 Vehicle performances with new GDI turbo engines

The 7-seats MPV, STEP WGN, is equipped with the 1.5l turbo engine in order to achieve both better driving performance and better fuel economy than previous model with the 2.0l NA engine. CIVIC Type-R equipped with the 2.0l turbo engine was developed as the fastest hot hatch of front-drive among competitors, but can also provide top of the class fuel consumption. Fig.38 shows both vehicle acceleration performance and fuel consumption. Both vehicles achieve good dynamic performance and good fuel efficiency. Especially CIVIC Type-R which is already on sale in Europe recorded the fastest lap-time of 7'50"63 as FF (Front-engine Front-drive) hot hatch at Nürburgring circuit "Nordschleife". Additionally it could achieve good environmental performance with exhaust emissions according to EURO-6 and a CO2 emission in NEDC of 170 g/km.

These GDI turbo engines have the potential to adapt their power and torque performance by modifying charging pressure depending on the vehicle characteristics, customer

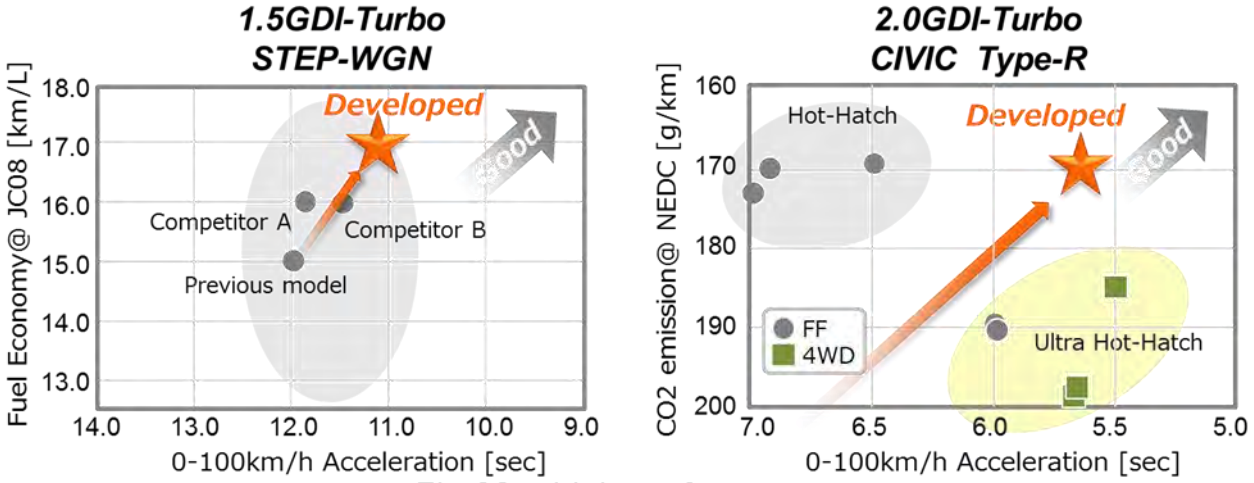


Fig.38 vehicle performance

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mounted DI injector.

b) On-demand boosting pressure control with the electrically controlled wastegate actuator.

c) Variable valve timing control expanding engine operation area of high efficiency and high power; especially great LET and response improvement by scavenging mode.

d) Optimum design and protection control for LSPI phenomena.

By applying these technologies, the new turbo engines achieved significantly higher torque and fuel efficiency performance than the previous NA models. Particularly maximum thermal efficiency reached to 38.0% by the 1.5l turbo engine, which number is top class value of non-hybrid engine, and 36.6% by the 2.0l turbo engine which is also excellent value in spite of its impressive powerful and sporty performance.

The VTEC TURBO engines are going to be expanded into many types of vehicle as a global strategic power-train.

References

[1] M. Jono, T. Shinohara, M. Taguchi, S. Narihiro, Development of a New 2.0L I4 Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine, Proceedings of JSAE Annual Congress 2015 (Autumn), JSAE Paper No.20156002(2015)

[2] Y. Wada, K. Nakano, K. Mochizuki, Development of a New 1.5L I4 Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine, Proceedings of JSAE Annual Congress 2015 (Autumn), JSAE Paper No.20156003(2015)

[3] Christoph Dahnz, Kyung-Man Han, Ulrich Spicher, Max Magar, Robert Schießl, Ulrich Maas, Investigations on Pre-Ignition in Highly Supercharged SI Engines, SAE Technical paper 2010-01-0355, 2010

[4] Akram Zahdeh, Peter Rothenberger, Wai Nguyen and Muniappan Anbarasu, Simon Schmuck-Soldan and Jörg Schaefer, Thomas Goebel, Fundamental Approach to Investigate Pre-Ignition in Boosted SI Engines, SAE Technical paper,2011-01-0340,2011

[5] Kazuo Takeuchi, Kosuke Fujimoto, Satoshi Hirano,Minoru Yamashita, Investigation of Engine Oil Effect on Abnormal Combustion in Turbocharged Direct Injection - Spark Ignition Engines, SAE Technical paper, 2012-01-1615, 2012

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

as DNA of Infiniti V6 engine. To achieve these features direct injection, small turbine and compressor with speed sensor, high response electric motor intake VTC and short circuit CAC system were applied. Despite having a small turbocharger to ensure good response, outstanding power was achieved thanks to the turbine speed sensor which allowed use of over 90% revolution limit at static condition making full use of turbo performance.
Fuel economy was improved by 7% over the predecessor engine. To ensure that this engine would be preconditioned for compliance with future exhaust gas emission regulations, technologies such as; cylinder bore spray coating with mirror finish, integrated exhaust manifold, multi flow controlled thermal management, variable displacement oil pump and electric controlled waste gate were applied.
This paper describes details of this new engine with highlights of the applied technologies and development procedures which have contributed to the highly balanced performances of the engine.

Kurzfassung

Der neue Infiniti 3.0L Biturbo-Benzinmotor VR30DDTT ist der Nachfolger des VQ37VHR Benzinmotors. Dieser Benzinmotor ist ein direkter Nachfahre der VQ-Benzinmotorserie, welche eine mehrfach und weltweit prämierte Motorenserie war. Er bietet überlegene Fahrleistungen kombiniert mit einer guten Umweltverträglichkeit. Ein agiles Ansprechverhalten und überlegene Laufruhe waren wichtige Eigenschaften, welche von der früheren Generation der Infiniti 6-Zylinder Benzinmotoren als DNA übernommen werden sollten. Um diese Eigenschaften zu erreichen werden Direkteinspritzung, eine kleine Turbine und Verdichter mit Drehzahlsensor, eine Einlass-VTC mit einem Elektromotor mit hoher Reaktionsgeschwindigkeit und ein CAC System mit einem kurzem Kreislauf eingesetzt. Trotz eines kleinen Turboladers, der für ein gutes Ansprechverhalten sorgt, wird dank eines Turbinendrehzahlsensors, der es erlaubt 90% der Drehzahlgrenze bei statischen Bedingungen zu nutzen, unter voller Ausnutzung der Turbo-Leistungsfähigkeit, eine hervorragende Leistung erreicht.
Der Kraftstoffverbrauch wurde um 7% gegenüber dem Vorgängermotor verbessert. Um sicherzustellen, dass dieser Motor für die die Einhaltung von zukünftigen Abgasvorschriften vorbereitet ist, wurden Technologien wie Zylinderbohrung mit nachbehandelter Spritzbeschichtung, integrierte Abgaskrümmer, multi flow gesteuertes Wärmemanagement, variabel gesteuerte Ölpumpe und elektrisch gesteuertes Wastegate verwendet.
Dieses Papier beschreibt die Details dieses neuen Motors, sowie die Höhepunkte der angewandten Technologien und der Entwicklungsverfahren, die zu den in hohem Grade ausgeglichenen Leistungen des Motors beigetragen haben.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 1 Ward's 10 Best Engines award winners 1995 - 2008

Figure 2 History of Infiniti's V6 engines

VR30DDTT is new generation of the high performance Infiniti's V6 engine series. This engine is the successor to the VQ37VHR engine and will launch first in the 16MY Infiniti Q50 followed by the 17MY Q60. Development concept is "outstanding power and sharp response combined with environmental performance". This engine as successor to the VQ engine series has to be keep VQ engine DNA of "light and smooth like a feather" and "Sharp throttle response". This engine offers outstanding driving performance as Infiniti's

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 3 Infiniti Q50 and Q60

2. Engine Specifications and Major Systems

Figure 4 shows the outline of the VR30DDTT engine. VR30DDTT has two power versions; a high output type generating 400hp and 475Nm torque and a standard type generating 300hp and 400Nm torque. Both types share almost the same technologies, except for the turbine speed sensor.

Figure 4 Outline picture of the VR30DDTT engine

Basic dimension is carried over from VQ37VHR engine. The bore and stroke is 86mm and 86mm, displacement is 3.0 liter. The key technical specifications of the VR30DDTT engine and the VQ37VHR engine are listed in table 1.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

	with Speed sensor	w/o Speed sensor	
Inter cooler (CAC)	Water Cooled Twin W/pump	Water Cooled Single W/pump	N / A
Fuel Supply System	DIG		PFI
Max. power [HP / rpm]	400 / 6400	300 / 6400	328 / 7000
Max. torque [Nm / rpm]	475 / 1600 - 5200	400 / 1600 - 5200	363 / 5200

Table 1 Comparison of the VR30DDTT High Output, Standard and VQ37VHR

To generate outstanding performance, this engine adopts many advanced technologies. Figure 5 shows engine systems. The major systems are described in this paper.

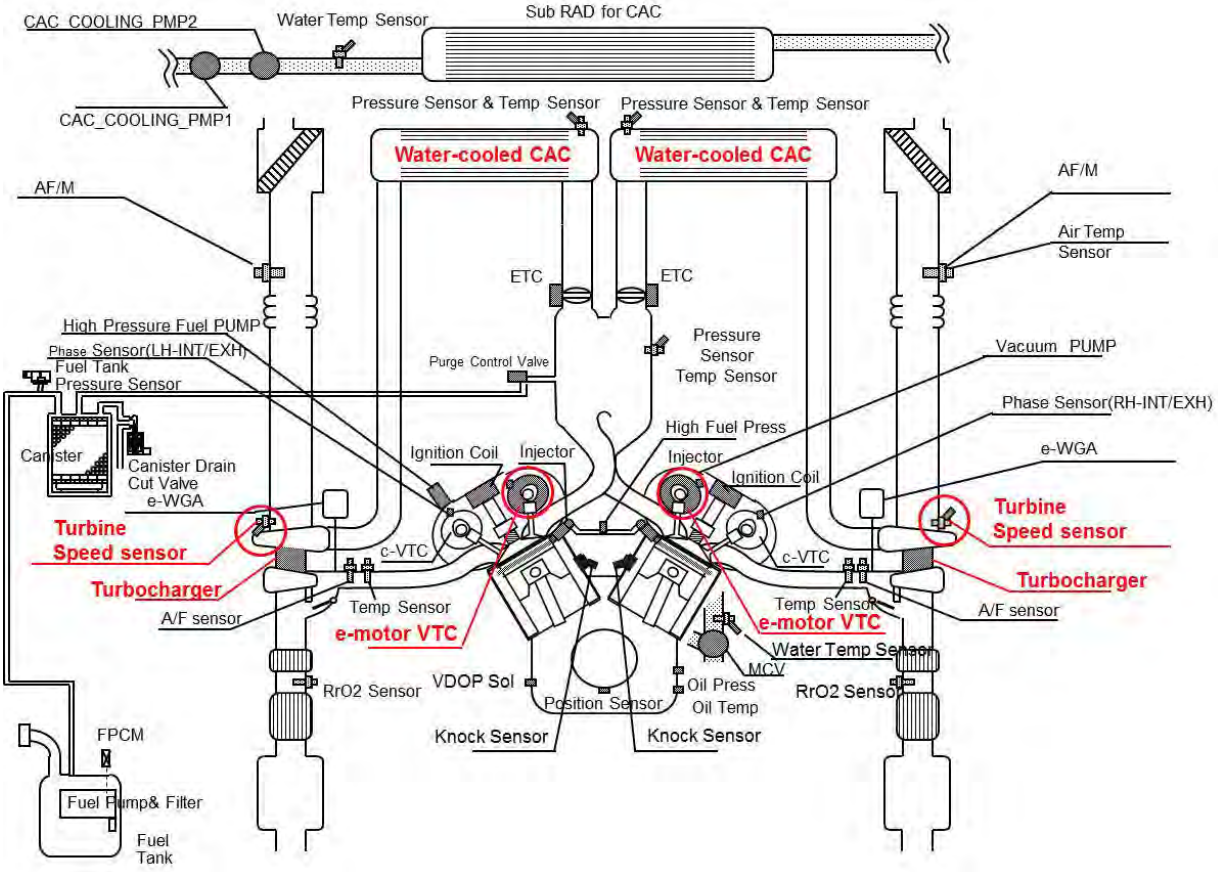


Figure 5 Engine system drawing

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The 2015 model year Infiniti Q50 was fitted with the VQ37VHR engine, a large-displacement naturally aspirated engine that incorporated Nissan's Variable Valve Event and Lift (VVEL) system. This engine substantially reduces the pressure response lag in the intake manifold when the driver depresses the accelerator pedal to provide acceleration with a feeling of an immediate, direct response. However, the subsequent sensation of a sustained increase in acceleration (G) was still an issue. Therefore, the target set for the new VR30DDTT engine was to achieve a much more pleasing acceleration feel by continuing the immediate, direct throttle response and markedly improving the sensation of a sustained increase in acceleration. The VR30DDTT engine continues to deliver high acceleration (G) without any hesitation until the transmission upshifts to second gear, after which it still sustains high acceleration (G). This good response was achieved by the application of many advanced technologies which are described later. As a result, the VR30DDTT engine lowered the 0-60 mph acceleration time by 0.7 s compared with the previous VQ37VHR engine.

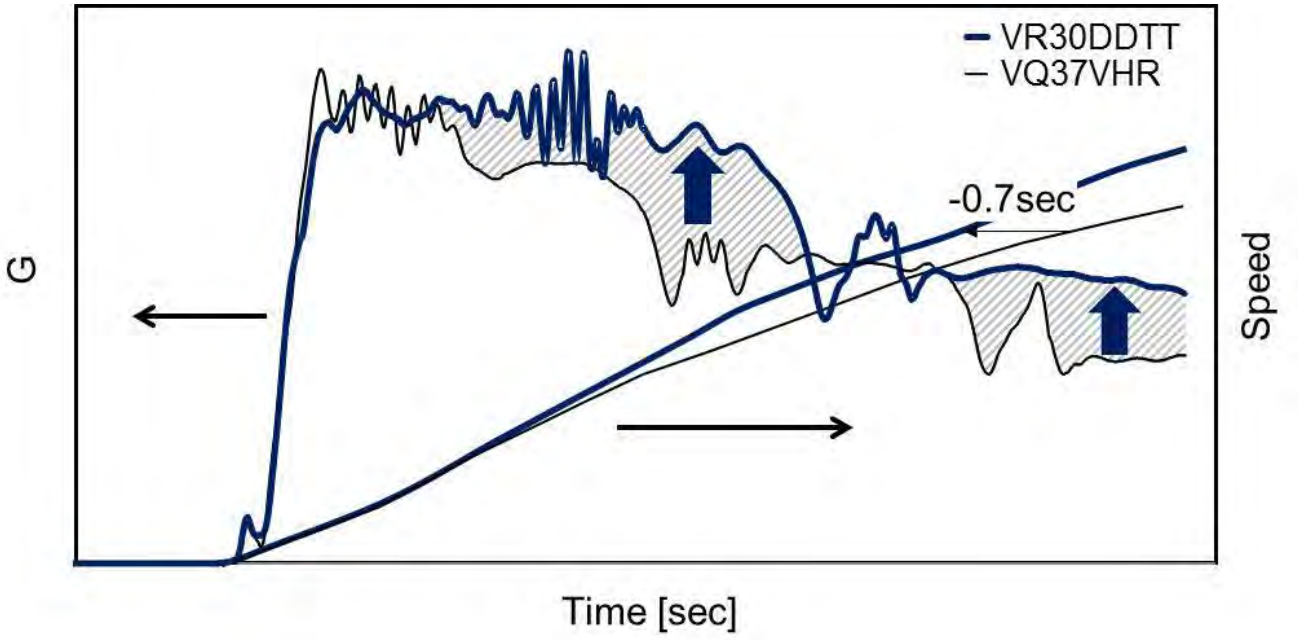


Figure 6 Comparison of acceleration vs. time curves

3.1. Direct injection gasoline (DIG) Combustion

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

has been controlled and whose inflow velocity has been strengthened.

Air-fuel mixture formation, which is an important design factor as a direct-injection engine was considered about the homogeneity and wall adhesion. Multi-hole injector with 6 holes and a maximum fuel pressure of 20MPa has been adopted for the purposes of design freedom improvement and atomization improvement. Spray layout was designed to improve homogeneity in combination with a tumble flow and improvement of the thermal efficiency due to the increase of combustion speed. Then, in a homogeneous mixture formation of VR30DDTT, fuel injection is controlled conforming to the following scenes.

i. Before warm-up, fuel is injected into the wide space in the latter half of the intake stroke to avoid fuel adhesion to cold piston surface in order to reduce wall film a cause of soot generation.(Figure 8-i)
ii. After warm-up, fuel is injected into intake stroke first half to improve homogeneity of air-fuel mixture in order to improve the combustion efficiency for thermal efficiency improvement. (Figure 8-ii)
iii. At low-speed and high-load condition, multiple-injection is adopted to improve homogeneity of the air-fuel mixture and avoid oil dilution caused by fuel droplets impinging on cylinder liner at the same time. (Figure 8-iii)

Fuel droplets impinging on cylinder liner causes oil droplets to form, these oil droplets are the starting point of abnormal combustion. So injection is set to avoid this phenomenon.

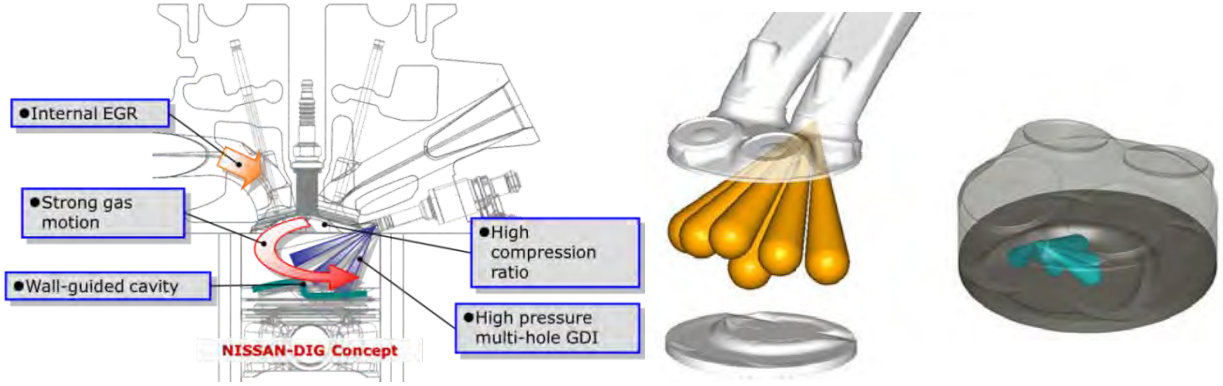
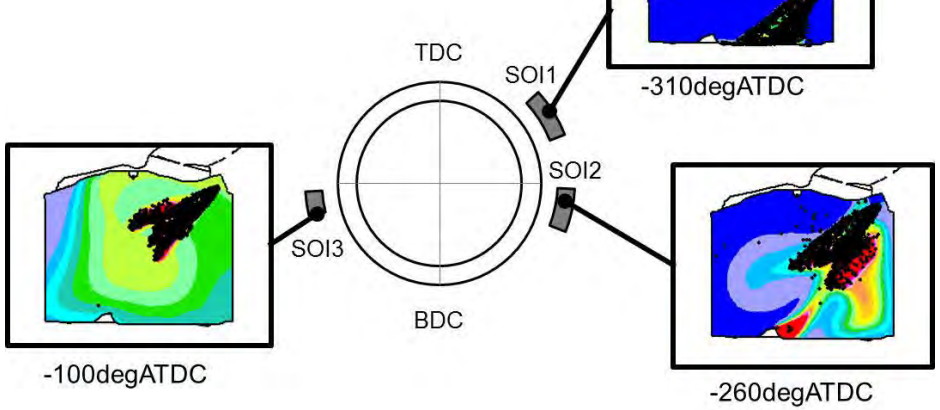


Figure 7 DIG combustion concept, fuel spray pattern and piston cavity

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



iii. Low-speed and high-load condition

Figure 8 Homogeneous mixture formation

VR30DDTT has up to three injections per cycle. Figure 9 shows number of fuel injections relative to engine condition.

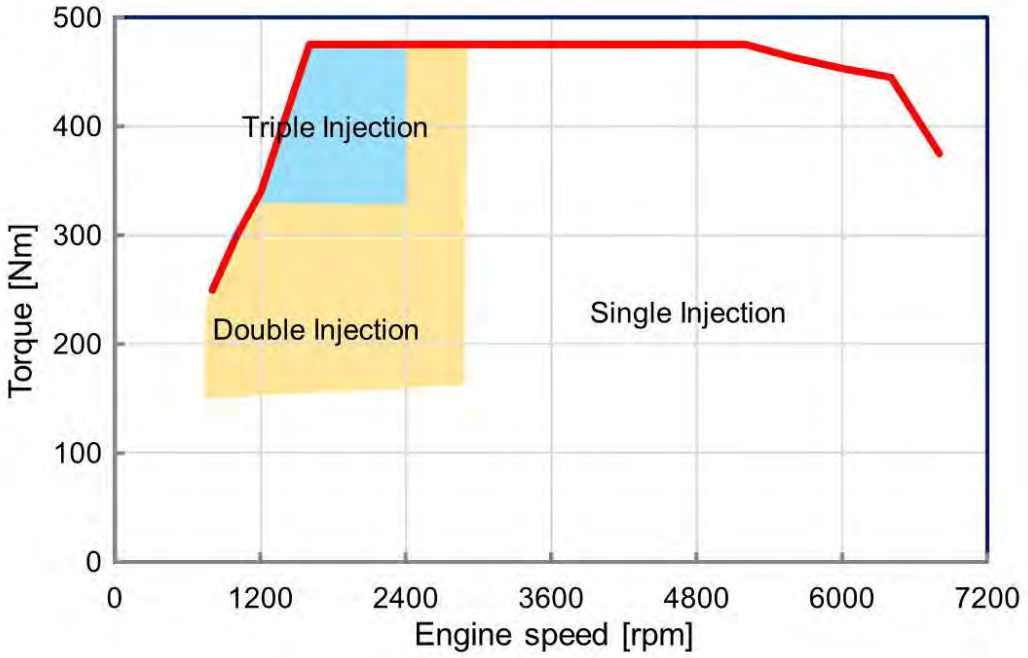


Figure 9 Number of Fuel injections

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

twin-turbo system to perform at up to 220,000 rpm at steady state. Turbine speed sensors were installed to each compressor housing and monitor revolution directly by eddy current. Overspeed prevention control using an electronically controlled waste gate (W/G) and a turbine speed sensor was added to the boost pressure control system, enabling the twin turbochargers to be used fully to their speed limit, which provides quick response combined with high power output.
Figure 10 shows a schematic of turbocharger with installed turbine speed sensor in the compressor housing.

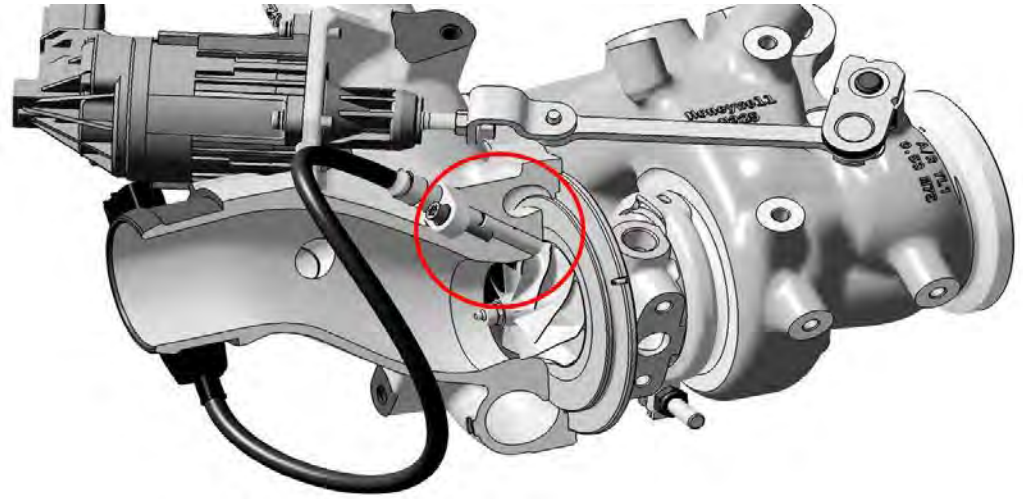


Figure 10 Turbocharger with Speed sensor

At high altitudes, intake-manifold pressure decreases, due to the decrease in air density and engine power falls. VR30DDTT has adopted electronically controlled W/G turbo system, so it is possible to adjust intake-manifold pressure by W/G control. However, it means turbine should be used at higher speed and is likely to face an over speed risk. In this case, a turbine speed sensor is very useful to enable full use of turbo performance by preventing turbine over speed.
Figure 11 shows comparison of intake pressure and turbine speed in low-altitude, high-altitude without turbine speed sensor and high-altitude with turbine speed sensor conditions. Without turbine speed sensor at high-altitude, intake pressure is started to control from a relatively low level to prevent turbine over speed and this brings negative impact for response and output power.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

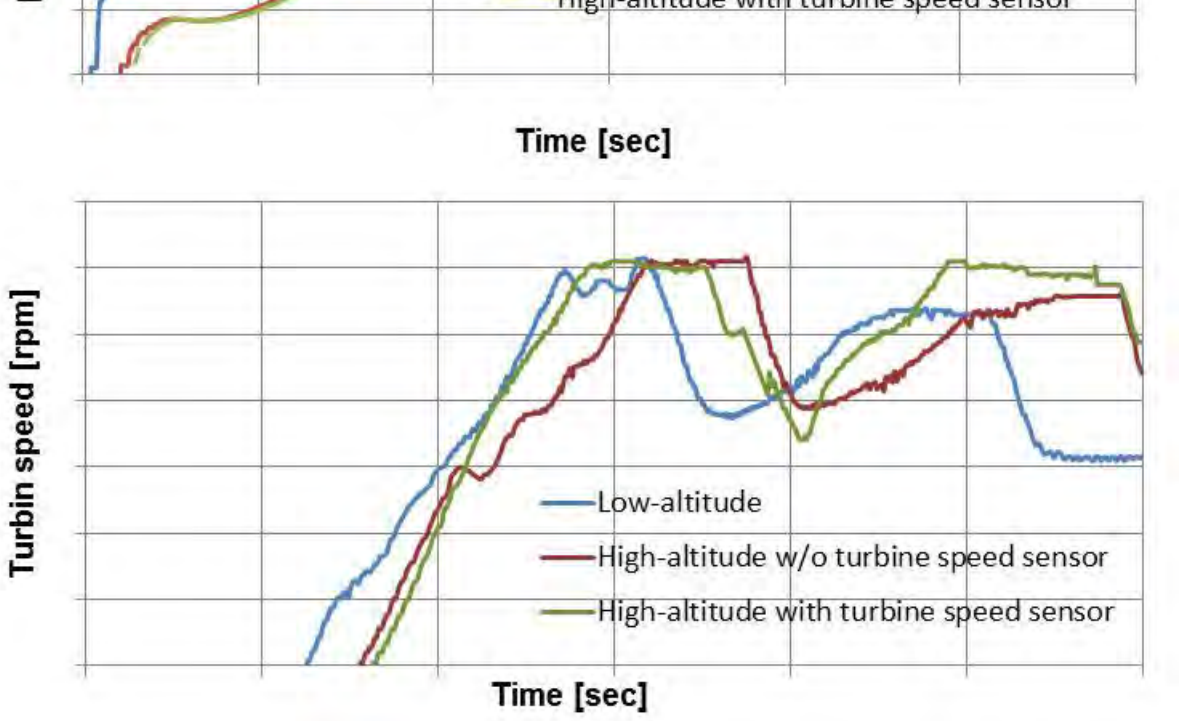


Figure 11 Comparison of intake pressure and turbine speed

This electronic W/G actuator was also used for fuel economy. This allows closer control of airflow away from the turbocharger, restricting the amount of air flowing through the unit to improve overall engine efficiency. For fuel economy, throttle valves are always kept fully open in the turbocharged region with engine torque controlled just by W/G valves opening. In the non-turbocharged region, W/G valve is basically open to prevent pumping loss by exhaust gas.

3.3. Short circuit water-cooled charge air cooler (CAC) system

A water-cooled CAC system was adopted to stabilize temperature of intake air and reduce the volume of the intake system. The intake volume downstream of the compressor was optimized (cut by 60% compare with air-cooled system) to improve torque response. This means reducing turbo lag allowing for quicker engine responses.
Water-cooled CACs are installed to the top of each cam cover. (Figure12)

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 12 Water-cooled intercooler system

Heat radiation of coolant is implemented by a sub- radiator, installed in front of the main radiator. Coolant circulation is controlled by two water pumps (high output type) with pulse width modulation (PWM) control. Standard type is controlled by one water pump.

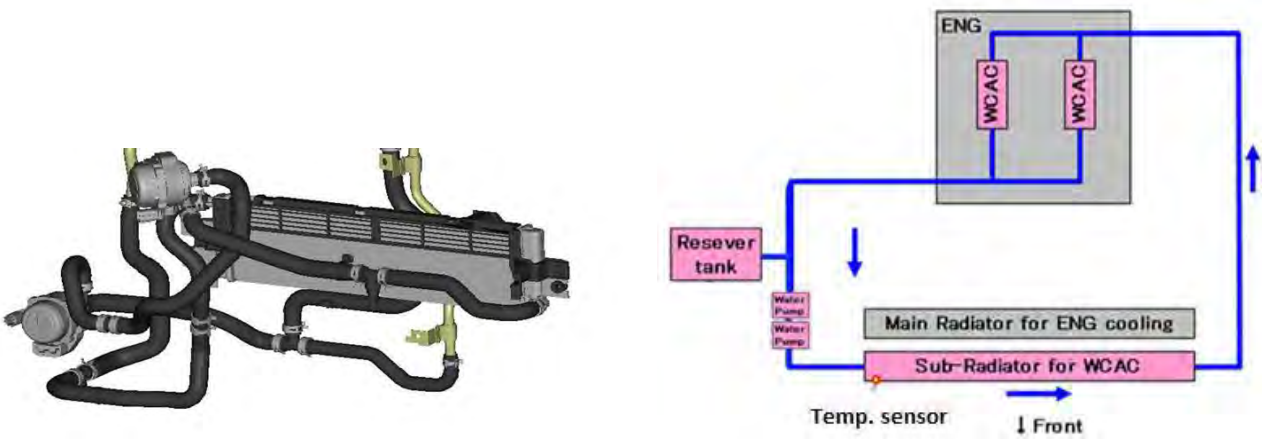


Figure 13 Sub-radiator for CAC and system circuit

3.4. High response valve timing control (VTC) system

Advanced timing control ensures improved responsiveness, enabling quicker reactions to driver inputs. A new electric motor is fitted to the intake side valve timing system. Exhaust side control is by a conventional hydraulically powered VTC.

The response speed of an electrically operated VTC is about 3 times faster than a conventional hydraulic type. Not only does this have a positive impact on performance but also efficiency, in urban area driving, adopting the Miller cycle with a late intake valve closing timing for reduction in pumping loss. On the other hand in acceleration situations, it can deliver high torque very quickly by large valve overlap, which is produced by quickly converting to an early intake valve opening timing.

Thus, this electric motor VTC system enables both good fuel economy and sharp acceleration response.

Figure 14 shows the electric motor valve timing control system. The electric motor actuator is installed to front of VTC cover and connected to VTC pulley by a coupling. Cam phase is controlled by rotation speed of electric motor actuator. If rotation speed is higher than camshaft rotation speed, cam phase is advanced and if lower, cam phase is retarded.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 14 Electric motor valve timing control system

Figure 15 shows valve timing for each engine driving condition.

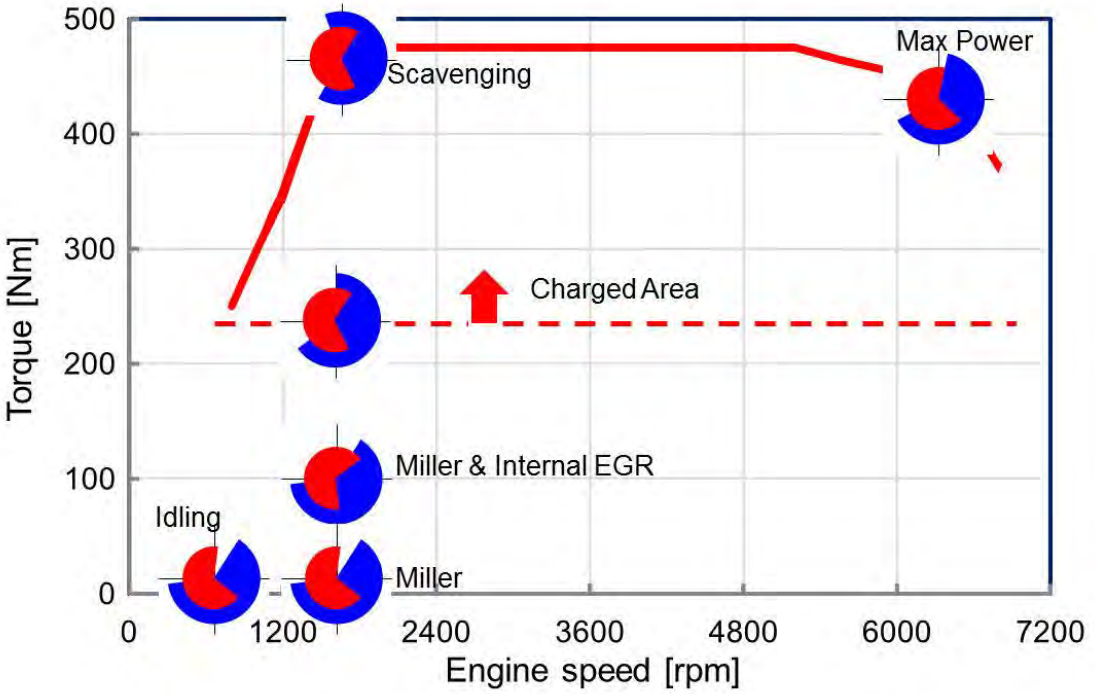


Figure 15 Valve timing map

With electric motor VTC it is possible to change the valve timing irrespective of the engine operating condition. Therefore, it enables best valve timing in every scene.
For emission performance, an electrically operated VTC can operate during cranking; this advantage enables to keep the air volume to ensure startability at engine cold start and to enlarge valve overlap extremely quickly to increase catalyst temperature after engine start.

4. High output power and technical measures

High output power is also very important feature for this segment. The development aim was to achieve preeminent performance in a mass-marketed 3.0L turbocharged engine. Low speed torque usually requires a trade-off in the case of a high-power turbocharged

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

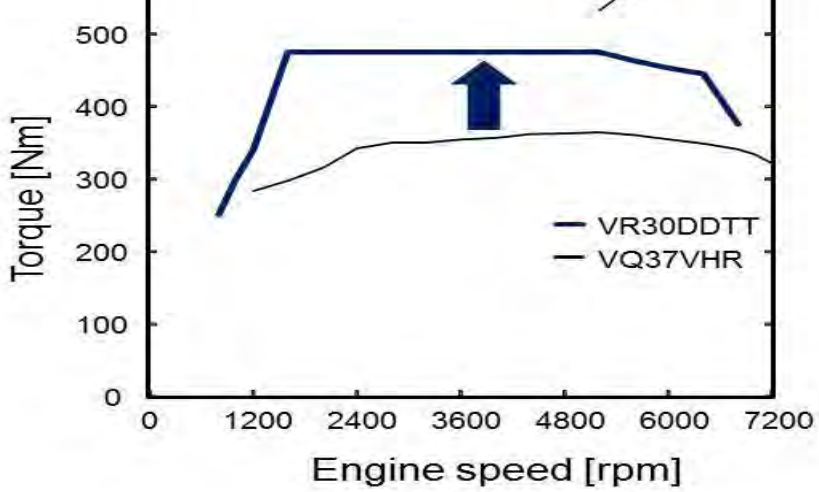


Figure 16 Comparison of Torque and Power

Target power setting was carefully designed considering exhaust gas temperature, in-cylinder pressure and allowable knocking level. Best calibration for 400hp was fixed at 6400rpm. (Figure 17)

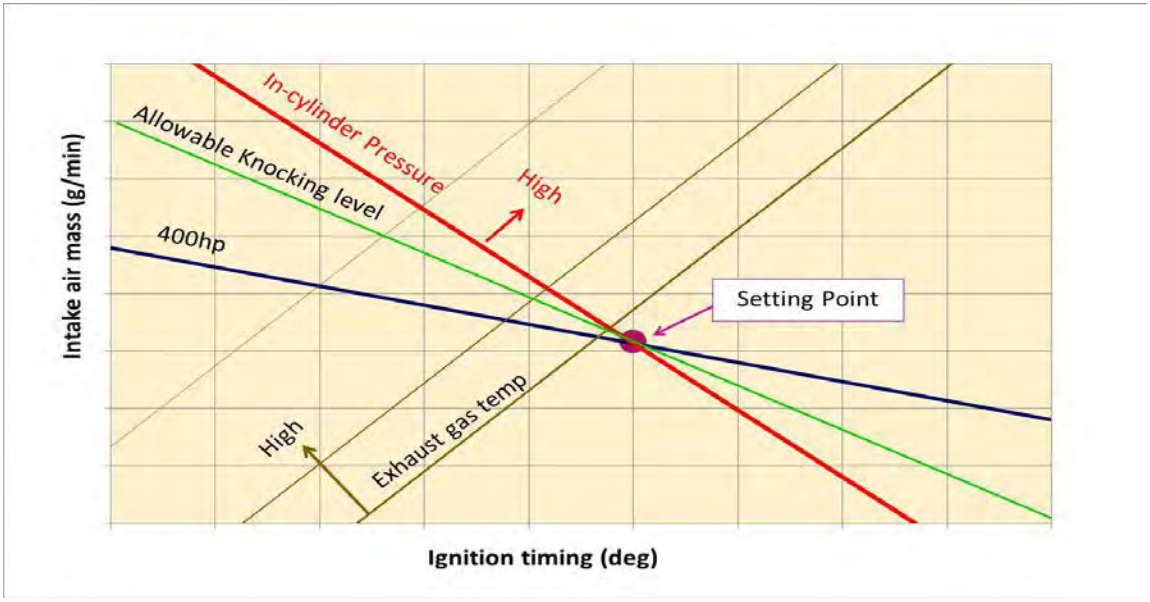


Figure 17 Power setting map

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- improved scaling properties

4.1. Piston ring groove treatment

High cylinder pressure and temperature is a severe condition that can cause piston top ring groove damage. In general, a ring carrier is an effective countermeasure but piston weight and space requirement in which to install ring carrier, has a negative impact.
In order to keep engine packaging and light weight condition, VR30DDTT adopted Electrodeposited metal reinforced Anodizing for the top ring groove.
This technology fills the gaps that occurs in the anodizing process and reinforces the structure, to improve the damage resistance of the membrane to high cylinder pressure like pre-ignition and knocking.
Also, the surface roughness was improved by approx. 40 % against standard anodizing, contributing to the reduction of blow-by gas.
This technology has contributed to optimization of main moving parts.

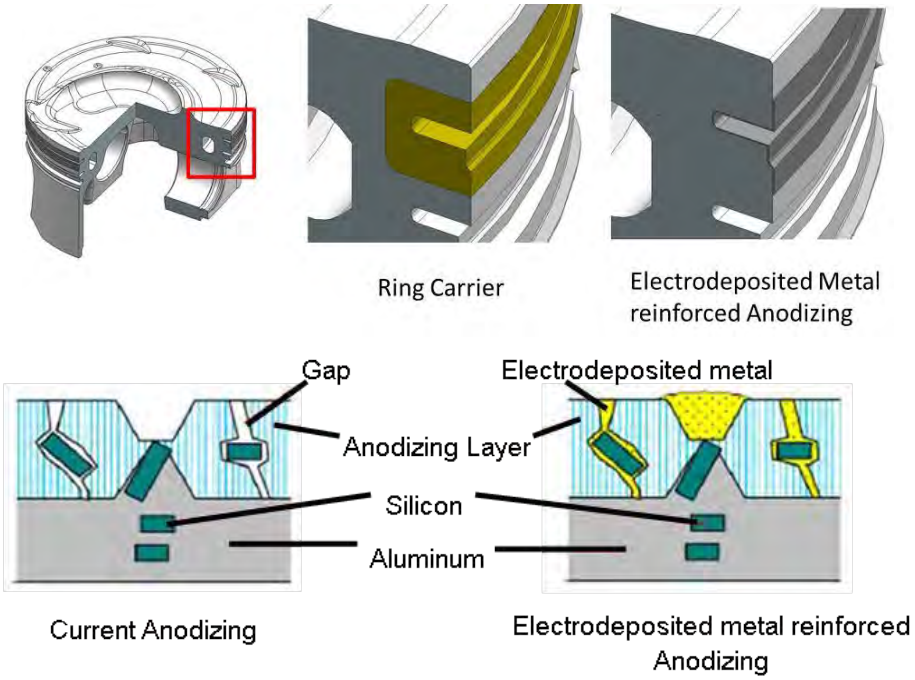


Figure 18 Electrodeposited metal reinforced Anodizing technology

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

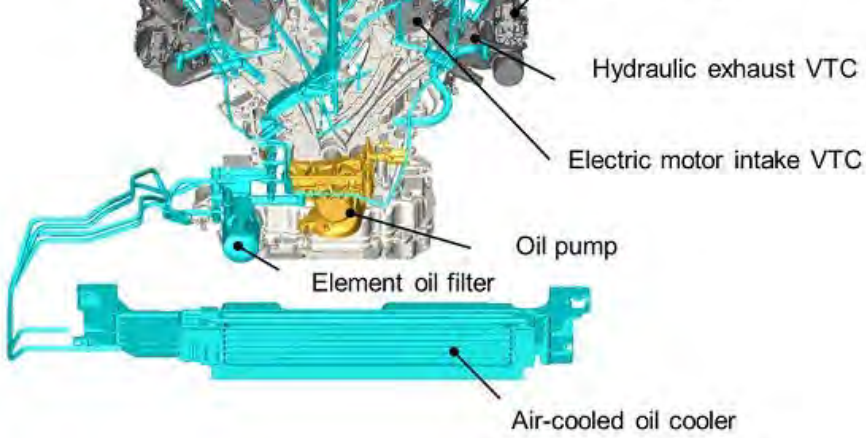


Figure 19 Lubrication system drawing

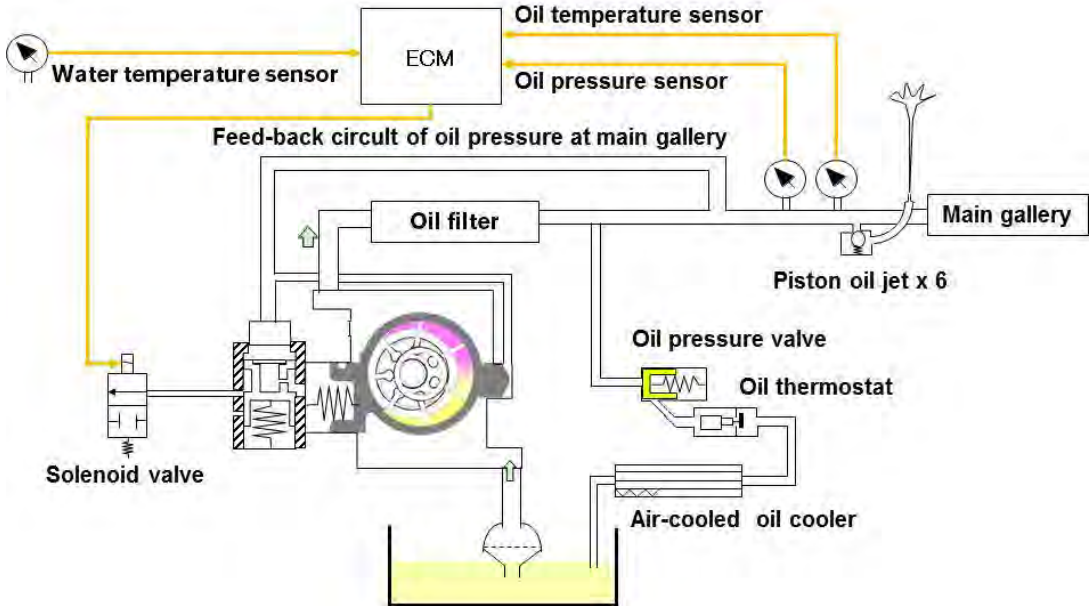


Figure 20 Oil control system

Figure 21 shows oil and water temperature during hard sporty driving. Thanks to the large air-cooled oil cooler, oil temperature is stable and kept in normal temperature range.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

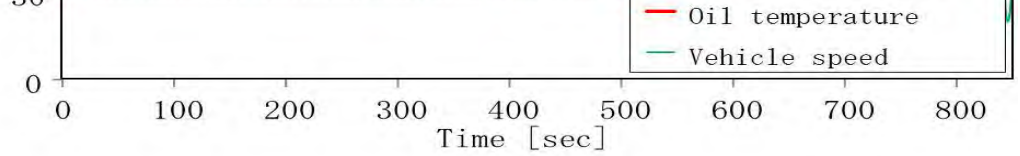


Figure 21 Oil temperature during hard sport driving

5. Efficiency, environmental performance and technology

5.1. Fuel economy

Fuel consumption was improved by about 7% compared with VQ37VHR by employing downsizing, friction reduction, optimized valve timing, increased compression ratio and so on in spite of high output power turbo charged engine.
Figure 22 show brake specific fuel consumption (BSFC) of VR30DDTT. A larger good fuel consumption area is achieved compared with VQ37VHR (break line).

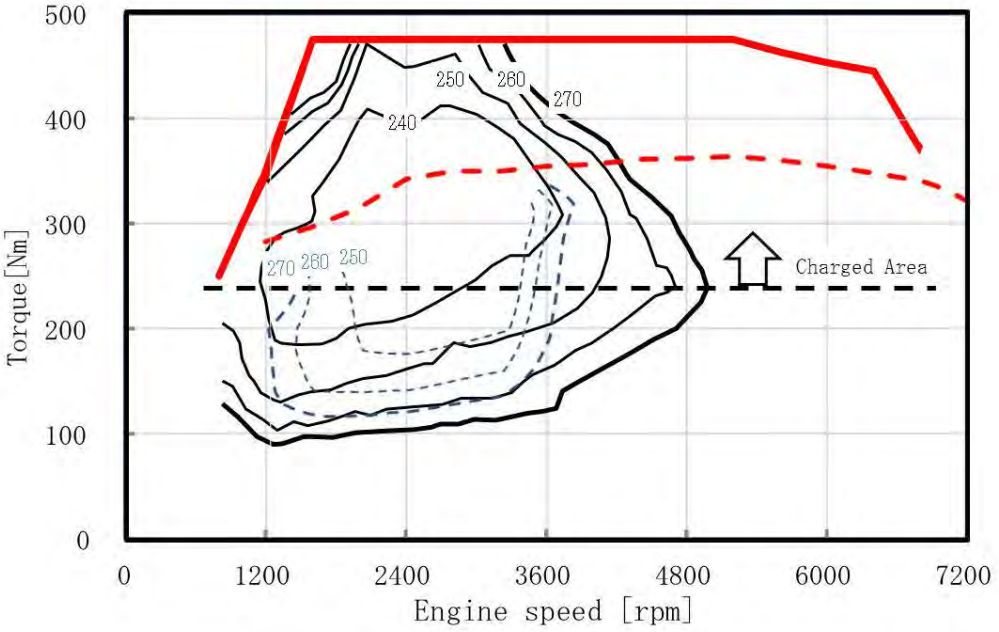


Figure 22 Brake specific fuel consumption (BSFC)

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

for the braking system, and both torque and power levels of the new engine were markedly increased.

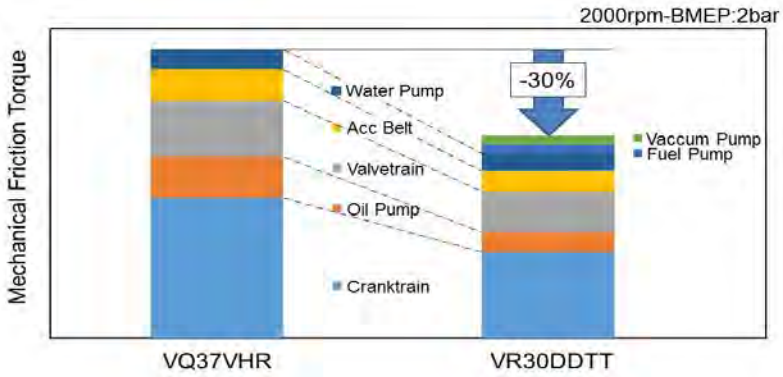


Figure 23 Breakdown of engine friction

5.3. Mirror Bore Coating (MBC) technology for Cylinder block

A liner less bore is required for good anti-knock performance. Nissan has Nissan Plasma Spray Coating (NPSC) bore technology and this technology has been applied to VR38DETT engine for Nissan GT-R since 2007. For the VR30DDTT engine Mirror Bore Coating (MBC) technology was adopted. MBC technology uses an arc spraying process instead of a plasma spraying process. During this arc spraying process many tiny air holes are formed on the bore coating surface, these air holes can retain oil without crosshatched grooves. So, this technology enables the use of mirror finished smooth bore surface up to Ra0.05 level and contributes to reducing the friction between bore and piston. An original machined rough preparation technology is carried over from NPSC and applied to MBC for spray adhesion to the cylinder bore.

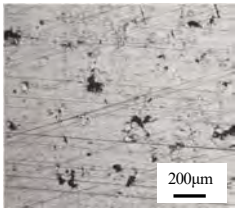
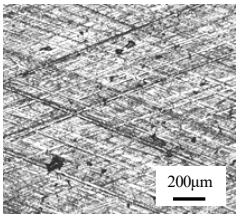
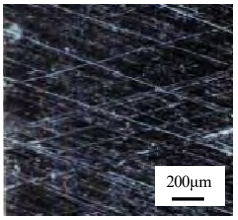
	MBC (Arc spray coating)	NPSC (Plasma spray coating)	Iron Liner
Bore surface			
Roughness	Ra 0.05μm	Ra0.2～0.3μm	

Figure 24 Comparison of Bore surface

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

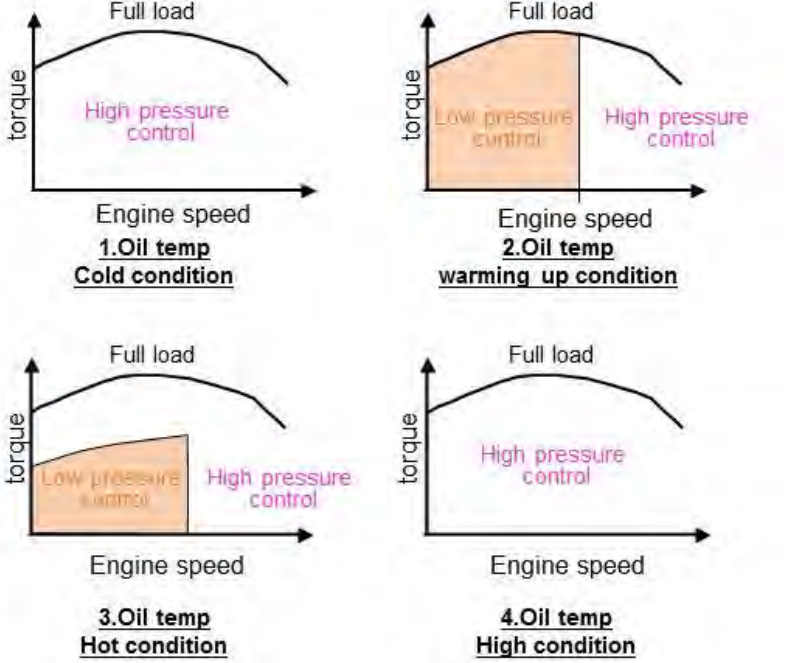


Figure 25 VDOP control maps

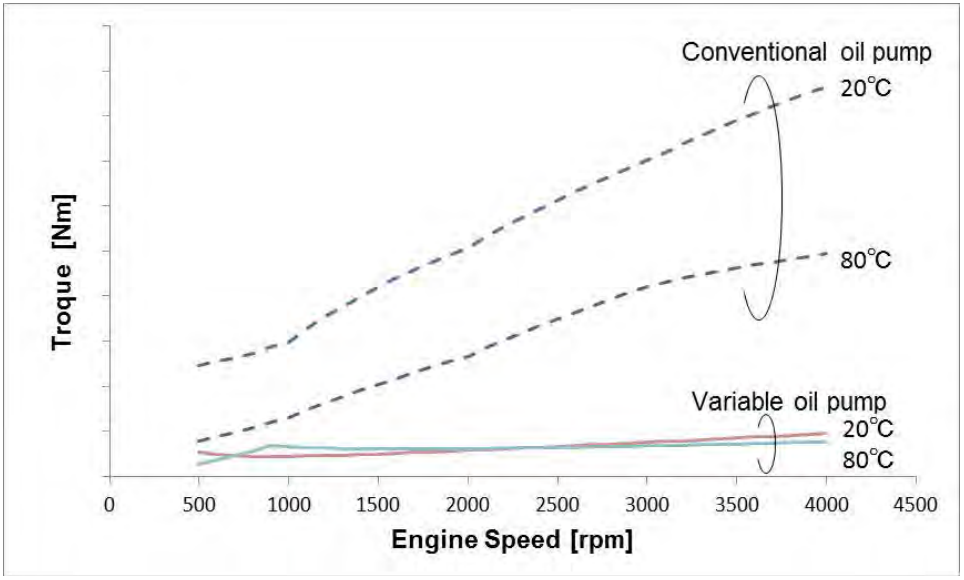


Figure 26 VDOP driving torque

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

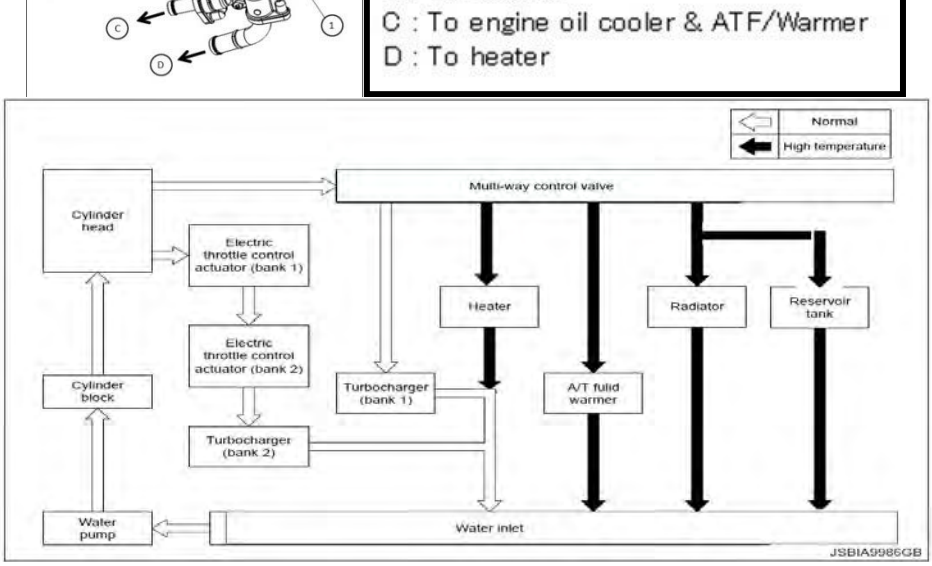


Figure 27 Multi-way control valve and cooling circuit

Thanks to the Multi-way control valve, VR30DDTT could achieve the same warm-up time to reach 60 degree celusius as VQ37VHR engine which has additional 0.7 liter displacement. This fast warm-up performance contributes to reducing friction and improving fuel economy.

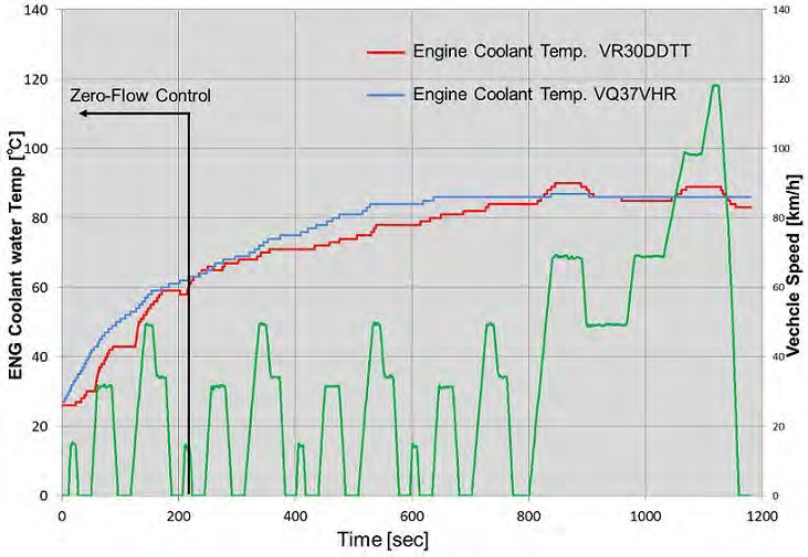


Figure 28 Engine warm-up curves in the NEDC mode

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

To address this concern the exhaust manifold is integrated into the cylinder head. This technology makes it possible to locate the catalytic converter close to the exhaust outlet point of cylinder head (Figure 29). As shown in Figure 30, this results in a shorter flow path for the hot exhaust gases and optimised First Idle Retard (FIR) combustion allows the catalytic converter to heat up almost twice as fast as a conventional engine, reducing emissions from a cold start. This engine is equipped with the potential to meet future's stringent exhaust emission regulations.

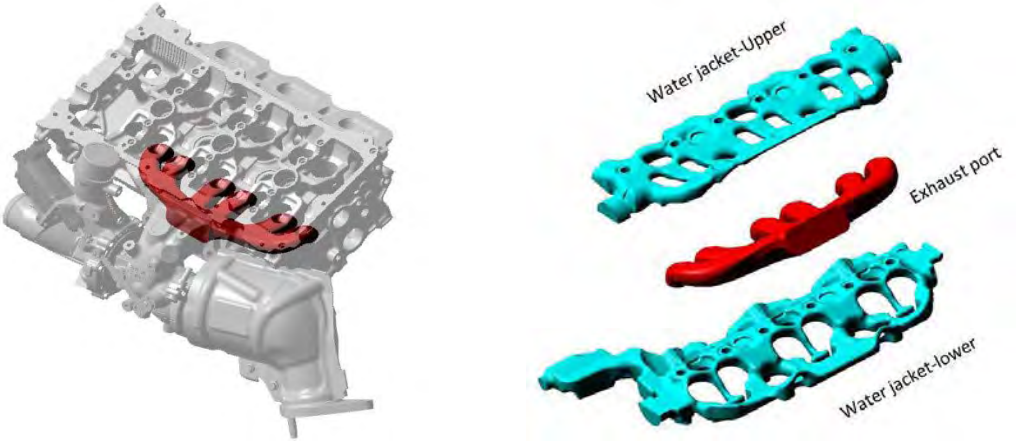


Figure 29 Integrated exhaust port and water jacket

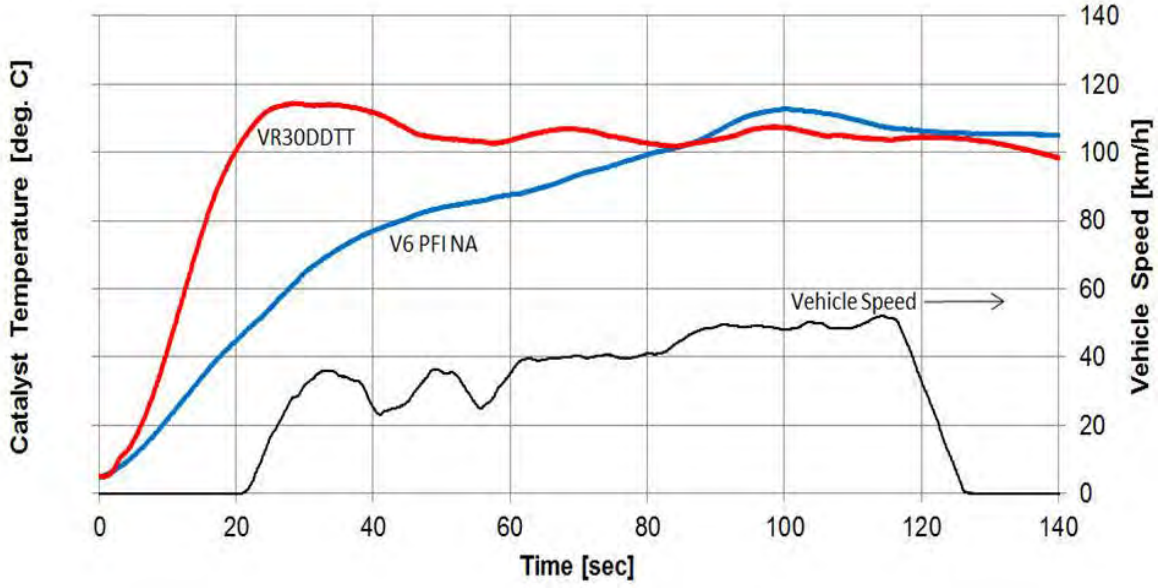


Figure 30 Improvement of catalyst warm-up compared to a V6 PFI NA engine.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

advanced technologies such as; electric motor VTC, electric controlled W/G, DIG and integrated exhaust manifold, an excellent exhaust emission performance is achieved.

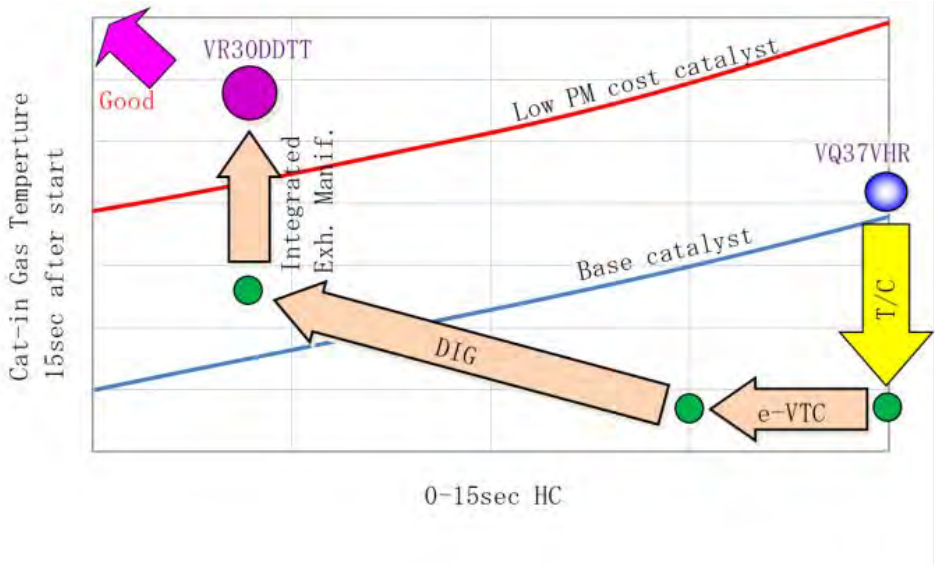


Figure 31 Exhaust emission performance

6. Summary

The overriding priority set for the new VR30DDTT engine was to create a leading engine for the Infiniti brand in the luxury car segment where there are many formidable rivals. As such, the engine had to be capable of displaying overwhelming performance and presence and allow global deployment over many years to come. Toward that end, power, torque and response were naturally improved, while simultaneously securing excellent environmental performance typified by cleaner exhaust emissions and improved fuel economy. Meticulous attention was paid to the smallest details such as engine smoothness and no compromises were allowed.

As a result, the following essential requirements for the new generation Infiniti's V6 engine have been achieved through the development strategy that keeps and develops the DNA of legendary VQ engine.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

7. References

[1] Aiyoshizawa, E., Hori, K.
The New Nissan High Efficient 4-Cylinder 1.6L GDI turbocharged engine with low pressure EGR – Evolution for Lower Fuel Consumption combined with High Output Performance
35. International Vienna Motor Symposium, 2014

[2] Yajima, J.
The new generation V6 engine with Variable Valve Event and Lift
28. International Vienna Motor Symposium, 2007

[3] Mochida, H., Hamada, T., Nakajima, M., Taniai, H., Muraki, K.
Development of Mirror Bore Coating for Low Friction and High Heat Transfer
JSAE 226-20145765

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

KURZFASSUNG

Die Entwicklung der Verbrennungskraftmaschinen wurde in den letzten Jahrzehnten im Wesentlichen durch die Einschränkungen der Emissionen aus der Umweltgesetzgebung geprägt. Optimierte Brennverfahren, alternative Kraftstoffe und Abgasnachbehandlung waren Schwerpunkte, die diesem Umstand Rechnung trugen und es ermöglichten, die gesetzten Ziele zu erreichen. Durch die vermehrte Berücksichtigung des Treibhausgases CO_2 kommen die Treibstoffeffizienz und damit auch die Reibleistung in den Fokus der Weiterentwicklung.

Ein Teil dieser Reibleistung wird durch die Kurbelwellenlagerung verursacht. Die Optimierung dieses Reibleistungsanteils bedarf allerdings eines über die Lagerung hinausgehenden Ansatzes, um einerseits die motorspezifischen Rahmenbedingungen wie Motoreinsatz mit seinen unterschiedlichen Einsatzzyklen, und andererseits die gleitlagerspezifischen Bedingungen wie Hydrodynamik, Mischreibung und Schmierölbedingungen zu berücksichtigen.

Um die Potentiale der Reibleistungsoptimierung aufzuzeigen, wird der grundsätzliche Ansatz nach Stribeck mit Hilfe der numerischen Simulation sowie Prüfung an unterschiedlichen tribologischen Prüfgeräten für die Einflussfaktoren Lagergeometrie, Reibungskoeffizienten der unterschiedlichen Paarungen sowie Schmierölformulierung und deren Wechselwirkung mit Oberflächen untersucht und an Beispielen dargestellt. Die verwendeten Geräte und exemplarische Ergebnisse werden dargestellt und in der Zusammenfassung an unterschiedlichen Motorphilosophien gezeigt. Entsprechende Einschränkungen zur Erhaltung der Lagerfunktion werden entsprechend aufgezeigt.

In der Zusammenfassung wird nochmals auf die Komplexität der Reibungsoptimierung eingegangen und ein Ausblick auf Aktivitäten der Reibungsminimierung unterschiedlicher Lageroberflächen sowie der Interaktion mit dem Schmiermittel gegeben.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

1. EINLEITUNG UND GENERELLER ÜBERBLICK

Die Reibleistung in eine Kolbenmaschine setzt sich aus unterschiedlichen Komponenten zusammen. Der Anteil der Kolben, Kolbenringreibung gegenüber dem Zylinder stellt, gefolgt von der Kurbelwellenlagerung den größten Anteil dar. Mit etwa 25% der Reibleistung stellen die Lager des Kurbeltriebs dennoch einen nennenswerten Beitrag zur Verlustleistung dar. Da dazu noch eine Abhängigkeit zu Zylinderzahlen und Motorkonfigurationen sowie der Konstruktionsphilosophie des Motors gegeben ist, kann die Verteilung nicht direkt auf spezifische Anwendungen umgelegt werden. Entsprechende Untersuchungen an Motoren sind in der Literaturliste unter [1] exemplarisch angeführt.

Im Folgenden werden nun unterschiedliche tribologische Ansätze im Bereich der Hydrodynamik und Mischreibung auf ihr Potential zur Reibungsreduzierung für Haupt- und Pleuellager untersucht und an unterschiedlichen Motorkonzepten exemplarisch dargestellt.

2. GRUNDSÄTZLICHES MODELL

Als Modell zur Analyse der Reibleistung wurde die hydrodynamische Simulation mit Berücksichtigung des Festkörperkontaktes nach Greenwood Tripp mit der daraus abgeleiteten Reibleistung verwendet. Auf eine Berücksichtigung der elastischen Verformungen und auf eine direkte Iteration zur Abklärung der thermischen Einflüsse wurde aus Gründen der Rechenzeit und der teilweise nicht bekannten Randbedingungen verzichtet. Thermische Einflüsse wurden, wenn ein gewisses Ausmaß in der Temperaturerhöhung überschritten wurde, über Neuberechnungen abgeschätzt. In Bild 1 ist der schematische Ablauf des Modells dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 1: Blockdiagramm zum Ablauf der Reibungsanalyse

Grundsätzlich stellt der Reibungskoeffizient in den verschiedenen Stadien die Basis für die Simulation dar. Die Bandbreite ist, im hydrodynamischen Bereich direkt von der Scherkraft im Schmieröl, gegeben durch die Viskosität abhängig. Die Festkörperreibung im Mischreibbereich ist zusätzlich von den Reibpartnern und deren Oberflächenzustand abhängig. Speziell der Oberflächenzustand der Reibpartner wird über die Laufzeit durch Einlauf sowie durch Störungen beeinflusst und kann somit nur näherungsweise in die Simulation Eingang finden. Physikalische Grenzen des Mischreibungskoeffizienten sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Reibpartner bei SAE 5W40	**Reibbeiwert Start**	**Reibbeiwert Minimal**	**Bemerkung**
AlSn20 Sputter / Stahlwelle	-	0,00152	Kleinster Reibwert aus Messtechnikgründen nicht bestimmbar
AlSn20	0,1114	0,00177	Standard 2 - Stofflager
PbSnCu - Galvanisch	0,1442	0,00246	Standard 3 – Stofflager, ohne Einlaufanpassung
Polymer	0,0893	0,00145	Große Unterschiede bei unterschiedlichen Formulierungen

© Miba Group

Tabelle 1: Physikalische Grenzen - Mischreibkoeffizienten unterschiedlicher Paarungen, idente Reibwerte im hydrodynamischen Bereich

Im Weiteren ist zu bemerken, dass bei aller Anstrengung Reibung zu minimieren, nicht auf die Funktionsweise des Lagers und deren Robustheit gegenüber Störungen vergessen werden darf. Dies schließt derzeit noch Materialkombinationen mit extrem geringen Festkörperreibwerten durch ihren Mangel an Verformbarkeit und thermischen Eigenschaften für bestimmte Lagerstellen sowie den Einsatz von dünnflüssigen Ölen bei höheren Belastungen aus.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Systems mit Anwesenheit von Ölen mit unterschiedlicher SAE Klassifikation und Additivierung geprüft. Prüflinge wurden in ihrer Oberflächenbeschaffenheit möglichst realitätsnahe dargestellt, wobei natürlich ein eingelaufener Zustand nicht in vollem Umfang erzielt wird. Die Versuchsstrategien die zur Ermittlung der Reibbeiwerte herangezogen wurden, sind an Hand der Stribeck-Kurve in Bild 2 dargestellt.

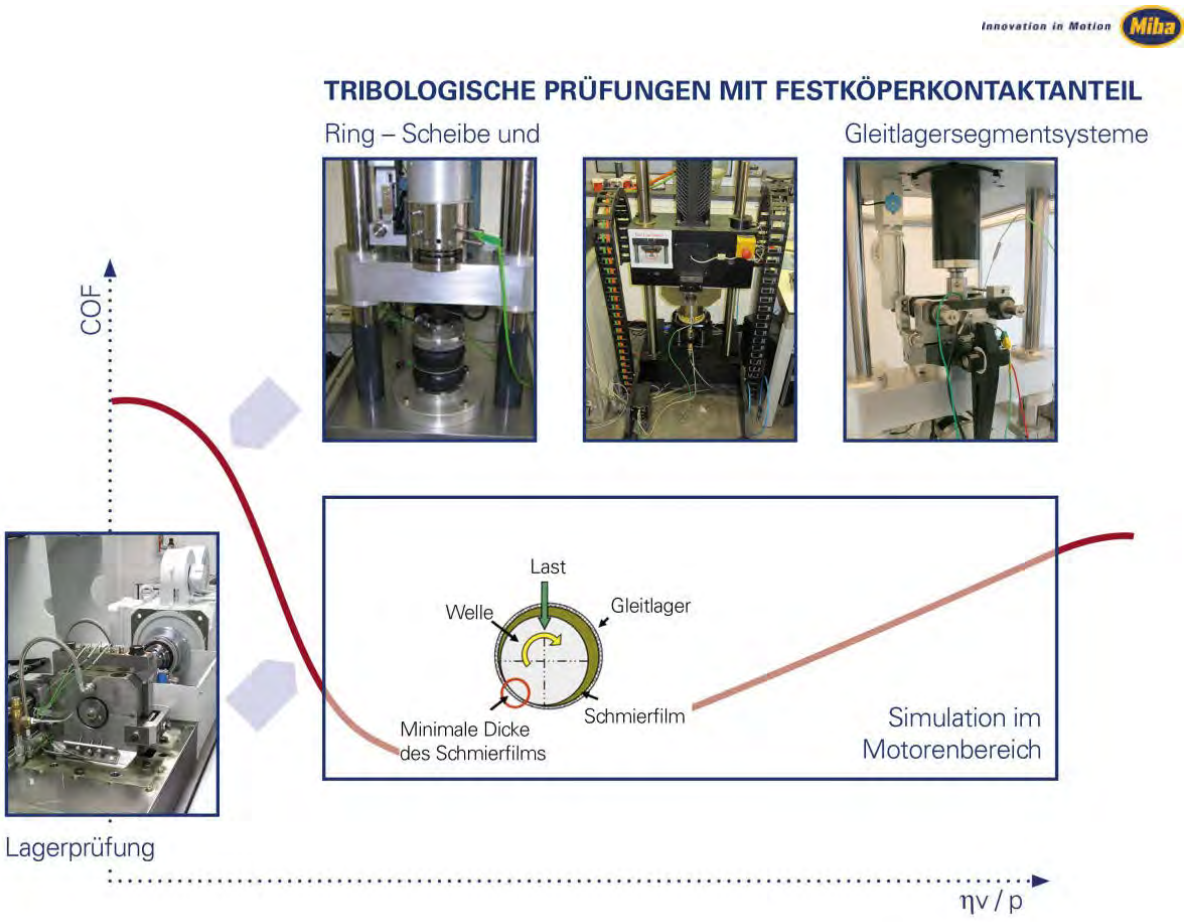
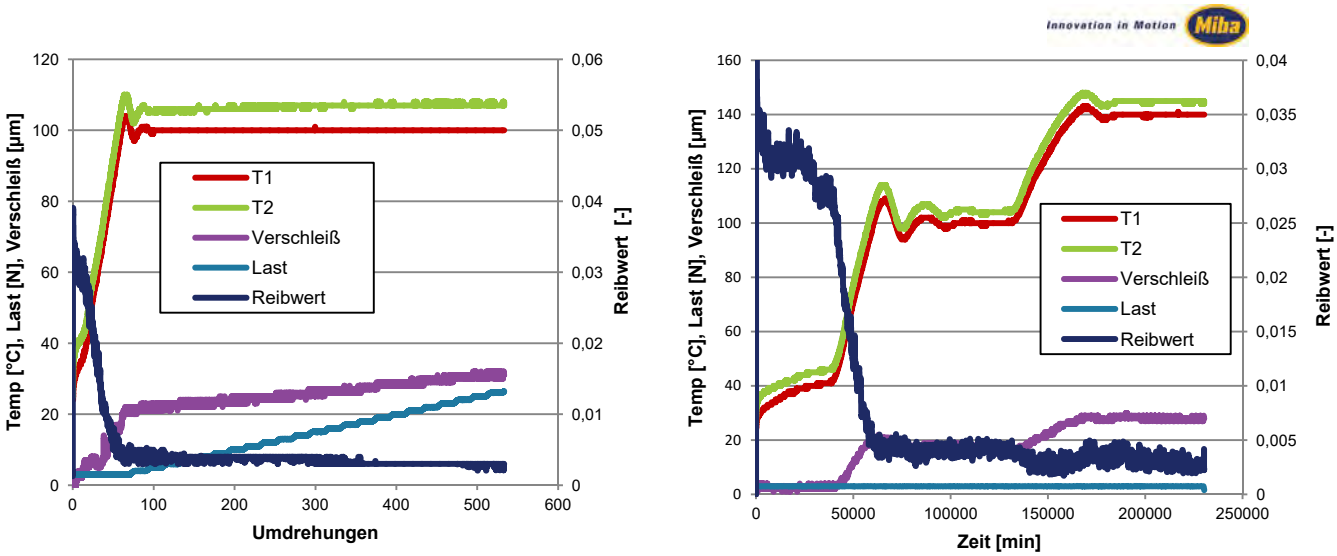


Bild 2: Stribeck-Kurve und entsprechend genutzte Prüfsysteme

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 3: Ring-Scheibe Prüfsystem und Prüfling Geometrie

Die unterschiedlichen Versuchsstrategien zur Ermittlung des Reibwertes, der Versagenskriterien sowie exemplarische Ergebnisse sind in Bild 4 dargestellt.



Stufenlastversuch *Temperatur-Stufenprogamm*

Bild 4: Versuchsstrategien für den Mischreibbereich mit höherem Festkörperkontaktanteil für AlSn20

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der in Bild 5 dargestellte, aus zwei Schalensegmenten aufgebaute Prüfkörper dient zur motornäheren Prüfung von Materialcharakteristiken. Im Speziellen werden hier Versuche zur Bestimmung der Reibungsparameter für Start-Stopp, Verhalten bei unterschiedlichen Ölparametern und Verschleiß unter speziellen Bedingungen geprüft.

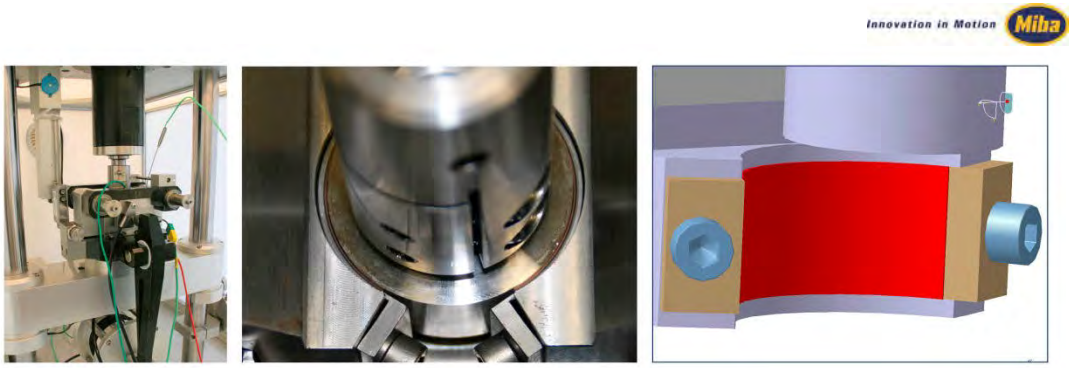


Bild 5: Gleitlager Adapter

iii. Exemplarisch - Ergebnisinterpretation und verwendete Daten

Die Ergebnisse der tribologischen Prüfung sind gemeinsam mit den Referenzwerten für unterschiedliche Lagerbauarten und Lagermaterialien im Kapitel Reibungsoptimierung „Rahmen durch die gegebenen Lagermaterialien“ zusammengefasst.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

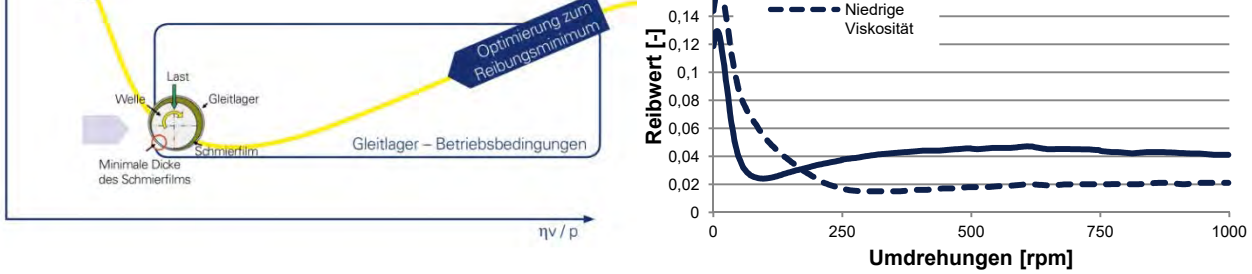


Bild 6: Schema der Optimierung und unterschiedliche Viskosität / Materialpaarung

Zur Anpassung an eine andere Ölviskosität muss eine neue Stribeck-Kurve, die die veränderten Gegebenheiten repräsentiert, herangezogen werden. Im Folgenden werden nun Einzelergebnisse im Volllastpunkt dargestellt, wobei für jeden Betriebspunkt des Lastkollektives diese Berechnung entsprechend durchgeführt wurde.

b. Lagergeometrie, Belastbarkeit und Lagerverhalten unter Mischreibung

Unter Voraussetzung der Verwendung des gleichen Schmiermittels kann eine Optimierung der Lagergeometrie innerhalb der unterschiedlichen Belastungsgrenzen von Lagerbauarten und Materialkombinationen durchgeführt werden. Bei höher ausgelasteten Pleuellagern ist rechnerisch generell ein Mischreibanteil vorhanden und kann mit Hilfe der Lagerbelastungsgrenzen sowie der Ölerwärmung im Lager abgeschätzt werden. In Bild 7 ist exemplarisch eine Abschätzung für ein hochbelastetes Pleuellager „Engine A“ und ein moderat ausgelastetes Pleuellager „Engine B“ dargestellt. Als Variable wurde der Durchmesser gewählt, bei Breitenänderung ergibt sich ein ähnliches Bild aber mit anderen Absolutwerten.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 7: Geometrische Optimierung eines Pleuellagers und Risikoabschätzung mittels Ölerwärmung. Der 100% Wert wurde bei jedem Motor auf den geometrischen Auslegungspunkt gelegt.

Durch den nichtlinearen Anstieg der Ölerwärmung werden im Konstruktionskonzept „Engine A“ rasch Baurtgrenzen erreicht und man sieht, dass Potentiale auch direkt mit den verwendeten Lagerbauarten, deren Belastbarkeit und Temperaturgrenzen in Zusammenhang stehen. Ein ähnliches Bild kann für Hauptlager gezeichnet werden, wobei speziell im hier betrachteten Reihenmotor das Potential wesentlich grösser ist. In Bild 8 ist der Zusammenhang für zwei Hauptlagerpositionen mit unterschiedlicher Charakteristik dargestellt.

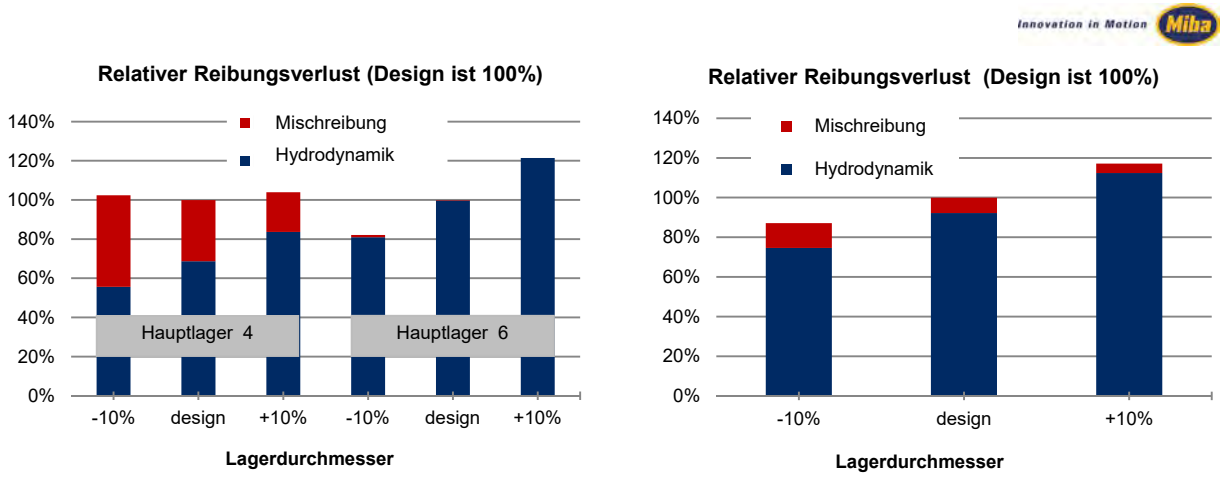


Bild 8: Geometrische Optimierung an Hauptlagern

Hauptlager 4, das Mittelager zeigt bereits im Punkt „design“ wenig Optimierungsmöglichkeit, wobei die übrigen Lager wie hier am Beispiel Hauptlager 6 durchaus Potential zur Reibungsreduktion aufweisen. Kein Lager überschreitet die Belastungsgrenzen, womit die nominelle Reibungsreduktion wie in Bild oben dargestellt, durchaus näher untersucht werden kann.

Grundsätzlich muss zwischen Reihen- und V-Motoren unterschieden werden. Reihenmotoren haben, durch ihre geringeren Hauptlagerbelastungen wesentlich weniger Einschränkungen. Zusätzlich können weitere Optimierungen im Bereich Ölführung (Nutlängen und Ausläufe) durch den geringeren Ölbedarf im Lager und zur Weiterführung zu den angeschlossenen Pleuellagern

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

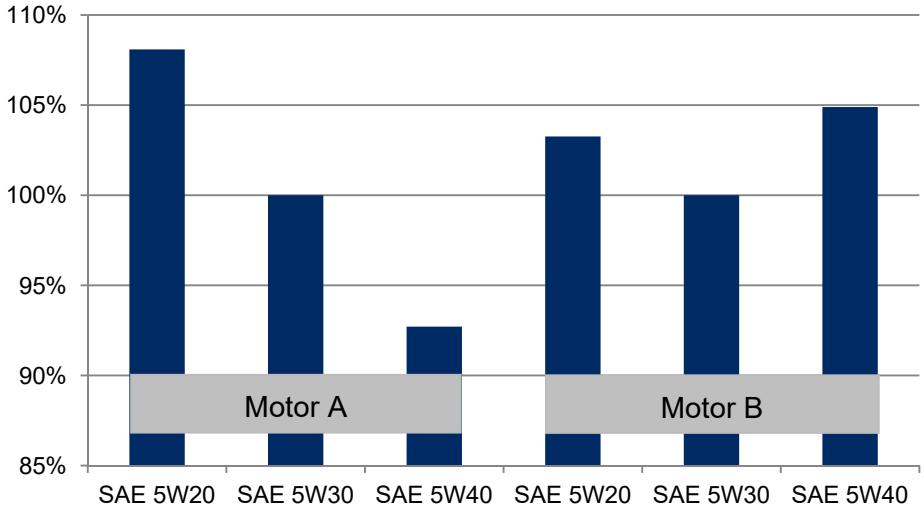


Bild 9: Berechnete Reibleistung für einen 6-Zylinder Reihenmotor in Abhängigkeit von der Ölviskosität in der Konstruktionsvariante „design“.

Es ist zu erkennen, dass für die unterschiedlichen Konstruktionsphilosophien die Veränderung der Viskosität und damit die Optimierung des hydrodynamischen Reibleistungsverhalten durchaus unterschiedliche Auswirkungen haben kann. Bei „Motor A“ kann, durch die Erhöhung der Viskosität der Anteil der Mischreibung reduziert werden, wobei bei „Motor B“ die Reibleistung durch die Erhöhung der Viskosität bereits ansteigt.

Eine Wechselwirkung zwischen Ölviskosität, Öladditiven und bauartenspezifischer Lagerbelastung ist gegeben und muss bei der Lagerauslegung entsprechend berücksichtigt werden. Ein entsprechender Zusammenhang zwischen diesen Kenngrößen, ermittelt auf dem Tribometer, ist Bild 10 zu entnehmen, wobei eine entsprechende Übertragung auf den aktuellen Motor notwendig ist.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

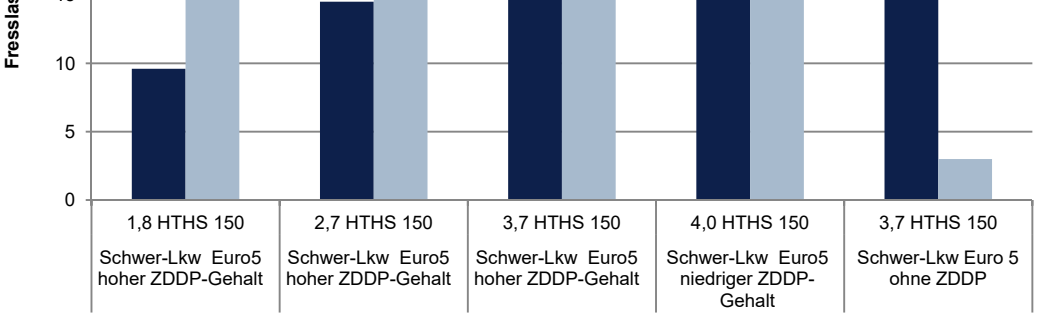


Bild 10: Lagermaterial-Belastbarkeit in Abhängigkeit von der Ölviskosität und Additiven

Auch Sonderbedingungen wie Motorstart, Start-Stopp sowie andere Rahmenbedingungen wie Störungen im Schmierölversorgungssystem oder Urschmutz müssen in der Lagerauslegung entsprechend repräsentiert sein [7]. Exemplarisch ist hier der Einfluss der Materialpaarung in Wechselwirkung mit unterschiedlicher Ölformulierung auf den Verschleiß unter Start-Stopp-Bedingungen in Bild 11 aufgezeigt. Bei den Bildern ist auf die unterschiedliche Skalierung der Anzahl der Start-Stopp Zyklen (x-Achse) zu achten.

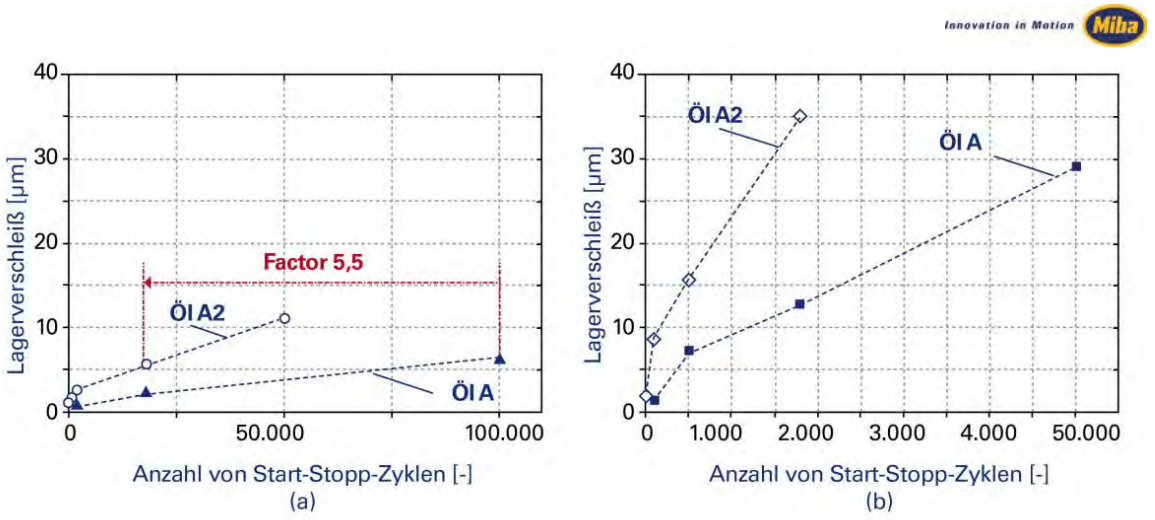


Bild 11: Start–Stopp Verhalten von Polymer-Beschichtungen und zwei Stofflagern im Vergleich unter Berücksichtigung unterschiedlicher Ölformulierungen („Oil A“ – Normale Viskosität, „Oil A2“ – reduzierte Viskosität)

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Lagerbauart, Material	Belast-barkeit	Risiko andauernde Mischreibung	Oberflächen-verhalten	Lageraussehen und Lagerversagen
AlSn20 Zweistoff	Moderat	Hoch	Zinn Verlust	Anreiben, Verreiben bei zu geringem Zinngehalt an der Oberfläche.
Dreistofflager mit galv. Laufschicht	Mittel	Mittel	Erhöhter Verschleiß	Verlust der galvanischen Laufschicht, hohes Fressrisiko durch Mangel an tribologischen Eigenschaften, Fressen
SYNTHEC Drei-Stoff	Mittel / Hoch	Gering	Geringer Verschleiß	Nach Anpassung geringer Verschleiß, Fressen bei Störung wenn Lagermetall erreicht ist
AlSn20 Sputter	Hoch	Mittel	Sn Verarmung Verschleiß	Fressen nach Zinnverarmung
Sputter Synthec®	Extrem Hoch	Gering	Verschleiß, dann Zinnverarmung	Verfärbung, Verschleiß, Fressrisiko in der Laufschicht

© Miba Group

Tabelle 2: Referenzwerte für unterschiedliche Lagerbauarten und Lagermaterialien.

5. POTENTIAL BEI UNTERSCHIEDLICHEN MOTOREN IN LKW GRÖSSE

Im Folgenden werden nun einige Simulationsergebnisse angeführt. Motoren, speziell in der Lkw Anwendung, haben sehr unterschiedliche Betriebspunkte und laufen nur zu einem geringen Anteil unter Volllast oder maximaler Drehmomentbelastung. Da die Reibungscharakteristik in den einzelnen Betriebspunkten durchaus unterschiedlich ist, ist es notwendig jeden einzelnen Lastpunkt zu berechnen und entsprechend des Lastkollektives zusammen zu setzen.

Als Methode zur Erarbeitung eines anzuwendenden Lastkollektives für die Abschätzung der einzelnen Lastzyklen wurde der „World-wide Harmonized Heavy Duty Emission Test Cycle“ [9] herangezogen. Für andere Anwendungen können dann entsprechend andere Vorgaben und Erfahrungen verwendet werden. In unserem Falle wurde ein, in mehrere Blöcke zusammengefasstes Lastkollektiv erstellt und die Simulation für jeden Öllastpunkt entsprechend durchgeführt. In der Simulation wurden die Parameter Lagergeometrie, Ölviskosität und Mischreibbeiwert entsprechend der tribologischen Prüfung berücksichtigt. Wechselwirkungen von Erhöhung des Festkörperreibanteiles bei gleichzeitiger Reduktion des Mischreibbeiwertes durch andere Lagerpaarungen bzw. Schmieröleinflussgrößen wurde zur Potentialabschätzung entsprechend ihres Optimums gegenüber derzeitigen Standards eingesetzt. Es ist dabei zu beachten, dass einige Reibungsparameter sich auf

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

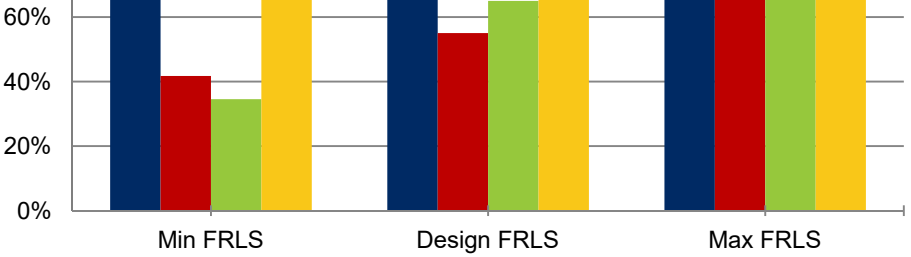
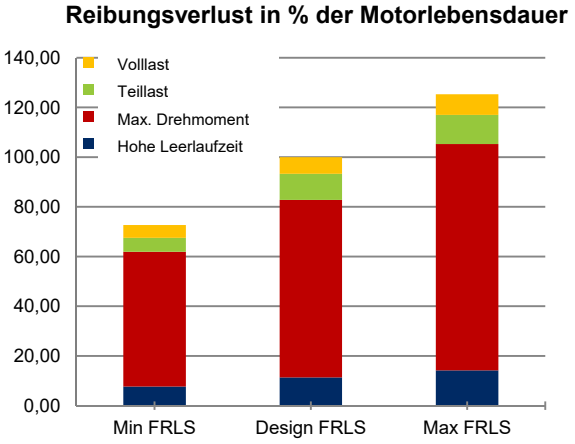
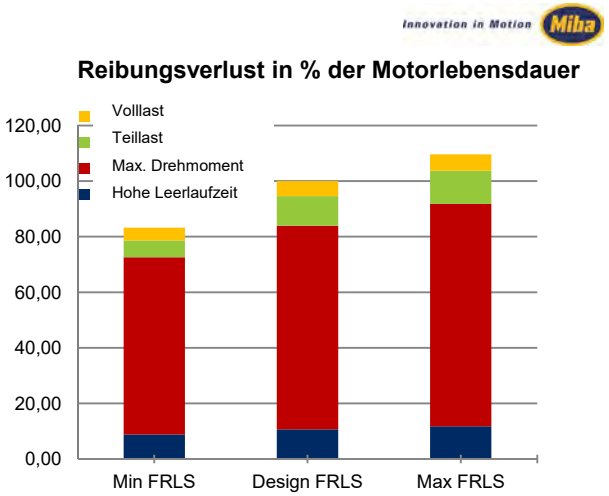


Bild 12: Reibungsveränderung in den berücksichtigten Betriebszuständen an einem typischen Reihen-6 Zylinder Lkw-Motor für Haupt- und Pleuellager – exemplarisch für die die Konstruktionsvariante „Engine A“, „Engine B“ zeigt ein ähnliches Bild.

Durch die Zusammensetzung der entsprechenden Lastpunkte entsprechend dem Lastkollektiv ergibt sich für Motoren mit unterschiedlichen Lagerbauarten das in Bild 13 dargestellte Bild.



Motor A **Lebensdauerfaktor:**
Vollast = 0.07
Teillast = 0.8
Max. Drehmoment = 0.1
Hohe Leerlaufdrehzahl = 0.03



Motor B **Lebensdauerfaktor:**
Vollast = 0.07
Teillast = 0.8
Max. Drehmoment = 0.1
Hohe Leerlaufdrehzahl = 0.03

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

a. Die Reduktion der Reibleistung des Kurbeltriebes ist ein sehr komplexes Thema, dass Motorenauslegung, Anwendung und tribologische/materialspezifische Zusammenhänge und Größen einschließt. Es muss nicht nur ein Minimum der Reibleistung, sondern auch eine entsprechend sichere Lagerung gewährleistet werden.

b. Durch tribologische Grundlagenuntersuchungen können Parameter zur Simulation erarbeitet, wie auch das Verhalten unterschiedlicher Lagerpaarungen in ihrer Wechselwirkung unter Sonderbetriebsbedingungen ermittelt werden.

c. Die Potentialabschätzung von unterschiedlichen Motordesign-Philosophien ergab ein Potential zur Reibleistungsoptimierung von bis zu 20% der Lagerreibleistung, entsprechend dem jeweiligen Startpunkt vor der Reibungsminimierung. Eine Gesamtbetrachtung zur Motorreibleistung muss am entsprechenden Motor durchgeführt werden.

d. Schritte zur weiteren Optimierung der Reibleistung im Lager sind unter anderem
   i. Lagermaterialien mit hoher Mischreibfestigkeit bei gleichzeitig geringem Festkörper-Reibbeiwert wie
      a. Polymerwerkstoffe wie Miba SYNTHEC® plus (geringe Reibwerte, bei guten tribologischen Eigenschaften über neue Füllstoffe) [10]
      b. Modulare Lagerkonzepte [7] die unterschiedliche Eigenschaften durch Schichtung verschiedener Werkstoffe kombinieren

   ii. Neue Ölformulierung in der Wechselwirkung zu neuen Lagermaterialien die über Mechanismen der Oberflächenveränderung und Anpassungen entsprechende Vorteile im Mischreibbereich bzw. Verschleißverhalten bieten. [11]

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[3] Greenwood J.A, Tripp J.H: “The elastic contact of rough surfaces”, ASME J. Appl. Mach. 1967
G. Offner and O. Knaus: “A Generic Friction Model for Radial Slider Bearing Simulation Considering Elastic and Plastic Deformation “; Lubricants 2015

[4,6] F. Gruen, I. Godor, E. Eichelseder; Tribo Test, Test Methods to characterize differently designed tribo materials; John Wiley & Sons; July 2008

C. Forstner, G. Mairhofer: “Application Orientated Bearing Testing”; 25th World Congress on Combustion Engine Technology 2007; Vienna

OFFENBECHER M. et al. “Investigation of tribological damage mechanisms of various slide bearing materials”, Paper 276, CIMAC Congress 2010, Bergen

M. Khosari, E. Booser: “Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication” John Wiley & Sons LTD; 2008

GRÜN, F. ; KRAMPL, H.; et al.: Tribometric Development Tools for Journal Bearings - a novel test adapter. in: 5th World Tribology Congress. 2013. Turin, Italy

[5] Pondicherry K., Grün, F., Summer F., Godor I., Lainé E., Offenbecher M.: "Comprehensive Study of ZDDPtribofilms Formed under Soft Contact Conditions", in *Proceedings of 5th World Tribology Congress*, Paper number 256, pp 1117-1120, Turin, Italy 8-12 September 2013

[7] R. Aufischer, R.Walker, M. Offenbecher, G. Hager: „Modular Bearing Designs to Cope With the New Engine Designs Demanding High Performance, Lead-Free Solutions and Robustness”; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 136; 2014

[8] Miba Bearing Group, 2013 „Miba Bearing Manual”

[9] Heinz Steven: “Development of a World-wide Harmonised Heavy-duty Engine Emissions Test Cycle”; ECE-GRPE WHDC Working Group; January 2001

[10] H. Lang, T. Rumpf, W. Gärtner, J. Humer, F. Forstner, R. Aufischer: „SYNTHEC, a Quantum Leap in Surface Coating Technology”, Miba Syposium 2005

R. Mergen, H. Lang, L. Harreither: “Synthetic Coated Bearings as Future Alternative for Large Engines”; CIMAC 2004 Kyoto, Japan, Paper No. 65

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kurzfassung

Im Jahr 2008 hat Daimler Trucks mit dem DD15 das erste Mitglied der völlig neu entwickelten Heavy Duty Engine Plattform auf dem nordamerikanischen Markt eingeführt. Seitdem galt der Entwicklungsfokus im Wesentlichen 3 Dingen:

1. Ausrollen der Plattform auf verschiedene Märkte und Lkw-Marken des Unternehmens.
2. Anpassen der Plattform an lokale Markt- und Gesetzesbedingungen.
3. Maximierung der Skaleneffekte durch Beibehaltung der Teilegleichheit über alle Hubräume und Märkte.

Bekannt als Detroit Diesel DD16, DD15, DD13, Mercedes-Benz OM473, OM471, OM470 sowie Fuso 6R10 laufen diese Motoren heute unter den Fahrzeugmarken Freightliner, Western Star, Mercedes-Benz, Setra und Fuso sowie MTU und sind der Maßstab hinsichtlich Wirtschaftlichkeit, Zuverlässigkeit und Fahrbarkeit. Nach vielen evolutionären Verbesserungen in den letzten Jahren macht die Plattform nun einen großen Innovationsschritt.

Dieser Schritt beinhaltet unter anderem die nächste Generation des druckverstärkten Common-Rail-Einspritzsystems mit 2700 bar maximalem Einspritzdruck bei voll flexibler Einspritzverlaufsformung, die völlig neue Konstruktion des Daimler Turboladers mit Festgeometrie und asymmetrischer Querschnittsverteilung der Turbinenfluten, ein innovatives und in dieser Form erstmalig dargestelltes Abgasrückführsystem, kombiniert mit dem weiter entwickelten Abgasnachbehandlungssystem mit nochmals gesteigertem Wirkungsgrad.

Dieser revolutionäre Schritt wird zunächst in Europa eingeführt und in den Folgejahren in die anderen Märkte ausgerollt. In diesem Beitrag werden die einzelnen Technologiebausteine und die sich daraus ergebenden Performancevorteile im Detail vorgestellt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 1: Entwicklungsstandorte und Anwendungsbeispiele der Heavy Duty Motoren Plattform

Bereits vor 8 Jahren hat Daimler Trucks mit der Serieneinführung des DD15 (14,8 Liter) in den USA den ersten großen Meilenstein gesetzt. Seither wird der Reihensechszylinder in vier Hubräumen erfolgreich in der Triade unter verschiedenen Marken in Lastkraftwagen und Bussen on-Highway, wie auch bei Drittkunden off-Highway eingesetzt und gilt bei vielen Kunden als der sauberste und effizienteste Nutzfahrzeugmotor der Welt (siehe Abbildung 1). Die kontinuierliche Verbesserung dieser Motorenplattform in einem globalen Produktions- und Entwicklungsnetzwerk ist und bleibt Kern für Wettbewerbsfähigkeit und Umweltschutz.

2. Die Heavy Duty Motorenplattform

Daimler Trucks ist mit seiner globalen Aufstellung heute der größte Nutzfahrzeughersteller weltweit und bedient mit den 4 Hubräumen der Motorenplattform OM47x bereits den Heavy Duty Markt der Triade, unter den Marken Freightliner, Western Star, Fuso, Mercedes-Benz, Setra sowie MTU mit den Emissionsnormen Euro V, Euro VI, EPA‘07, EPA‘10, JP09 und Tier 4. Die Gesamtzahl der produzierten Motoren in allen Märkten summiert sich mittlerweile auf mehr als 600 000 Einheiten.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

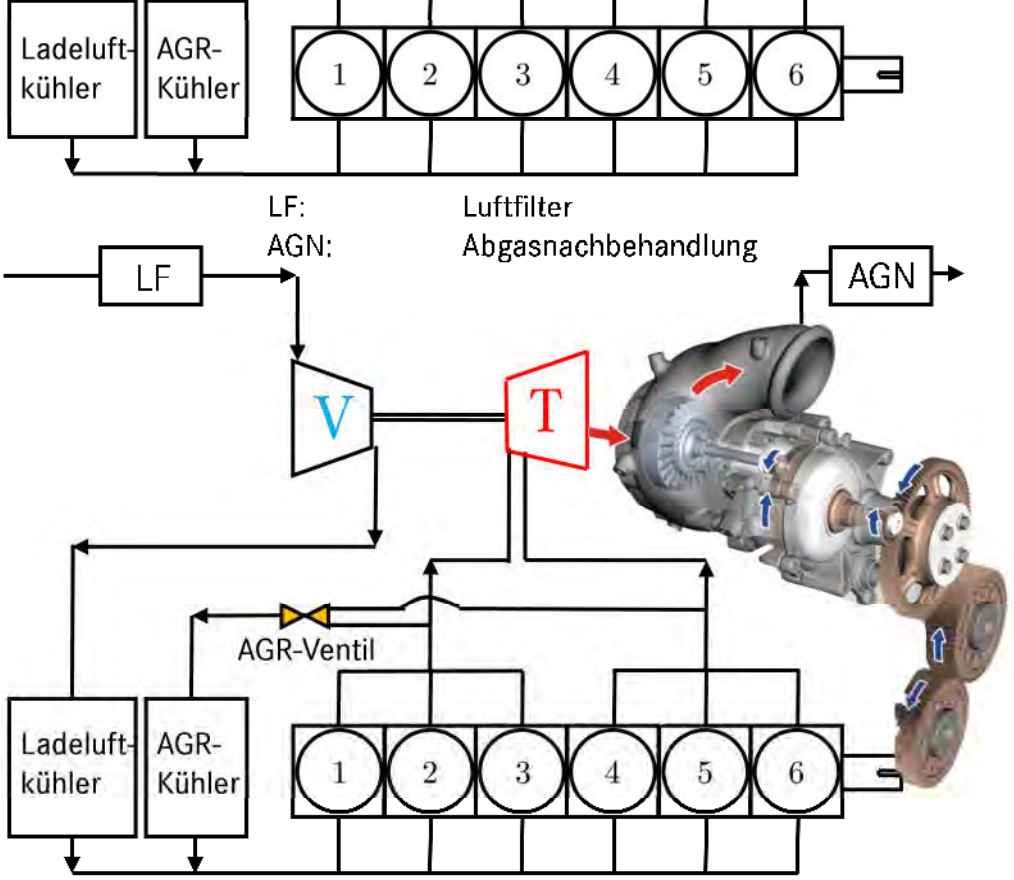


Abbildung 2: Prinzip-Skizze der HD Motoren Plattform (oben: asymmetrischer ATL; unten: mit Turbocompound)

Die Heavy Duty Engine Plattform (HDEP) schlägt mit innovativen Ansätzen und mit den daraus resultierenden Fähigkeiten und Eigenschaften ein neues Kapitel im Motorenbau für schwere Nutzfahrzeuge auf. Wesentliche Merkmale sind zwei oben liegende Nockenwellen, das einzigartige Common-Rail-Einspritzsystem X-Pulse mit der Möglichkeit der Einspritzverlaufsformung, der Abgasturbolader mit asymmetrischer Querschnittsverteilung, die leistungsstarke Motorbremse mit Bremsleistungen bis 400 kW, sowie die Abgasrückführung in Kombination mit der Abgasreinigung auf Basis SCR-Technologie und Partikelfilter zur Erfüllung strengster Abgasvorschriften.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dieses verdeutlicht unser primäres Ziel, kundenoptimierte Produkte zu entwickeln. Abbildung 2 zeigt die Prinzip-Skizzen der HDEP Familie der ersten Generation. Die obere Darstellung stellt den Aufbau der Motoren mit asymmetrischen Turbinengehäusen (AT → siehe Tabelle 1), die untere die Konfiguration mit symmetrischem Turbinengehäuse und Turbocompound dar (TC → Tabelle 1).

Diesen Weg gehen wir nun kontinuierlich weiter. Der nächste Schritt ist eine neue Evolutionsstufe dieser Motorenplattform mit weiteren Innovationen zur Erreichung der wichtigsten Entwicklungsziele:

- Die Reduktion des Gesamtfluidverbrauchs unter Berücksichtigung des AdBlue/Diesel – Preisverhältnisses in den verschiedenen Regionen.
- Die Steigerung des Drehmomentes und der Leistung.
- Gleichzeitige Reduktion des Motorgesamtgewichts.

Die technischen Details dieser Evolution und der daraus resultierende Nutzen für unsere weltweiten Kunden werden im Folgenden am Beispiel der neuesten Generation des OM471 Motors erläutert.

3. Technologien der neuesten Generation des OM471 Motors

Der 12,8 Liter Motor oder OM471 ist heute der globale Stückzahlträger der Plattform. Vier Jahre nach Einführung der Heavy Duty Motorenplattform in Europa folgt nun die nächste Entwicklungsstufe. Der Motor bleibt in seinen konzeptionellen Ansätzen mit dem Vorgängermodell vergleichbar. Zur Einhaltung der strengen Euro VI Emissionsgrenzen, insbesondere der Stickoxide, wird weiterhin die Abgasrückführungstechnik (AGR) eingesetzt. Diese ermöglicht den bestmöglichen Kompromiss aus Motoremissionen und Kraftstoff- und AdBlue-Verbrauch. Die Regeneration des Partikelfilters wird weiterhin mittels einer Kraftstoffeinspritzung ins Abgassystem unterstützt. Hierdurch kann gewährleistet werden, dass auch unter schwierigsten Umgebungs- und Betriebsbedingungen der Filter regeneriert werden kann. Dieses wurde im Betrieb über viele Millionen Kilometer Erprobung nachgewiesen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 3: Technische Highlights des OM471 Motors der neuesten Generation

Die wichtigsten Technologie-Bausteine der neuesten Generation des OM471 sind in Abbildung 3 dargestellt. Hervorzuheben sind hierbei die Reduktion der Motorreibung, die zweite Generation des druckverstärkten Common-Rail-Einspritzsystems mit 2700 bar maximalem Einspritzdruck bei voll flexibler Einspritzverlaufsformung, sowie der neu entwickelte Turbolader mit Festgeometrie und asymmetrischer Aufteilung der Turbinenfluten und ein innovatives und in dieser Form erstmalig dargestelltes Abgasrückführsystem. Im Folgenden werden diese Technologien ausführlicher beschrieben.

3.1. Einspritzung und Verbrennung

Wesentlicher Bestandteil der Maßnahmen zur Kraftstoffverbrauchsverbesserung der neuesten Generation des OM471 Motors ist die Optimierung des Brennverfahrens. Dieses ist auf die neuen motorischen Randbedingungen, wie ein höheres Luftverhältnis und angehobene Motor Roh-NO_x Werte ausgelegt und optimiert. Es werden aufgrund der neuartigen und effizienteren SCR-Katalysatoren und der intelligenten Applikation des Abgasnachbehandlungssystems die Euro VI Grenzwerte weiterhin unter allen geforderten Umgebungsbedingungen eingehalten. Der Verbrauch von AdBlue liegt mit etwa fünf Prozent vom Kraftstoffverbrauch auf dem sehr guten Niveau der früheren Euro V Motoren.

Das neue Brennverfahren zeichnet sich durch eine Optimierung des Brennraums, das heißt der Kontur der Kolbenmulde und einer Anhebung des Verdichtungsverhältnisses von 17,3:1 auf 18,3:1 und damit einer Steigerung des thermischen Wirkungsgrades, aus.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

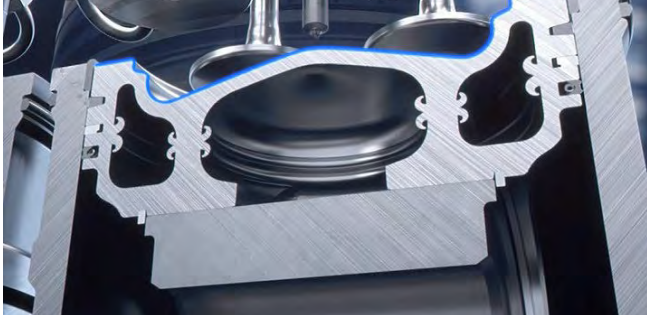


Abbildung 4: Neues Kolbenmuldendesign; Anhebung des Verdichtungsverhältnisses → 18,3:1

Die Auslegung der Einspritzdüse ist auf das neue Design der Kolbenmulde, dem reduzierten Brennraumvolumen, sowie den vorgegebenen Randbedingungen der Stickoxid- und Partikelemissionen abgestimmt. Hierfür wurde eine Matrix aus Versuchsdüsen mit unterschiedlicher Lochanzahl, hydraulischen Durchflüssen und Höhenwinkeln an einem Einzylinder-Versuchsmotor untersucht und bewertet. Die besten Ergebnisse bezüglich Kraftstoffverbrauch liefert eine 8-Loch Düse mit einem, im Vergleich zur ersten Generation, um 10% gesteigerten hydraulischen Durchfluss.

Die neue Konfiguration des Brennverfahrens besitzt bei unterschiedlichen NO_x-Niveaus eine große Stabilität hinsichtlich Rußemissionen und geringen Kraftstoffverbräuchen. Dieses ist insbesondere wichtig, um die globalen Märkte mit unterschiedlichen Emissionszyklen und Emissionslimits mit der gleichen Hardware optimal bedienen zu können.

Des Weiteren steht die zweite Generation des Einspritzsystems X-Pulse, das einzigartige Common-Rail-System mit Druckverstärkung im Injektor und freier Modellierbarkeit des Einspritzverlaufs, zur Verfügung. Der maximale Raildruck wird von 900 bar (Generation 1) auf 1160 bar erhöht. Daraus resultiert zusammen mit der Druckverstärkung im Injektor ein maximaler Einspritzdruck von 2700 bar an der Einspritzdüse wie in Abbildung 5 dargestellt ist. Das linke Diagramm in Abbildung 5 zeigt den Druckverlauf der unterschiedlichen Einspritzverlaufsformungen square, ramp und boot (von links nach rechts). In allen Fällen wird der maximale Einspritzdruck erreicht. Auf der rechten Seite von Abbildung 5 sind die dazugehörigen Einspritzraten abgebildet. Die Formgebung ist zwischen boot und square fließend applizierbar. Wird bei der boot-Variante zunächst mit dem ausgewählten Raildruck und damit niedriger Einspritzrate die Einspritzung begonnen, so wird bei der square-Variante bereits von Anfang an mit aktiviertem Druckverstärker und damit hohem Einspritzdruck und hoher Einspritzrate der Dieselkraftstoff eingebracht. Dieses resultiert natürlich in einer unter-

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

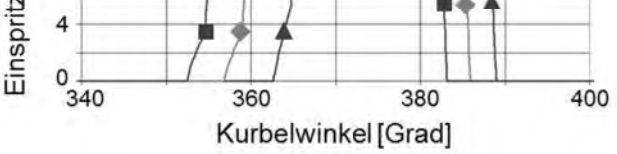



Abbildung 5: Zweite Generation des X-Pulse Einspritzsystems mit Verlaufsformung und max. 2700 bar Einspritzdruck an der Düse

Durch die zweite Generation des X-Pulse Einspritzsystems in Verbindung mit dem optimierten Brennverfahren wird der effektive Wirkungsgrad im gesamten Motorkennfeld signifikant gesteigert (siehe hierzu Abbildung 15). Neben einem deutlich verbesserten Dieselkraftstoffverbrauch bewirkt die effizientere Verbrennung ebenfalls eine geringere Partikelemission in allen Betriebspunkten.

3.2. Innovative AGR-Ventil Technologie

Zu den Besonderheiten des OM471 Motors gehört von Beginn an eine effiziente Bereitstellung der Abgasrückführung mittels eines besonderen Abgaskrümmermittelteils in Kombination mit einem Turbolader mit asymmetrischer Querschnittsverteilung der Turbinenfluten. Die Abgase der Zylinder vier bis sechs werden ohne Umweg direkt in die Turbine geleitet. Von den Abgasen der Zylinder eins bis drei wird dagegen eine definierte Abgasmenge für die Abgasrückführung abgezweigt, siehe hierzu Abbildung 2 [2].
Diese Lösung wird im Prinzip beibehalten, jedoch im Detail entscheidend weiterentwickelt. Die Position der AGR-Klappe wird im AGR-Pfad weit nach vorn verlegt, deutlich vor den Eintritt des Abgases in den Turbolader, wie in Abbildung 6 dargestellt. War die Verteilung der Abgase zwischen Abgaskrümmer und Turbolader bisher unter anderem von der Formgestaltung des Krümmers und der Geometrie des asymmetrischen Turbinengehäuses abhängig, so ist die Verteilung jetzt stufenlos und sehr präzise im gesamten Bereich des Motorkennfelds regulierbar. Ganz nach Bedarf können die Abgase der drei Spenderzylinder zwischen null (Abbildung 6) und 100 Prozent (Abbildung 7) der Verbrennung zugeführt werden – bisher einzigartig im Motorenbau [2]. Damit wird eine hohe Flexibilität der AGR-Raten erreicht, welche den unterschiedlichen Betriebsmodi des Motors und dem wirkungsvollen Abgas-Thermomanagement zugutekommen.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

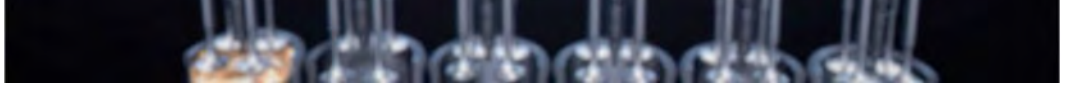


Abbildung 6: Voll geschlossene AGR-Klappenstellung, 0 % AGR - Rate

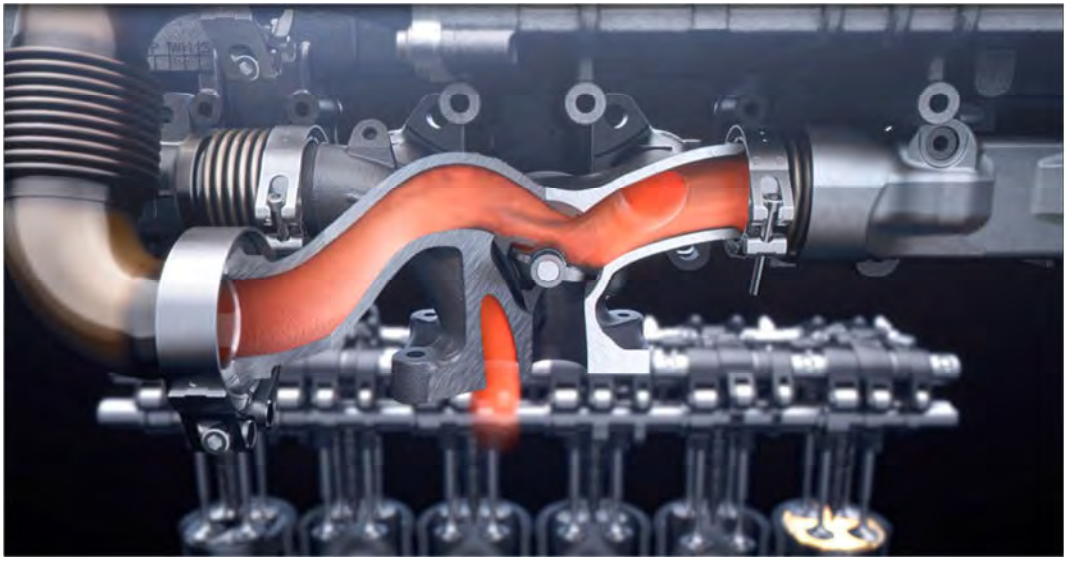


Abbildung 7: Voll geöffnete AGR-Klappenstellung, max. 50% AGR - Rate

Ebenfalls neu ist die asymmetrische Einspritzung [2]: Im normalen Fahrbetrieb werden die Injektoren aller sechs Zylinder des Motors mit der identischen Menge Kraftstoff versorgt. Ist eine Regeneration des Diesel-Partikelfilters erforderlich, wird zur Anhebung der Abgastemperatur bei geringer Last eine hohe AGR-Rate von bis zu 50 Prozent eingestellt, siehe Abbildung 7. Um in diesem Fall eine unvollständige Verbrennung mit einem entsprechend höheren Anteil von Rußpartikeln im Abgas zu verhindern, wird die Kraftstoffmenge in den Zylindern eins bis drei stufenlos zurückgenommen und parallel dazu in den Zylindern vier bis sechs erhöht. Im Extremfall kann die eingespritzte Menge für die ersten drei Zylinder bis auf null reduziert werden, während die anderen drei Zylinder wie unter Volllast arbeiten. Die Leistungsabgabe sowie der Kraftstoffverbrauch werden durch diese Reduzierung bis zur Zylinderabschaltung nicht beeinflusst. Die Abgasqualität dagegen steigt und der Rußpartikelausstoß sinkt. Die Verschiebung erfolgt für den Fahrer unmerklich. Gleiches gilt, wenn durch Leistungsanforderung die Last steigt und die Einspritzung wieder für alle Zylinder gleichmäßig erfolgt.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 8: AGR-Klappenposition für optimale Strömungsbedingungen

Den größten Zeitanteil wird der Motor jedoch in der mittleren AGR-Klappenposition betrieben, siehe Abbildung 8. Für diese Fahrsituation werden die Strömungsquerschnitte des Abgaskrümmermittelteils bis hin zum Turbinengehäuse und der Stellwinkel der AGR-Klappe für den notwendigen AGR-Transport (bestimmend für das Motor Roh-NO_x Niveau) optimiert. Das Ziel ist, Strömungs- und Ladungswechselverluste zu minimieren. Dieses gelingt durch eine kompromisslose Abstimmung mit dem Abgasturbolader mittels asymmetrischer Querschnittsaufteilung der Turbinenfluten. So ergeben sich bei dieser Klappenstellung optimale Strömungsverhältnisse, die zu den sehr guten Kraftstoffverbräuchen beitragen.

3.3. Abgasturbolader aus dem Hause Daimler

Der Abgasturbolader mit asymmetrischem 2-flutigen Turbinengehäuse ist ein von Daimler patentiertes Konzept. Für eine optimale Abstimmung von Aufladung und Verbrennung wurde der Turbolader komplett im Hause Daimler entwickelt und in den Werken Mannheim und Detroit produziert. Im Zusammenspiel mit dem vorgestellten, komplexen AGR-Transportsystem bietet eine integrierte Entwicklung des Abgasturboladers entscheidende Vorteile, um eine optimale Abstimmung des Gesamtsystems und einen effizienten AGR-Transport zu erzielen. Wie im vorherigen Kapitel erläutert, wird das Abgas von Zylinder eins bis drei durch die kleine Flut geleitet während Zylinder vier bis sechs die große Flut des Turboladers versorgen (siehe Abbildung 2). Die kleine Flut erzeugt das notwendige Druckgefälle, um den AGR-Transport zwischen Abgas- und Ladeluftseite zu ermöglichen. Die große Flut bestimmt das Luftverhältnis und trägt trotz Abgasrückführung zu positiver Ladungswechselarbeit des Gesamtsystems bei. Dieses ist ein wesentlicher Beitrag zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs.

Die Serieneinführung des Daimler Turboladers erfolgte im Jahr 2013 mit dem Markteintritt des DD15 AT Motors (siehe Tabelle 1) [4]. Seit dieser erfolgreichen Produkteinführung im Markt wurden bereits mehr als 120 000 Turbolader gebaut, die mit Ihrer Performance und Qualität im Feld über-

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 9: Abgasturbolader mit asymmetrischer Querschnittsaufteilung der Turbinenfluten

Jede einzelne Komponente ist maßgeschneidert und optimal auf die Betriebsbedingungen des Motors abgestimmt. Der Turbolader verfügt über eine feste Turbinengeometrie. Die Größe der 2-flutigen asymmetrischen Turbine ist ebenfalls für den OM471 Motor optimiert, um den bestmöglichen Wirkungsgrad für den Hauptfahrbereich der Kunden zu erzielen. Diese Charakteristik wird durch das Turbinenwirkungsgradkennfeld in Abbildung 10 verdeutlicht, in welchem das Wirkungsgradmaximum von 77,5 % bei der Motormarschdrehzahl von 1200 1/min erreicht wird.

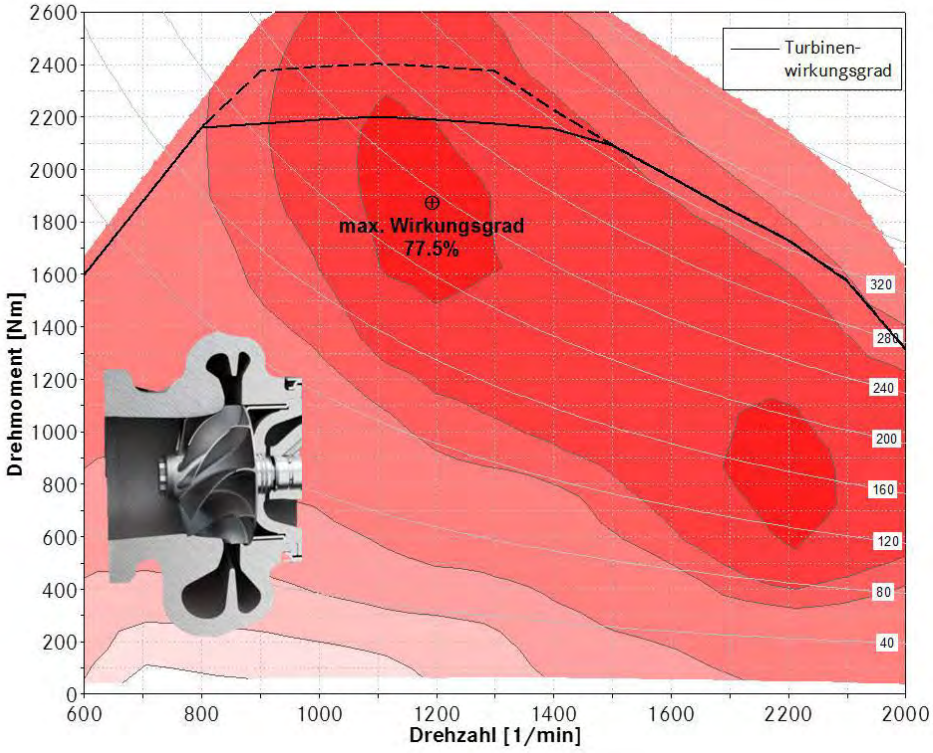


Abbildung 10: Turbinenwirkungsgradkennfeld mit Wirkungsgradmaximum

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

optimiert. Hierzu wird im ersten Schritt die Rückwärtskrümmung mit entsprechend notwendigem Neigungswinkel der Verdichterschaufeln mittels numerischer Berechnung optimiert. Anschließend wird der Diffusor in Kombination mit einer kennfeldstabilisierenden Maßnahme (ported shroud) angepasst (s. Abbildung 11). Zur Steigerung des Komforts in der Fahrerkabine und zur Erfüllung von zukünftig schärferen Geräuschemissionsgesetzen wird beim Verdichter zusätzlich ein optimierter Geräuschreflektor eingesetzt.

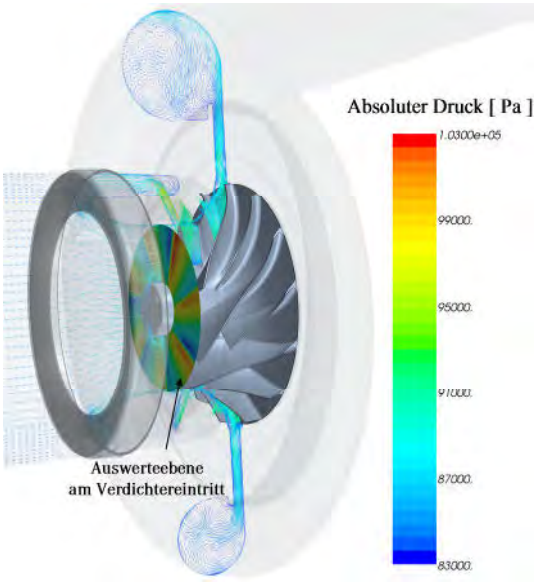


Abbildung 11: 3d-CFD Schnittbild des einstufigen Radialverdichters

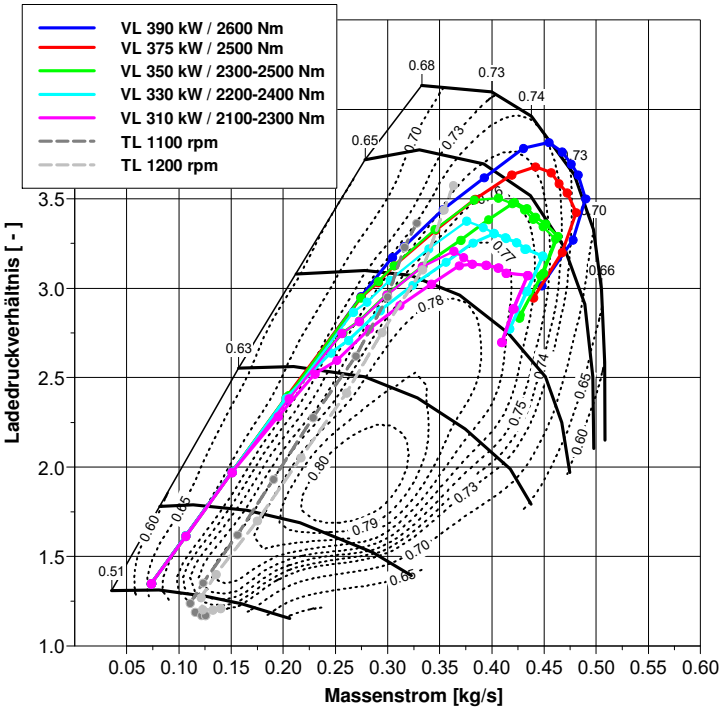


Abbildung 12: Verdichterkennfeld mit Voll- und Teillastkurven

Das maximale Druckverhältnis von 4,2 und der isentrope Spitzenwirkungsgrad von $\eta_{V,is}$ = 80 % (siehe Verdichterkennfeld in Abbildung 12) werden trotz der geforderten Kennfeldbreite erreicht. Diese ist notwendig, um die fünf Motorleistungen des OM471 zwischen 310 KW und 390 KW und einem hohen Drehmoment von bis zu 2600 Nm bei einer relativ niedrigen Motordrehzahl von 1100 1/min mit nur einem einzigen Turbolader darzustellen.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

tung der einzelnen Komponenten geprüft. Weitere Erprobungen finden in Asien und Afrika mit wiederum veränderten, extremen Betriebsbedingungen statt.

Zudem wurden zur Serienfreigabe des Daimler - Turboladers für die neueste Generation des OM471 Motors in Europa viele Erfahrungen aus der ersten Serieneinführung des DD15 AT Motors in den USA herangezogen. In Summe wurden mehrere Millionen Fahrzeugkilometer gefahren und mehrere Tausend Stunden am Gas- und Motorprüfstand - größtenteils unter Extrembedingungen - durchgeführt. Diese Betriebszeiten sind erforderlich, um den hohen Leistungs-, Sicherheits- und Qualitätsansprüchen zu genügen.

4. Der Motor überzeugt sowohl Unternehmer als auch Fahrer

Die Bündelung aller in den vorherigen Kapiteln beschriebenen Innovationen, beschreibt die (R)evolution der Heavy Duty Engine Plattform und ist ein weiterer bedeutender Schritt zur Technologieführerschaft der Daimler Nutzfahrzeugmotoren. Bei Reduzierung der Komplexität ist gleichzeitig der Kraftstoffverbrauch deutlich gesunken. Des Weiteren wird die maximale Leistung auf nunmehr 390 kW angehoben und das Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen erheblich gesteigert. Die Drehmomentanhebung im unteren Drehzahlbereich lässt sich in Abbildung 14 am Beispiel der 375 kW Kurve (schwarz vs. rot) der ersten und der neuesten Generation deutlich ablesen.

Leistung bei 1600 U/min	Drehmoment bei 1100 U/min
310 kW (421 PS)	2100 Nm
330 kW (449 PS)	2200 Nm
350 kW (476 PS)	2300 Nm
375 kW (510 PS)	2500 Nm
390 kW (530 PS)	2600 Nm

Tabelle 2: Leistungsvarianten OM471 neueste Generation

Die Grundleistungsvarianten mit 310 kW, 330 kW und 350 kW werden durch drei so genannte „Top Torque"-Ausführungen ergänzt. Das bedeutet, dass dem Fahrer im höchsten Gang zusätzliche 200 Nm zur Verfügung stehen. Daraus resultiert eine exzellente Fahrbarkeit mit einem außerordentlich breiten nutzbaren Drehzahlbereich (siehe Abbildung 13). Die beiden Topleistungen 375 kW und 390 kW runden das Portfolio nach oben hin ab. 95 Prozent des Leistungsmaximums stehen bereits bei etwa 1300 1/min bis 1400 1/min zur Verfügung, welches bei der Nenndrehzahl von 1600 1/min erreicht wird. Innerhalb des breiten Drehmomenten-Plateaus (>95% des maximalen Drehmomentes) von 900 1/min bis 1500 1/min liegt das

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

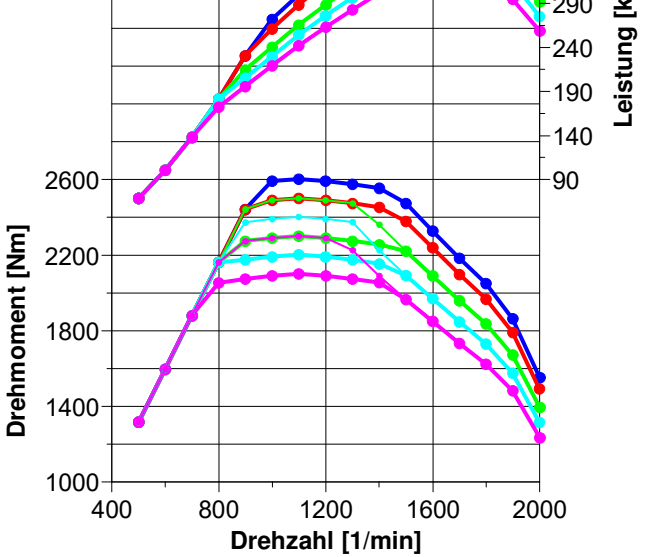


Abbildung 13: Leistungscharakteristik, OM471 neueste Generation

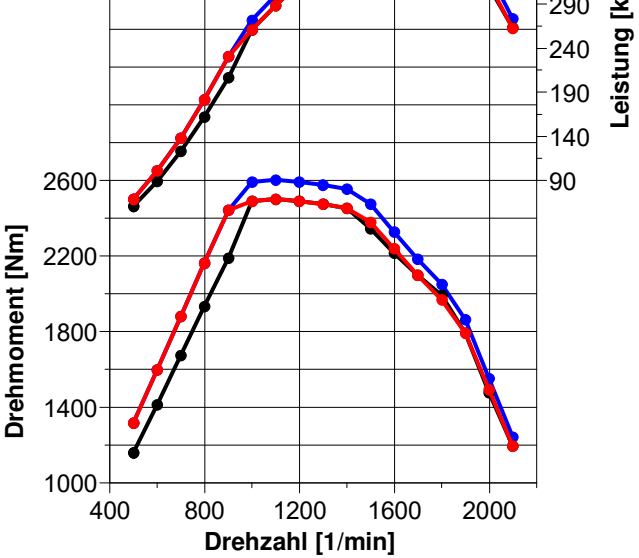


Abbildung 14: OM471 neueste Generation im Vergleich zur ersten Generation

Neben der notwendigen Bedingung, der Erfüllung der Emissionsgesetze in den einzelnen Märkten, sind Zuverlässigkeit sowie anfallende Betriebskosten die entscheidenden Kriterien für die Kundenzufriedenheit und deren wirtschaftlichen Erfolg. Abgeleitet aus den hervorragenden effektiven Motorwirkungsgraden, die in Abbildung 15 dargestellt sind, wird ersichtlich, dass die Kostenbilanz stimmt.

Auf einer Fernverkehrsstrecke mit 40 Tonnen Gesamtgewicht stellt sich für einen Mercedes-Benz Actros im Mittel eine Drehzahl von 1200 1/min bei 80 km/h ein (abhängig von der Gesamtübersetzung). Eine Häufigkeitsverteilung des Kraftstoffverbrauchs für eine typische Fernverkehrsanwendung zeigt, dass der Motor hauptsächlich in der Volllast und bei ca. 100 kW betrieben wird, wobei der Volllastanteil dominiert (s. Abbildung 15). Liest man für diesen Fahrbereich die effektiven Wirkungsgrade von 44 - 46% aus Abbildung 15 heraus, wird ersichtlich wie effizient ein Actros mit der neuesten Generation des OM471 Motors unter realen Fahrbedingungen betrieben wird. Des Weiteren ist der Wert von $\eta_{eff} > 42\%$ im gesamten Motorkennfeld oberhalb von 500 Nm hervorzuheben.

Den reduzierten Kraftstoffverbräuchen steht lediglich eine leicht erhöhte Menge des deutlich preisgünstigeren AdBlue zur Stickoxidreduktion entgegen. In Summe sinken die Kosten gegenüber der ersten Generation um gut 2,5 Prozent – ein beachtlicher Vorteil.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

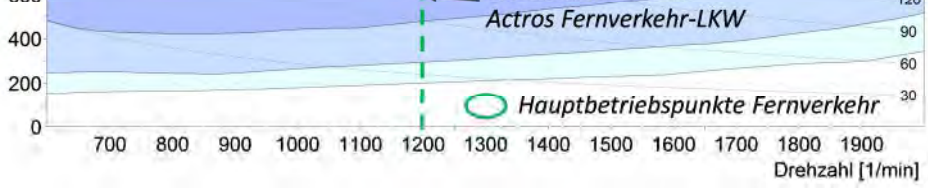


Abbildung 15: Motorwirkungsgradkennfeld der neuesten Generation OM471, 330 kW

Im Detail betrachtet, bedeutet das: Bei einer jährlichen Fahrleistung von 130 000 Kilometern im Fernverkehr, über 4 Jahre gerechnet, auf einer anspruchsvollen Strecke mit voller Auslastung und einer Verbrauchsverbesserung von bis zu 3 Prozent Diesel im Vergleich zur ersten Generation des OM471, spart jeder einzelne Mercedes-Benz Actros mit der neuesten Motorengeneration fast 4500 Liter Diesel ein und stößt damit ca. 12 Tonnen weniger CO_2 aus.

In Abbildung 16 ist das beschriebene Szenario über unterschiedliche Dieselkraftstoffpreise dargestellt.

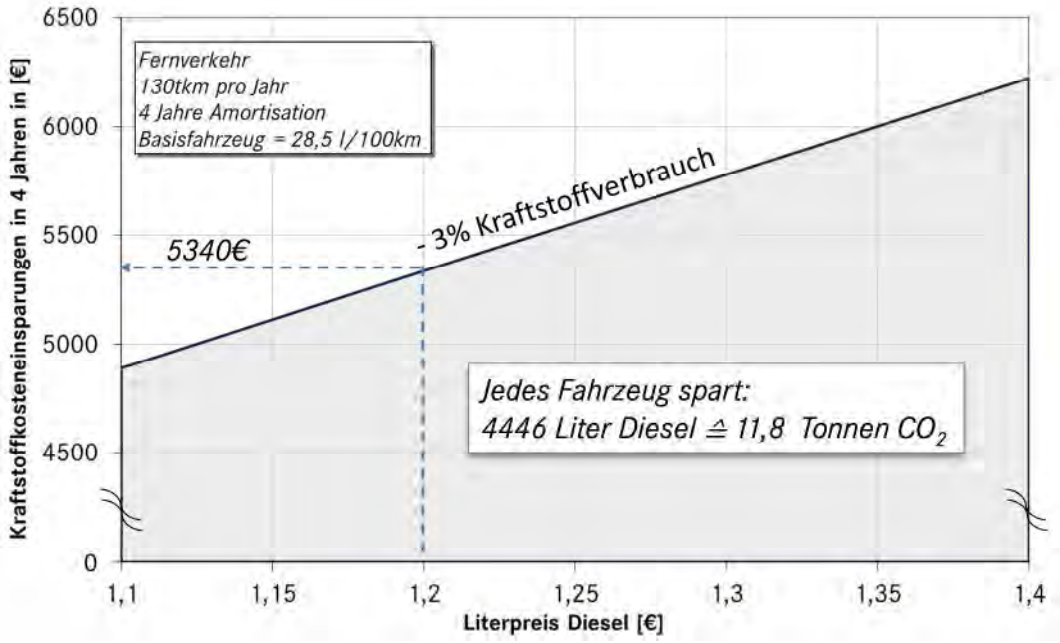


Abbildung 16: Einsparpotentiale mit der neuesten Generation des OM471

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

derungen am Zylinderkopf, am Rädertrieb, am Schwingungsdämpfer, am Ölmodul und am X-Pulse Einspritzsystem beigetragen. Durch den Entfall des Wastegates mit Steuereinheit und dem neu entwickelten Design des Abgaskrümmermittelteils mit AGR-Klappe (vgl. Kap. 3.2) ergibt sich ebenfalls eine Reduzierung des Motorgewichts.

5. Zusammenfassung

Vier Jahre nach Einführung der HDEP Motorengeneration folgt nun die nächste Entwicklungsstufe – mit ihr baut Daimler Trucks in Europa und NAFTA mit den marktspezifischen Fahrzeugen den Effizienzvorsprung weiter aus. Der Kraftstoffverbrauch sinkt erneut um bis zu drei Prozent, gleichzeitig steigt mit mehr Drehmoment die Fahrdynamik. Der Motor ist 20 kg leichter, eine neue Spitzenleistung mit 390 kW (530 PS) und 2600 Nm Drehmoment krönt die Baureihe bei gleichzeitiger Reduzierung der Komplexität und ohne Einbußen der bekannten Zuverlässigkeit.

Fazit: Die zweite Generation des OM471 setzt erneut Maßstäbe unter den Heavy Duty Motoren für schwere Nutzfahrzeuge.

Referenzen

[1] Heil et al.: Die neue Dieselmotorenbaureihe für schwere Nutzfahrzeugmotoren von Daimler, Motortechnische Zeitung MTZ 01/2009, Vol.70

[2] Daimler Communications, Presse-Information für Mercedes-Benz OM 471 – die zweite Generation: Quadratur des Kreises: weniger Verbrauch und CO_2-Emissionen, mehr Leistung und Drehmoment, 06/2015

[3] E. Chebli, M. Müller, J. Leweux, A. Gorbach: Entwicklung eines Abgasturboladers für die schweren Daimler Nutzfahrzeugmotoren, Motortechnische Zeitung MTZ 03/2013, Vol.74

[4] I. Gruden, S. Künzel, G. Braziunas, D. Burney: New 14.8-L HD Truck Engine from Daimler for Nafta, Motortechnische Zeitung MTZ 12/2013, Vol.74

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

numbers and are rounding out the lower end of the power range with the development of a 6.7 liter natural gas product.

Current state of the art medium and heavy duty natural gas engines are diesel engine conversions spanning the range from 6.5L to 12L in displacement, primarily based upon stoichiometric combustion with cooled exhaust gas recirculation and 3-way catalysis. However, significant design compromises can result from merely converting a diesel engine to operate on natural gas. These compromises express themselves in terms of reduced reliability due to high thermal stresses, relatively low efficiency due to low volumetric efficiency and compression ratio, and poor performance in terms of power & torque density and transient response.

With partial funding from the South Coast Air Quality Management District SCAQMD and the California Energy Commission CEC, Cummins has undertaken a research program to develop a heavy duty natural gas engine designed specifically for natural gas operation. This paper summarizes the results of that development effort with ambitious targets for emissions, efficiency, performance, and robustness.

Kurzfassung

Cummins Inc. (CMI) ist weltweit führend in der Konzeption, Entwicklung und Vertrieb von Diesel- und Erdgasmotoren. Durch unsere Cummins Westport (CWI) Gemeinschaftsunternehmen, herstellen und verkaufen wir hochmoderne 9L und 12L Motoren für Lastkraftwagen in immer höhere Zahlen und wir erweiteren das untere Ende des Leistungsbereich mit der Entwicklung eines 6.7-Liter-Erdgas Produkt.

Aktueller Stand der Technik mittelschweren und schweren Erdgasmotoren sind Dieselmotor Konvertierungen im Bereich von 6.5L auf 12L. Diese Motoren sind auf eine stöchiometrische Verbrennung mit gekühlter Abgasrückführung und eine 3-Wege-Katalysator basiert. Jedoch können design Kompromisse erfolgen von lediglich Umwandlung eines Dieselmotors auf Erdgas. Diese Kompromisse äußern sich in Form von geringeren Zuverlässigkeit aufgrund der hohen thermischen Belastungen, relativ niedrigen Wirkungsgrad durch geringe volumetrische Effizienz und Verdichtungsverhältnis und eine schlechte Leistung in Bezug auf Leistung und Drehmomentdichte und Einschwingverhalten.

Mit teilweise Finanzierung aus dem South Coast Air Quality Management District SCAQMD und der California Energy Commission CEC ist Cummins ein Forschungsprogramm durchgeführt eine schwere Erdgasmotor speziell für den Erdgasbetrieb ausgelegt zu entwickeln. Dieses Papier fasst die Ergebnisse dieser Entwicklungsarbeit zusammen mit ehrgeizigen Zielen für die Emissionen, Effizienz, Leistung und Robustheit.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Efficiency or fuel cost/mile
- Engine System acquisition cost and total cost of ownership
- Greenhouse Gas emissions: CO2 and CH4
- Criteria pollutants, specifically tailpipe NOx capable of 0.02 gr/bhp.hr
- Diesel like performance: power and torque, transient response

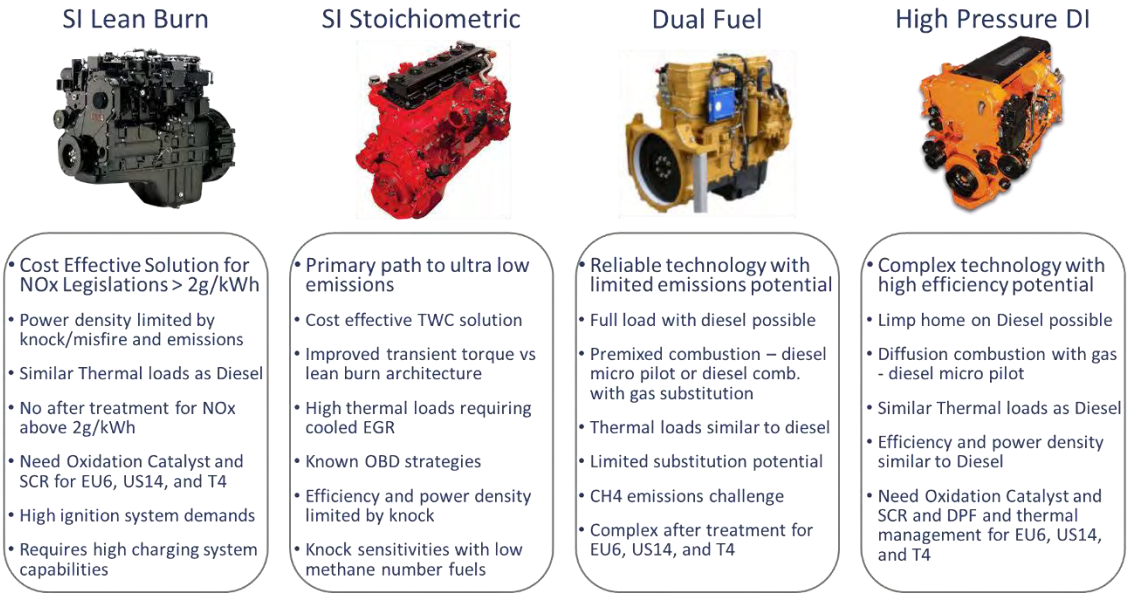


Figure 1: Architecture options for heavy duty natural gas engines

Given these drivers, the following general statements can be made for each of the above identified architectures:

SI Lean Burn	Not capable of delivering Diesel like performance
	High After-Treatment system cost and complexity
Dual Fuel	Very high After-Treatment system cost and complexity
	High engine system acquisition cost
	Potential GHG challenge due to CH4 emissions
High Pressure DI	High engine system acquisition cost
	Very high After-Treatment system cost and complexity
	Highest efficiency potential
SI Stoichiometric	Able to meet all anticipated requirements, but not quite best in efficiency

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

system cost
- Cycle average BTE improved by >10% compared to ISX12G current product with capability to increase efficiency another 10-15% through appropriate technology integrations
- Demonstrate ability to match diesel power and torque ratings
- Diesel like transient performance
- The resulting system design “recipe” can be scaled over the entire 6.5L-15L displacement range

The demonstration platform chosen for this program is based on the Cummins ISX15 heavy duty engine. Select ISX15 specifications are shown in Table 1.

Displacement	15 Liter
Configuration	Inline 6
Bore x Stroke	137mm x 169mm
Power	Up to 600 hp (447 kW)
Torque	Up to 2050 lb.ft (2779 Nm)@ 1200 rpm

Table 1: ISX15 Specifications

No design changes were planned for the cylinder block. Some weight and cost reductions can result from accounting for the lower peak cylinder pressure resulting from stoichiometric natural gas combustion compared to diesel. These benefits can be assessed through computational analysis and have been left out of scope for this program. The focus for the program are the areas highlighted in Figure 2, and their impact on system design, especially air and fuel handling and the combustion system.

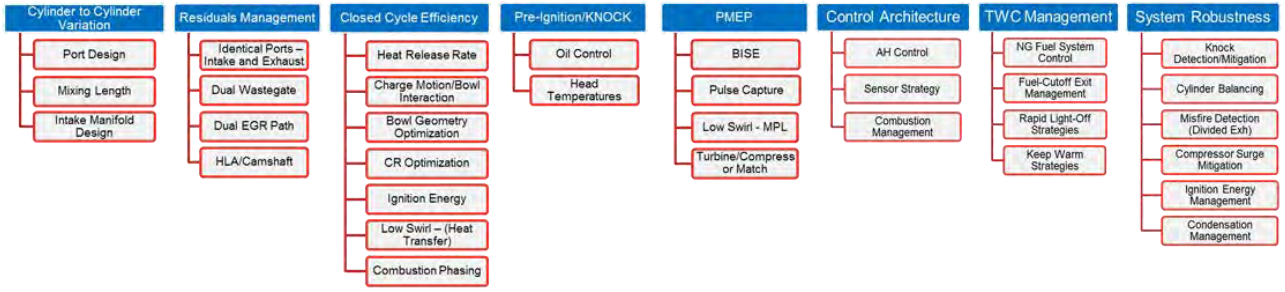


Figure 2: Research Program Focus Areas

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 3: Air handling top view

- Patterned design, all intake ports are exactly the same and all exhaust ports are exactly the same (note to clarify: intake ports are not the same as exhaust ports)
- Individual, drop-down runners from the plenum to the intake ports
- All cylinders pull off charge flow exactly the same way
- No crosstalk between cylinders
- Long mixing length to achieve flow uniformity
- Larger intake port to reduce flow losses into the cylinder
- Smaller exhaust port for higher velocity flow to support the pulse EGR system
- Fully divided, pulse capture exhaust manifold, isolated front bank from rear bank
- Optimized trajectory and area schedule of exhaust and EGR system components

The cylinder head for this program implemented a Big Intake Small Exhaust (BISE) diamond valve pattern. The diamond pattern allows for generation of swirl and the bigger intake valves enable bigger intake ports contributing to improved engine breathing. Developed through multiple iterations and flow bench testing, the intake ports have high flow capability and low losses on par with world class benchmarks. The intake manifold is a front end-inlet design with the plenum above the intake port center line, as shown in Figure 4. Individual, equal length runners pull off of the plenum to feed each cylinder for consistent charge distribution. The runners are angled towards the incoming charge where they connect to the plenum in order to help direct flow down the runners to feed each cylinder. The individual runners offer additional benefits such as further separation of cylinders, meaning fuel cross talk is very unlikely with a Port Fuel Injection architecture.

BISE also effected the exhaust ports. Smaller exhaust valves and ports result in higher exhaust flow velocities that positively affect performance of the pulse EGR system. The pulse EGR system will be discussed in a later section in more detail. For good pulse EGR system performance it is critical to design efficient exhaust flow passages and junctions in order to minimize losses. The goal was not only to minimize the loss coefficient but also to minimize the variation in loss coefficient cylinder to cylinder. Compared to early design

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 4: Manifold, port, and turbo cores. Top view left, front view right.

Turbomachinery

During the redesign of the exhaust manifold we worked closely with Cummins Turbo Technologies (CTT) on a new turbocharger as well, refer to Figure 5. The design philosophy for the new turbo was the same as the manifolds: give every cylinder the same experience and minimize loss coefficient. This was achieved in a few ways: the loss coefficient was minimized by optimizing the trajectory and the area schedule as a system, coupled to the

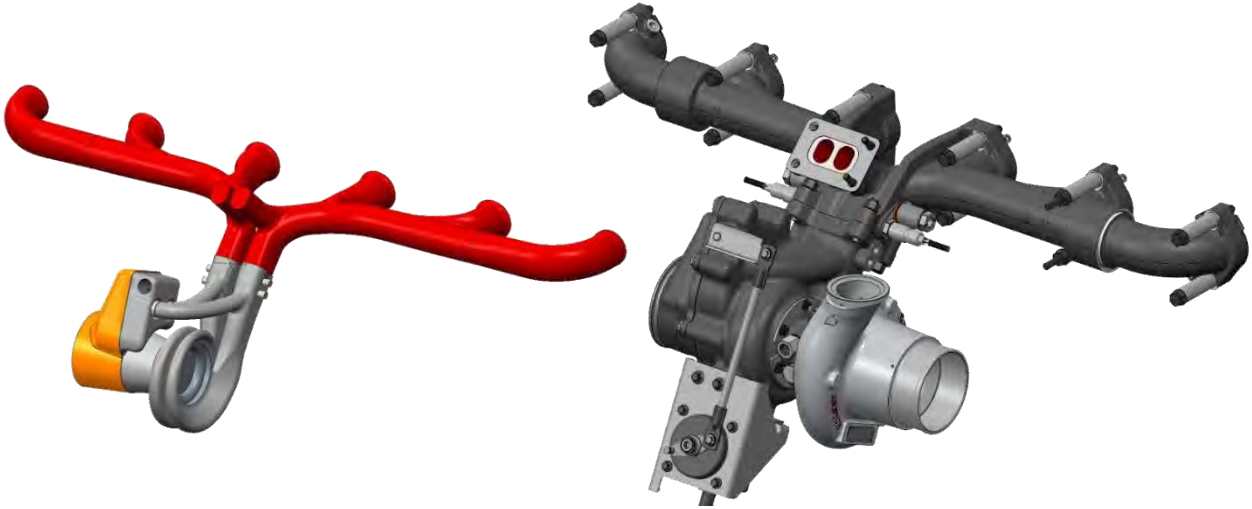


Figure 5: Turbocharger and exhaust manifold. Flow cores (left); Assembly model (right)

exhaust manifold. We provided the same experience for every cylinder by maintaining fully divided flows up to the turbine wheel. The new turbocharger also integrates a twin port electronically controlled waste gate which allows us to pull flow off both banks, further providing an identical breathing experience for all cylinders.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

developed concurrently and coupled to the exhaust manifold. Concurrent with CFD analysis of the flow domain we also performed thermal mechanical fatigue analysis of the designs to ensure durability.

Figure 6: EGR system assembly (left)

Oil Control

In order to achieve a stable spark ignited architecture, sources of knock and pre-ignition must be pursued and eliminated. One root cause is oil control and two sources addressed in this program are the piston rings and valve stem seals. We addressed oil intrusion from the valve stem with an updated seal which is 4x drier than the previous production diesel seal. The updated seal is also rated for vacuum; this is critical on a throttled engine which frequently operates with a vacuum in the intake manifold. We addressed oil intrusion past the piston rings through use of a 3 piece oil ring which has improved ring dynamics (compared to a 2 piece oil ring) therefore providing improved oil control.

Cylinder Head and Spark Plug Cooling

As mentioned in the previous section, sources of knock and pre-ignition must be pursued and eliminated. Another potential source of pre-ignition addressed in this program

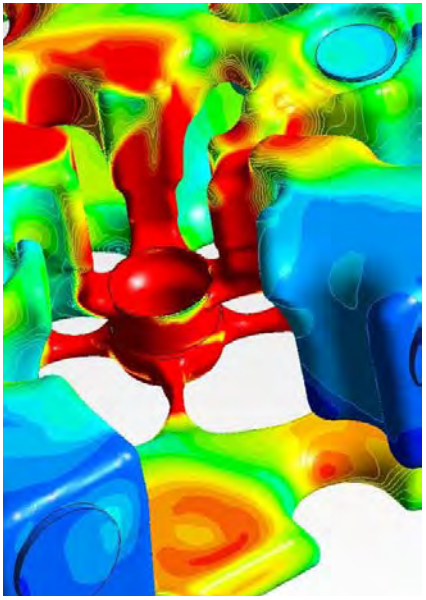


Figure 7: Heat transfer coefficients in the water jackets around the valve seats, bridges, and ignitor bore

Figure 8: FEA predicted combustion face temperature and location of max temp

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

flexibility in mind to enable investigation of multiple fuel systems. The engine hardware allows placement of port fuel injectors in 2 possible locations and use 2 possible injectors. The injectors can be placed in the intake manifold runners and/or they can be placed above the intake ports in the cylinder head. The engine can operate with 100% single point fuel injection (SPFI or upstream mixed) or 100% multi point fuel injection (injected in the individual ports). Additionally the engine can run with any mix of SPFI and MPFI. Analysis work predicted that 100% SPFI and 100% MPFI with the injector above the ports are the leading 2 fuel system candidates and offer various tradeoffs (Table 2) that required exploration through testing. Combustion CFD predicted a benefit to using a port fuel distribution tube and engine testing proved this to be the case.

	MPFI	SPFI
Feedforward Air Fuel Ratio Control	+	+
Feedback Air Fuel Ratio Control	+	-
Dither	+	-
Fuel Cutoff Recovery	+	-
Air Fuel Ratio Imbalance	-	+
Cost	Similar	Similar
Advanced Thermal Management	+	N/A
Cylinder Deactivation	+	N/A

Table 2: Single Point vs Multi Point Fuel Injection Tradeoffs

An additional benefit of locating the fuel injectors above the port is IMOP mitigation (Intake Manifold Over-Pressure, ie intake backfire). With a single point injection near the intake throttle, the entire intake manifold contains a stoichiometric combustible mixture. With a MPFI system, most of the manifold will be filled with air or possibly a very lean mixture beyond the ignition limits.

Compressor Bypass Valve

Stoichiometric gas engines are throttled by air (opposed to a diesel throttled by fueling) which can pose a challenge for the turbocharger compressor. When the engine quickly transitions from a high boost condition to a no boost condition (tip-out) the throttle plate slams shut and the high speed, high pressure charge between the compressor and the throttle needs somewhere to go, otherwise the pressure will spike and find its way to low pressure through the only available path, back through the compressor. This is compressor

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 9: Compressor recirculation system schematic

Engine optimization

A stoichiometric with cooled EGR combustion system was chosen for this engine as it has the capability to deliver high BMEP, extremely low emissions and robust operation. The performance optimization & development of the engine subsystems was split into 3 critical areas. Combustion System, Fuel System, and Charging System. Each respective system is covered in the following sections. A high energy capable ignition system was selected prior to the start of this program and was carried forward.

Combustion System

Development of the combustion system was focused on improvements in closed cycle efficiency, reduced heat transfer and capability of short burn durations under highly dilute conditions and short ignition delay times. High dilution was chosen in order to control component temperatures and to realize closed cycle efficiency improvements through reduced heat transfer as shown in Figure 10.

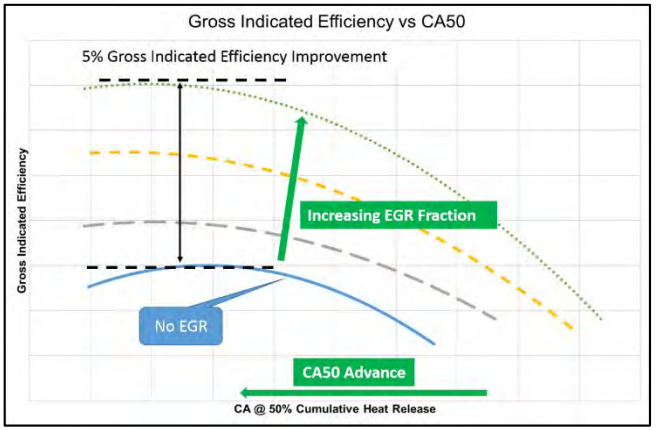


Figure 10: EGR Impact to Gross Indicated Efficiency

Initial combustion system work was done using a full combustion cycle analysis on a calibrated combustion CFD model. Prior work had yielded a baseline combustion system that delivered on 10% to 90% burn durations capable of tolerating high levels of EGR dilution. The goal of the current research was to maintain that burn duration with improved efficiency and ignition delay. The progression from iteration #1 to iteration #4 represents the investigation of swirl level along with charge motion development during the cycle and the impact to combustion. Iteration #1 represents the best efficiency that could be achieved because charging penalties were minimized representing the entitlement for efficiency. Iteration #2 - #4 represent iterations to improve the burn duration with minimal impact to efficiency by influencing the in cylinder charge motion. Trends in burn duration & ignition delay are shown in Figure 11.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 11: CFD - Burn Duration & Ignition Delay vs CA50

Iteration #4 was chosen as the combustion system for this engine as it was the best tradeoff for key deliverables. Fuel consumption trends are shown in Figure 12 for constant EGR levels

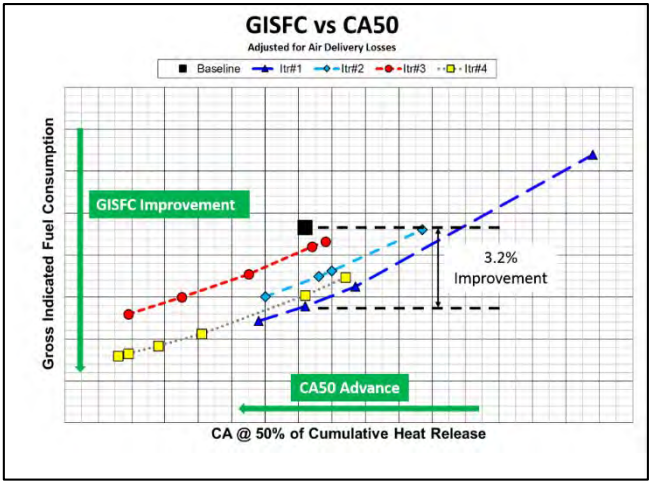


Figure 12: CFD - Indicated Fuel Consumption

Fuel System

The focus of the fuel system development was to investigate the use of a premix fuel system vs a port fuel injection system. The benefit of a premix combustion system is homogeneity of the fuel and air mixture. The disadvantages are transport delays, catalyst dither amplitude attenuation, and mitigation techniques in the event of cylinder misfire. Challenges of port fuel injection are mixture stratification, number of physical parts and injection pressure requirements. The benefits to MPFI are cost, fuel control cylinder by cylinder, transient response time and TWC control. Initial experimental investigations provided evidence to support degraded combustion due to PFI as shown in Figure 13.

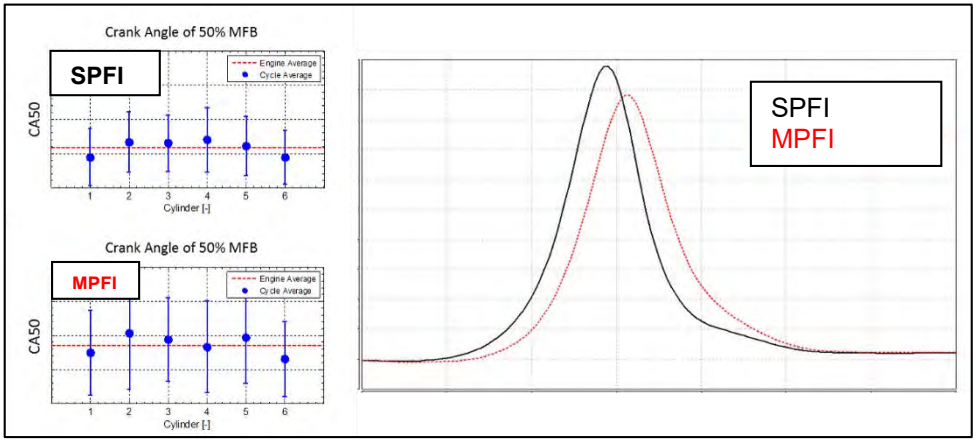


Figure 13: Premix/PFI Comparison

Further work was done to understand if MPFI stratification could be improved to match performance of the premixed combustion. Many iterations of mixing devices as well as injection strategies were assessed via combustion CFD in order to compare combustion performance as shown in Figure 14.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

the trapped residuals. Additionally the turbocharger machinery was sized such that it could accommodate the lower flowrates of a stoichiometric engine with EGR and provide the necessary pressure balance to drive the desired EGR levels. The intake system was assessed for charge delivery and mixture uniformity. With stringent requirements for charge uniformity and charge distribution a final intake configuration as shown in Figure 15 was chosen.

Figure 14: PFI Mixing Assessment HRR Comparison

The exhaust system was extensively tested and developed in order to ensure good cylinder balance as well as facilitate an efficient exhaust event. Figure 16 shows a summary of iterations assessed using a novel modeling approach in CFD. The iterations were focused on geometric changes that improved losses in the manifold and balanced the losses cylinder by cylinder. Iteration #8 was chosen as the exhaust manifold configuration for the new engine.

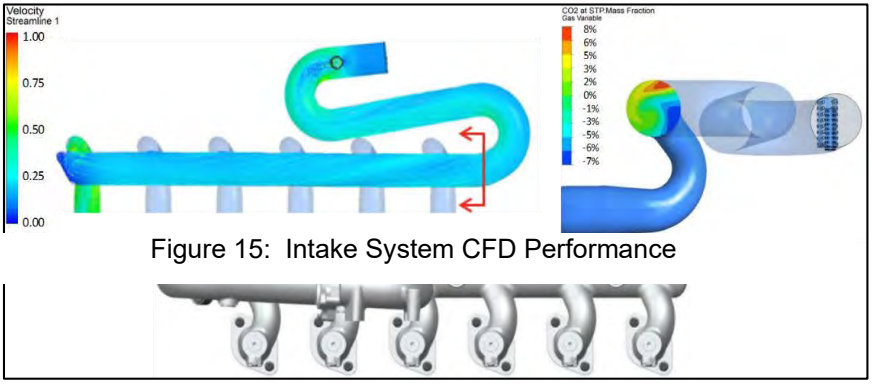


Figure 15: Intake System CFD Performance

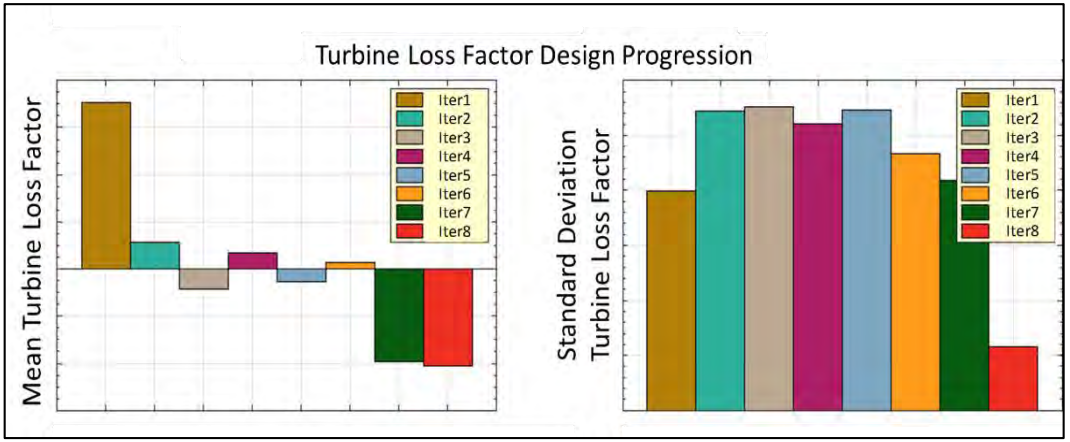


Figure 16: Exhaust Manifold Loss Factor Summary

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

with an Intake air Throttle (IAT) is used to control the air flow going into the intake manifold (IM). Similarly, the EGR flow diverted from the exhaust manifold is controlled by the EGR Valve (EGV). Both Air and EGR are mixed in the IM at rates controlled by the valves. Lastly, the compressor is maintained away from the surge region by actuating the Compressor Recirculation Valve (CRV).

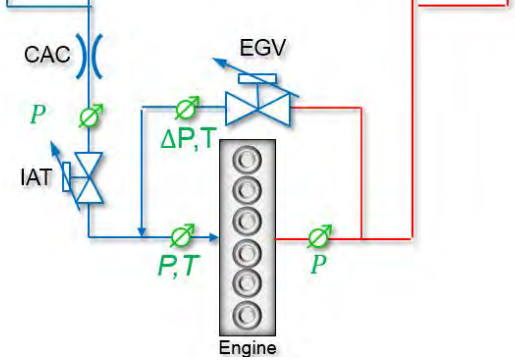


Figure 27: Air Handling Architecture Schematic.

The exhaust gas not diverted to the IM goes to the waste-gated turbine where a valve (WG) is used to control what portion of the flow is bypassed. By doing so, the energy going to the turbocharger and consequently the boost can be controlled within certain limits.

The control problem is the one of calculating the IAT, EGV and WG actuator commands to achieve the target engine Fresh Air Flow (FAF), EGR fraction and boost. In Stoichiometric engines, FAF is directly related to engine power so the target FAF is calculated from the driver torque request and engine speed. EGR fraction, on the other hand, is used to reduce knock and PMEP and NOx. The EGR fraction target is usually calibrated as a function of (at least) load and engine speed. Finally, having 3 actuators allows the tracking of three references (when feasible). The last target for the air handling control is turbocharger boost, which allows to trade off transient performance with pumping efficiency. A common target to exercise this tradeoff is the pressure drop on the IAT, which can be stored as a function of engine load and speed for example.

The control was designed using physical models of the AH components, which significantly reduced the need for empirical table lookups to address system nonlinearities and changes in environmental conditions. The FAF and EGR fraction control performance is shown in Figure 18. Overall, the FAF and EGR Fraction remain on top of the reference with few exceptions, most of them related to turbo spooling. The large EGR fraction deviation during idle regions corresponds to EGR flow measurement errors at low flows. In fact, the actual tracking error is zero since the EGR valve remains close during those regions.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 18: Fresh Air Flow and EGR Fraction Tracking during an FTP Cycle.

Air Fuel Ratio Control

The conversion efficiency of the three-way-catalyst (TWC) is directly related to the air-fuel ratio (AFR). Therefore, AFR is a strong lever to control the system out emissions. The structure of the AFR control is shown in Figure 19. It is a cascade control system with two loops (inner loop and outer loop). The inner loop adjusts the on-time of the fuel injectors to precisely track the AFR target, while the outer loop determines the AFR target based on the catalyst states for best conversion efficiency of the emission constituents.

The inner loop consists of feedforward and feedback fuel scheduling. The feedforward fueling schedules fuel injector on-time based on the estimated air mass in the cylinder, while the feedback trims the feedforward calculation based on a wideband lambda sensor located after the turbocharger. Due to the slow response of the feedback loop, the transient performance of the AFR control is mainly determined by the feedforward fueling. The dynamics of the injectors can be neglected due to its fast response time compared to the air dynamics. Therefore, accuracy of the air estimator plays the most important role in defining the inner loop control performance. A physics-based approach, which utilizes a charge virtual sensor and an EGR flow sensor, was developed to accurately predict air flow to the cylinder. Figure 20 shows the on-engine validation of the air estimator at different engine speeds.

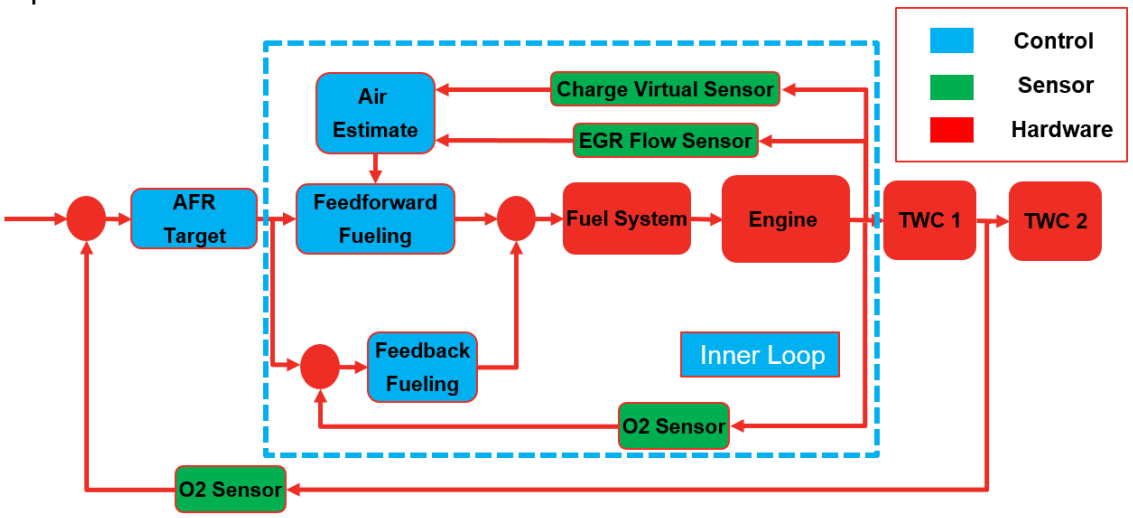


Figure 19. Schematic of Air-fuel-ratio control

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

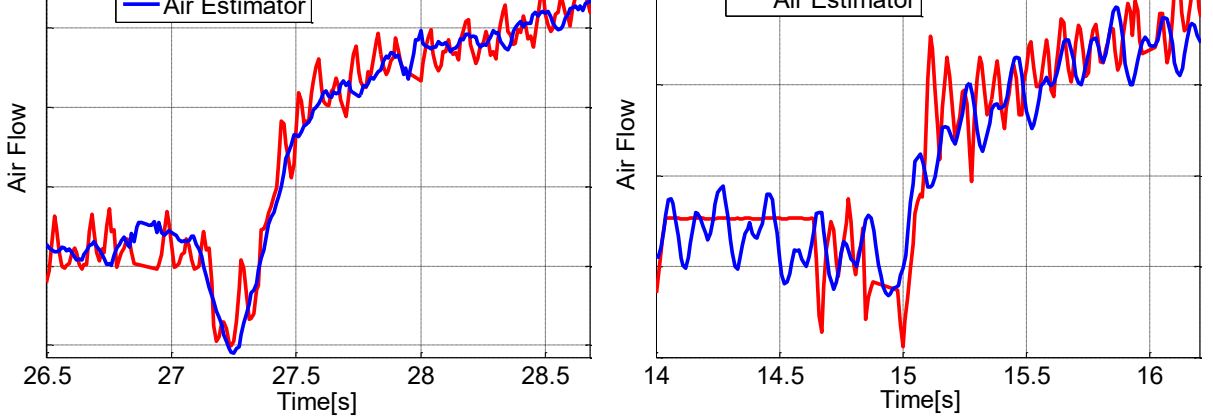


Figure 20. Air estimator performance at speed A (left) and speed B (right)

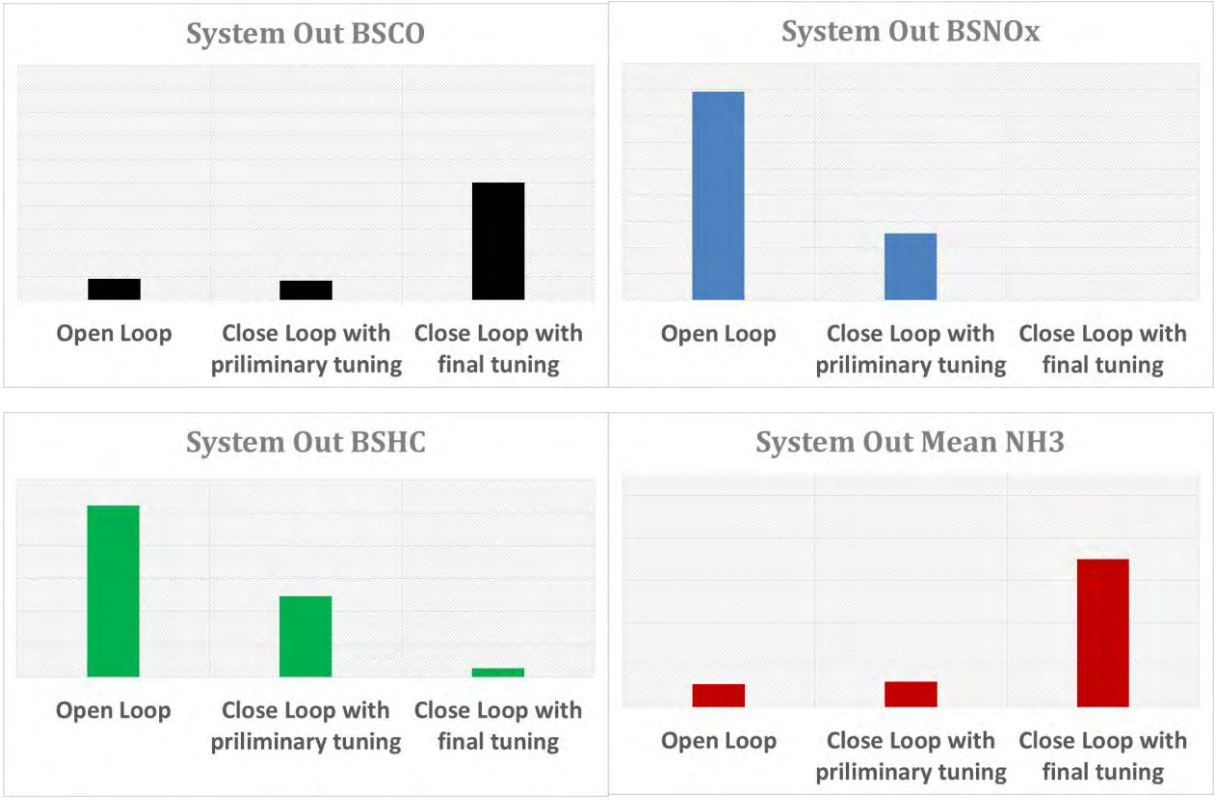


Figure 21. The influence of outer loop on system out emissions constituents

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

During the cold FTP transient cycle (as shown in Figure 22), the close-coupled TWC effectively managed the first 0-50 seconds NOx emissions control before warming up the underfloor catalyst. CH_4 emissions was largely controlled through close-coupled TWC for the first 380 seconds. The close-coupled TWC successfully converted over 70% of the cumulative engine out NOx emissions and over 60% of the cumulative engine out CH_4 emissions during the cold FTP cycle. During the warm FTP transient cycle (as shown in Figure 23), the close-coupled architecture converted over 70% of the cumulative engine out NOx emissions and over 65% of the cumulative engine out CH_4 emissions during the warm FTP cycle.

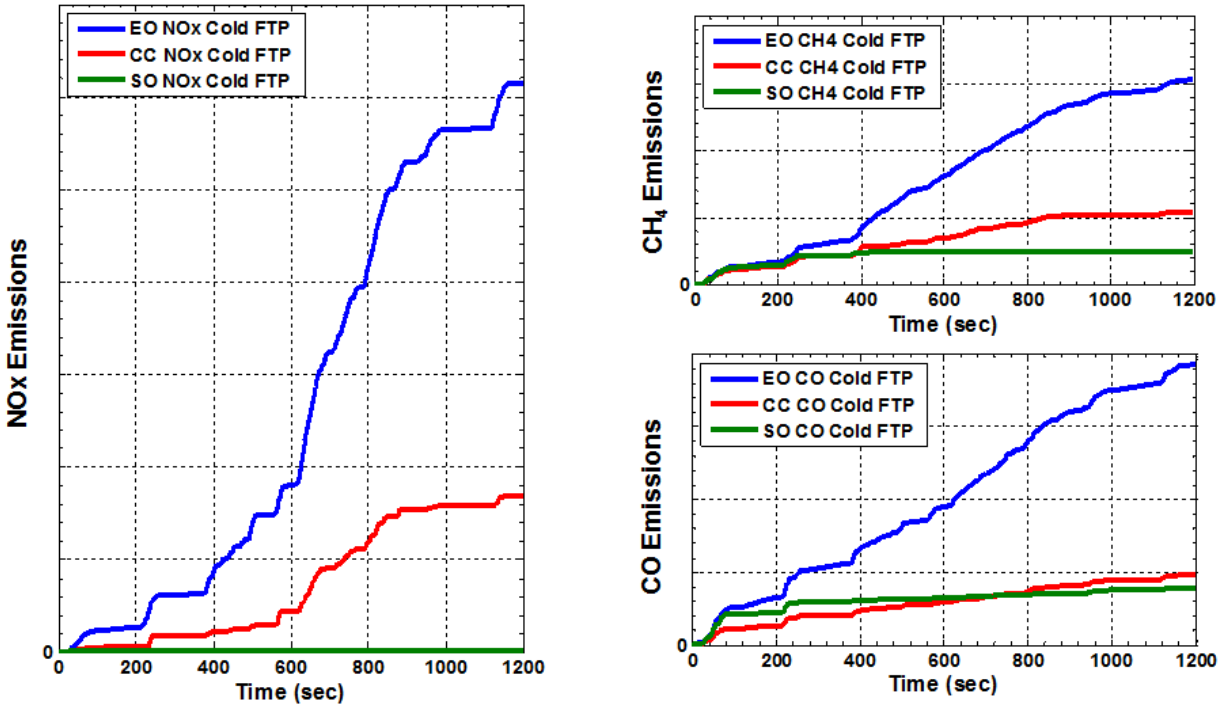


Figure 22. NOx, CH_4, and CO emissions during heavy-duty cold FTP (Federal Test Procedure) transient cycle. The emissions are reported at engine out (EO), close-coupled catalyst out (CC) and system out (SO) locations

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

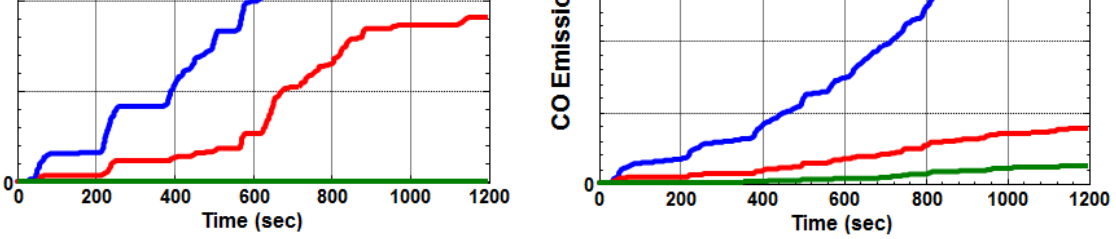


Figure 23. NOx, CH_4, and CO during heavy-duty warm FTP (Federal Test Procedure) transient cycle. Emissions are reported at engine out (EO), close-coupled catalyst out (CC) and system out (SO) locations.

There are many critical needs for developing a TWC model that is capable to closely predict the application cycles emissions for natural gas application. Key challenges of developing such a model include dynamic oxygen storage mechanism, complex CH_4 oxidation and reforming kinetics and its interaction with the oxygen storage dynamics, and the highly transient nature of the air-fuel ratio control during the TWC application. The success of developing such a TWC model also relies on obtaining the right kinetic mechanisms through well-designed tests and reliable data collection. A global-kinetic TWC model has been developed in this study. The model prediction has been validated using a production natural gas engine with an underfloor only after treatment system during transient emissions cycles (e.g. cold Federal Test Procedure cycle, warm Federal Test Procedure cycles and World Harmonized Transient Cycles). As shown in Figure 24. This model has high predictability of after treatment CH4 and NOx performance during the cold FTP cycle against engine bench testing results.

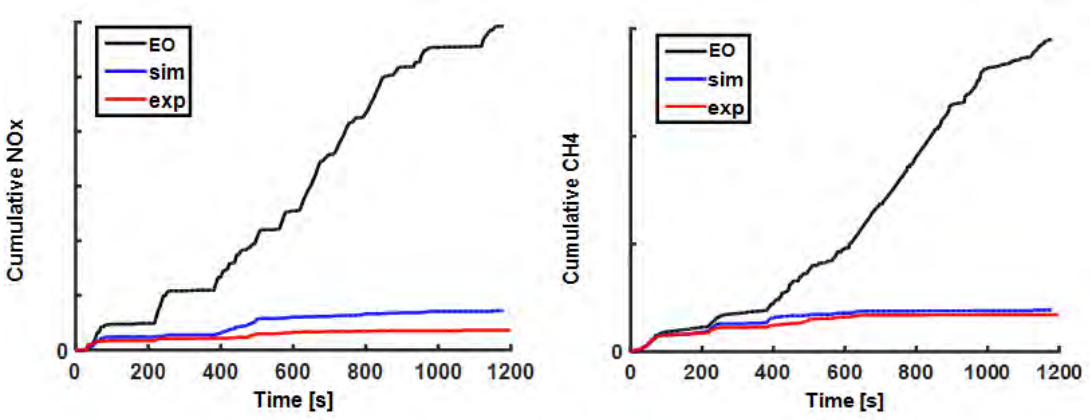


Figure 24. Cold FTP transient cycle NOx and CH_4 conversion performance predictions against testing data.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

increased power density.

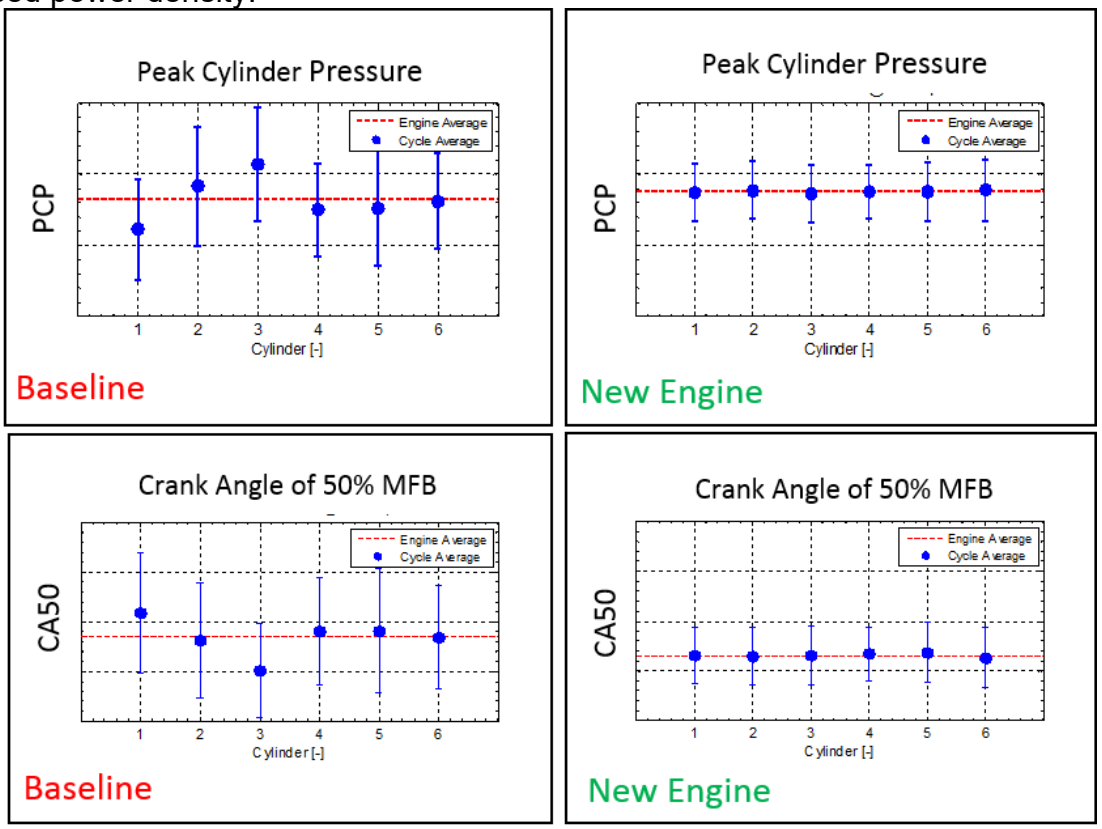


Figure 25: PCP & CA50 Variation

In addition to variation reduction. Component durability was also a key focus of the program. A critical component to the engine durability is the cylinder head. A comparison of the head temperatures is shown in Figure 26. The head temperatures were improved through a revised design. The focus was to not only reduce the maximum temperatures but also provide uniform cooling of the combustion face. A comparison of the baseline and new engine are shown below.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

temperature materials for durability as well as revised designs to improve the loss coefficient of the manifold and improve the relationship between EGR fraction and engine delta p as shown in Figure 27.

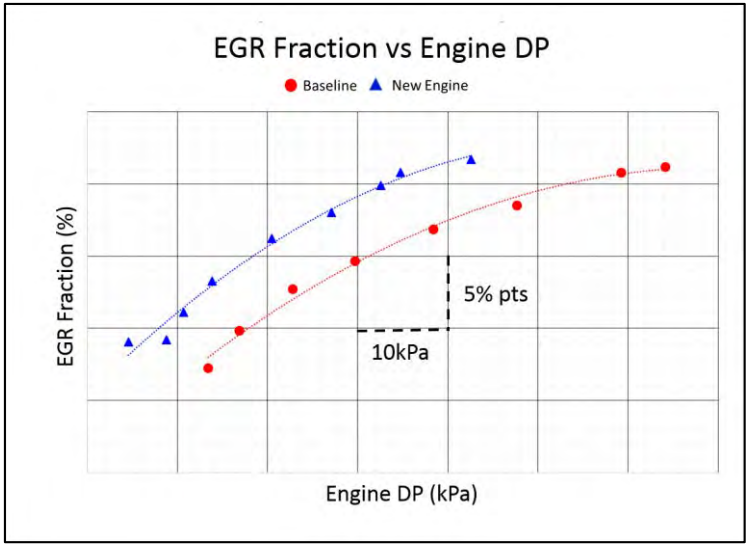


Figure 27: EGR Delivery Improvement

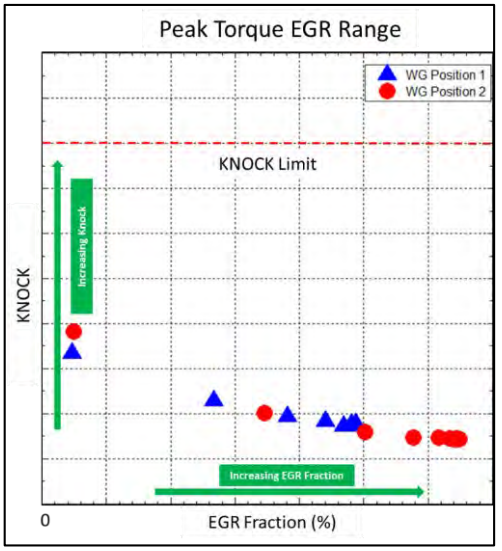


Figure 28: EGR Variation Robustness

The ability to drive large amounts of EGR with low engine delta p is crucial as it allows for reduced residuals supporting a wide operating range for EGR at high load conditions which provides further robustness to KNOCK. An example of the EGR Range at high load is shown in Figure 28 for the peak torque condition.

With a significantly improved engine design, controls were redesigned as well to enable improved air handling, combustion and air/fuel ratio controls. A highly capable control system is critical to delivering the transient response, robustness and efficiency while at the

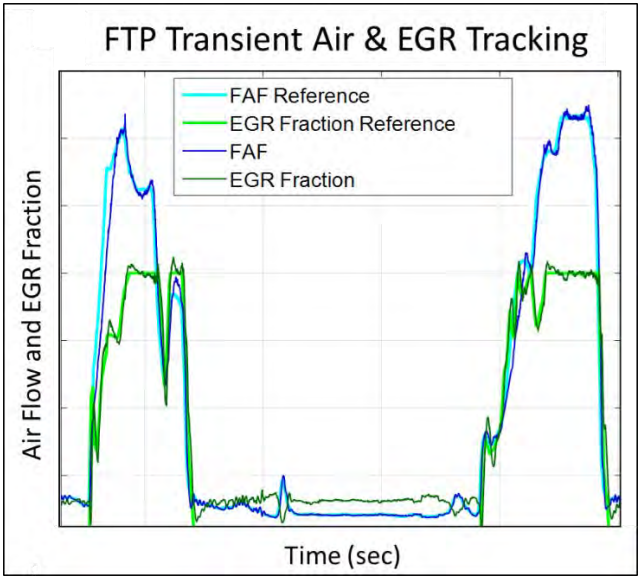


Figure 29: Air and EGR Tracking During Portion of FTP

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

current standards. The emission results are shown in Figure 30. A cold/hot FTP emissions test was utilized to demonstrate compliance with the program objectives of 0.02g/hp*hr.

In addition to the reduced NOx emissions the fuel economy was significantly improved over the baseline engine satisfying another target to demonstrate equivalent fuel consumption to a 2010 diesel engine. Results are shown in Figure 31.

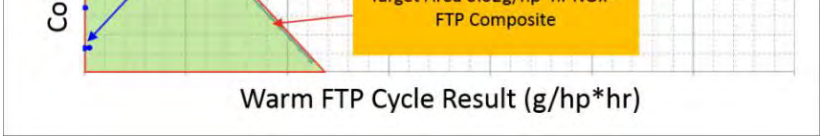


Figure 30: Emission Results for Cold/Hot FTP Emissions Test

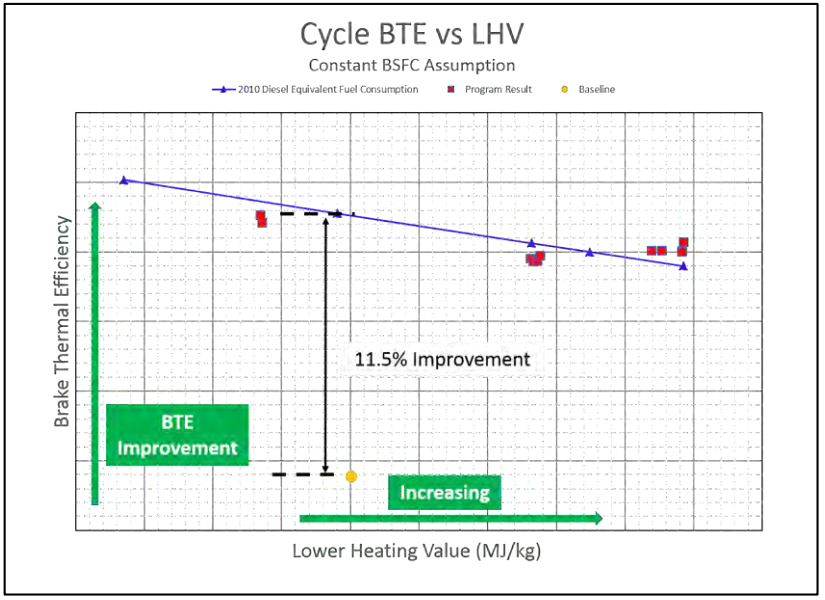


Figure 31: Cycle Brake Thermal Efficiency Improvement

Conclusion and Acknowledgments

The research summarized in this paper has demonstrated that a well-designed heavy duty natural gas engine can match a diesel engine in performance and has the capability to deliver extremely low emissions with a cost effective after treatment system. With additional technology additions such as variable valve timing, variable geometry turbine, and Miller cycling, a heavy duty natural gas engine can be almost as efficient as a modern diesel engine, but with the advantage of near zero tailpipe emissions and significantly lower greenhouse gas emissions.

The authors wish to acknowledge Dr. Wayne Eckerle, VP Research & Technology, Cummins Inc. as well as the South Coast Air Quality Management District and the California Energy Commission for their support in realizing this program.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird die zunehmende Bedeutung von Dual Fuel Brennverfahren in der Motorenentwicklung diskutiert, wobei ein Bogen von PKW- bis hin zu großmotorischen Anwendungen gespannt wird. Der Fokus liegt dabei auf Konzepten, die mit Diesel und Erdgas betrieben werden. Einleitend erfolgt ein Überblick über die je nach Anwendungsbereich unterschiedlichen Motivationen für die Entwicklung von Dual Fuel Brennverfahren. Neben dem Triebfaktor zunehmend strengerer Emissionsvorschriften spielen vor allem die Verfügbarkeit vergleichsweise günstiger gasförmiger Kraftstoffe sowie die Möglichkeit, einfach zwischen verschiedenen Kraftstoffen umschalten zu können, eine bedeutende Rolle.

Die Variantenvielfalt von Dual Fuel Brennverfahren (innere/äußere Gemischbildung, Hochdruck-/Niederdruckgaseinblasung, Zündstrahl-/Substitutionskonzept,...) wird in einem Konzeptüberblick umfassend dargestellt. Dieser zeigt neben Anwendungen, die sich bereits in Serie befinden, insbesondere jene, denen zukünftig eine zunehmende Bedeutung zugeschrieben wird, wodurch bereits heute entsprechende Entwicklungsschwerpunkte gesetzt werden.

Basierend auf zahlreichen Forschungsprojekten auf dem Gebiet der Dual Fuel Anwendungen werden ausgewählte zukunftsweisende Konzepte für den PKW-, LKW- und Großmotorenbereich im Detail diskutiert. Dabei werden nicht nur deren Potentiale aufgezeigt, sondern auch aktuelle und zukünftige Problemstellungen und Lösungsansätze erläutert. Eine abschließende Gegenüberstellung zu vergleichbaren monovalenten Motorkonzepten zeigt, mit welchen Kompromissen die Vorteile der Dual Fuel Brennverfahren erkauft werden müssen.

1. Motivation für die Entwicklung von Dual Fuel Brennverfahren

In den letzten Jahren wurde über alle Motorgrößen hinweg vermehrt an Dual Fuel (DF) Konzepten geforscht, siehe etwa [32] [33] [34] [39] [40] [52]. Unter einem Dual Fuel Brennverfahren versteht man einen Verbrennungsprozess, bei dem zwei verschiedene Kraftstoffe gleichzeitig in den Brennraum eingebracht werden, wobei es keine Einschränkungen gibt, welche Kraftstoffe verwendet werden und in welchem Aggregatzustand sich die Kraftstoffe befinden. In der Literatur sind bereits Untersuchungen zu einer Vielzahl an Kraftstoffkombinationen zu finden, wie z.B. Benzin/Diesel [27], Erdgas/Diesel [10] [33], Wasserstoff/Erdgas [2], Wasserstoff/Diesel [24], Erdgas/Benzin [21]. Abhängig von Motorengröße, Emissionsgesetzgebung und Einsatzgebiet ergeben sich individuelle Anforderungen an Dual Fuel Brennverfahren, was die Entwicklung vielfältiger Konzepte

PEER REVIEW WKM Gütesiegel für wissenschaftliche Beiträge
Begutachtet von Experten der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motortechnik

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

geringeren Kraftstoffkosten von Erdgas im Vergleich zu Diesel ausschlaggebend für die Forcierung von Dual Fuel Konzepten. Volvo brachte bereits eine Kleinserie auf den Markt, die nach EU5-Abgasnorm zertifiziert ist [53]. Während für PKW-Anwendungen ausschließlich und für Busse und LKW überwiegend komprimiertes Erdgas zum Einsatz kommt (CNG), wird zukünftig für LKW-Anwendungen flüssiges Erdgas (LNG) aufgrund der höheren Speicherdichte bevorzugt.

Bei Großmotoren ist die Kraftstoffflexibilität, die mit Dual Fuel Konzepten erreicht werden kann, von besonderer Bedeutung. Einerseits kann damit kurzfristig auf Änderungen der Kraftstoffpreise reagiert und damit ein optimaler Nutzen für den Betreiber gezogen werden. Andererseits ergibt sich für Konzepte, die 100 % dieselfähig sind, ein redundantes Kraftstoffsystem, das besonders für den ausfallssicheren Betrieb bei Anwendung in Schiffen ein wichtiger Bestandteil ist, vgl. [5] [43] [54]. Gerade im Marinebereich ist der Einsatz von Dual Fuel Motoren vielversprechend. Heutige Serienanwendungen in LNG-Tankern erhöhen den Gesamtwirkungsgrad der Anlage, da abdampfendes Gas in den Motoren effizient in Antriebsenergie umgewandelt werden kann, vgl. [5]. Ein wesentlicher Treiber für die Einführung von Dual Fuel Konzepten ist zudem die Einführung der strengen IMO Tier III Emissionsgrenzwerte 2016 [28], die ohne Abgasnachbehandlung nur im Dual Fuel Betrieb, nicht aber im Dieselbetrieb erreichbar sind, vgl. [6] [26] [50] [52]. Auch im Bereich der Stationärmotoren haben sich Dual Fuel Brennverfahren bereits etabliert, siehe z.B. [38] [55].

In diesem Beitrag werden zunächst die wesentlichen Rahmenbedingungen für den Betrieb von Dual Fuel Motoren diskutiert. Darauf basierend lassen sich die spezifischen Anforderungen an die Motorenentwicklung ableiten. Es folgt ein Konzeptüberblick, der ein besseres Verständnis über die zahlreichen Systemausführungen von DF-Brennverfahren geben soll. Für die oben beschriebenen Motorgrößen wird exemplarisch je ein aktuelles Forschungsthema vorgestellt, welches für die Weiterverbreitung bzw. Akzeptanz der DF-Technologie von Bedeutung ist. Dazu werden die jeweiligen Problemstellungen erörtert und Lösungsansätze diskutiert. Eine Gegenüberstellung zu vergleichbaren monovalenten Motorkonzepten zeigt, mit welchen Kompromissen die Vorteile der Dual Fuel Brennverfahren erkauft werden müssen. Zusammenfassend werden die wesentlichen Kriterien der drei Motorkategorien gegenübergestellt sowie ein Ausblick in die Zukunft gegeben.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

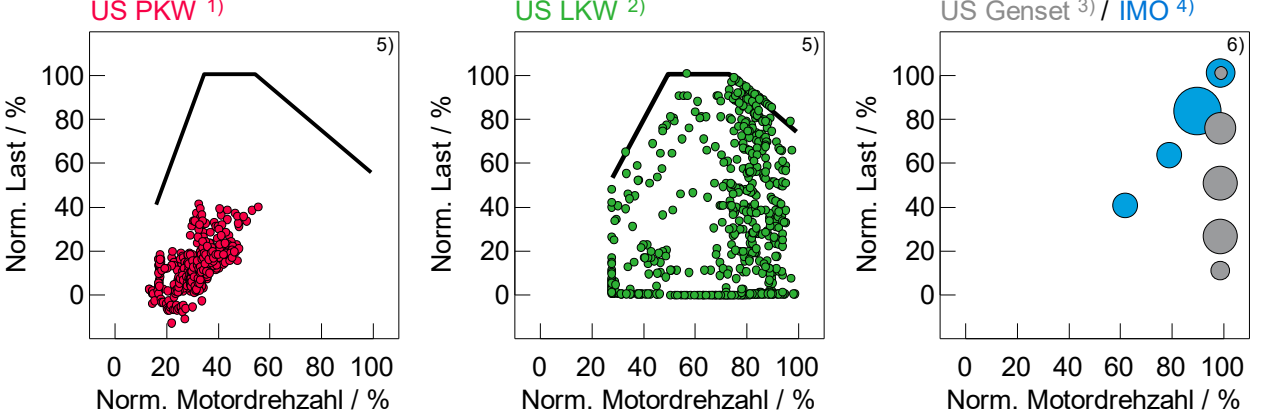
maßgeblich, sondern auch die Betriebsbereiche, in denen diese erfüllt werden müssen. Für Dual Fuel Motoren gelten zum Teil dieselben Limits wie für entsprechende monovalente Motoren, zum Teil weichen die Bestimmungen voneinander ab. Bei manchen Gesetzgebungen wird zudem unterschieden, um welche Art von Dual Fuel Brennverfahren es sich handelt (z.B. Differenzierung abhängig vom zugeführten Dieselanteil bezogen auf die gesamte zugeführte Kraftstoffmenge).

Als repräsentatives Beispiel für die Emissionsgesetzgebungen eines Staates werden in diesem Beitrag jene der USA herangezogen, welche in Folge näher erläutert werden.

- Für **Personenkraftwagen** werden die Gesetzgebung *Low Emission Vehicle III (LEV III) Standards* der Environmental Protection Agency (US EPA) [13] sowie der zugehörige Fahrzyklus FTP75 [15] näher betrachtet.
- Für **Nutzfahrzeugmotoren** werden die *Compression Ignition Heavy Duty Highway Engine Exhaust Emission Standards* der US EPA [14] und der zugehörige Fahrzyklus *Heavy Duty Diesel Transient Cycle* (HDDTC) [15] herangezogen.
- Bei den **Großmotoren** wird exemplarisch auf zwei Applikationen eingegangen:
  - Generator Sets (Gensets) nach US EPA Gesetzgebung (*Nonroad Compression Ignition Engines*, für Motoren mit einer Leistung > 560 kW) für die Emissionsstufen Tier 2 [16] und Tier 4 [17] mit dem zugehörigen *5-mode duty cycle D2* [18].
  - Marinemotoren nach der Gesetzgebung der *International Maritime Organization* (IMO) [28] mit dem *Test cycle type E3* [30] für Motoren, die nach dem Propellergesetz betrieben werden. Hierbei handelt es sich zwar um eine internationale Gesetzgebung, wie nachfolgend genauer beschrieben, hat diese allerdings für die Küstengebiete der USA besondere Relevanz.

In Abbildung 1 sind die für die Zertifizierung relevanten Kennfeldbereiche dargestellt, die sich aus den Fahr- bzw. Lastzyklen der oben angeführten Emissionsgesetzgebungen ergeben. Um einen globalen Vergleich zwischen allen Motorgrößen zu ermöglichen, wurde einheitlich die normierte Last über der normierten Drehzahl aufgetragen. Es wird dadurch ersichtlich, dass für PKW niedrige bis mittlere Drehzahlen und Lasten relevant sind, während die Betriebspunkte beim LKW über der Last weit gestreut sind und ein Schwerpunkt bei höheren Drehzahlen zu erkennen ist. Was die Großmotoren anbelangt, so besteht der dargestellte Lastzyklus für Gensets aus fünf Lastpunkten bei Nenndrehzahl. Die Gewichtungsfaktoren für die einzelnen Lastpunkte werden im Diagramm qualitativ

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Normierte Last: 100 % entsprechen dem maximalen effektiven Mitteldruck.
Normierte Motordrehzahl: 100 % entsprechen der Nenndrehzahl.

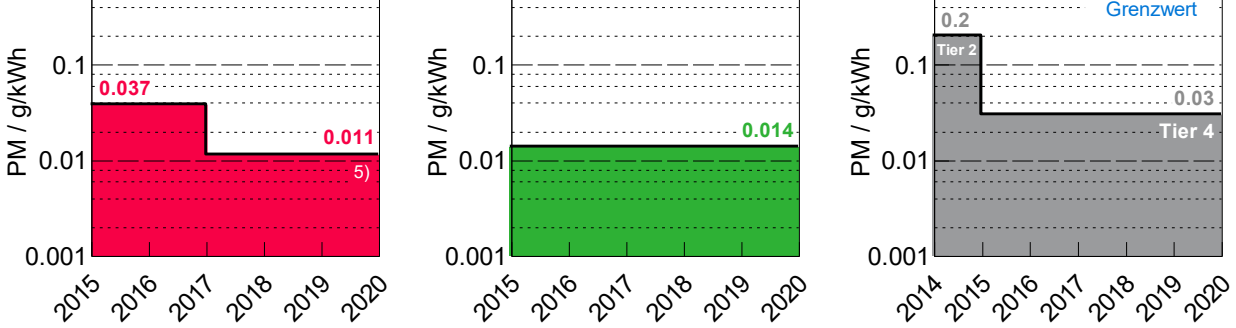
1) US EPA: FTP75
2) US EPA: HDDTC
3) US EPA: 5-mode duty cycle D2
4) IMO: Test cycle type E3
5) Repräsentative Betriebspunkte aus dem Testzyklus
6) Größe repräsentiert Gewichtungsfaktor

Abbildung 1: Motorbetriebsbereiche entsprechend den in den USA relevanten Fahr- und Lastzyklen.

Aufbauend auf den bisherigen Erläuterungen soll nun auf die Grenzwerte ausgewählter Emissionskomponenten für die vorgestellten Gesetzgebungen eingegangen werden. Abbildung 2 zeigt die Entwicklung der Emissionslimits für Stickoxide (NO_x) und Partikel (PM). Diese Komponenten wurden exemplarisch herausgegriffen, da sie für alle Motorkategorien von Bedeutung sind. Es ist zu beachten, dass zur besseren Vergleichbarkeit ein logarithmischer Maßstab gewählt wurde.

Es fällt auf, dass sich die Limits für PKW und LKW bereits auf sehr niedrigem Niveau befinden. Zukünftige Herabsetzungen der Grenzwerte führen nur mehr zu kleinen absoluten Reduktionen der Emissionen bei PKW. Für LKW gibt es derzeit keine Informationen über etwaige Verschärfungen der aktuellen Bestimmungen aus dem Jahr 2015. Im Vergleich dazu war das erlaubte Emissionsniveau im Großmotorenbereich bis Ende 2014 um eine Größenordnung höher. Während für Gensets mit der Stufe Tier 4 ab 2015 eine maßgebliche Verschärfung in Kraft trat, die das Niveau an jenes von PKW und LKW annäherte (für gewisse Motorgrößen auch schon vor 2015 gültig), wurden für die Marineanwendungen erst Anfang 2016 strengere Emissionslimits eingeführt. Diese sind vergleichsweise noch immer als relativ hoch anzusehen und gelten zudem nur in sogenannten Emission Controlled Areas (ECAs). Bezugnehmend auf die USA sind das etwa Gebiete entlang der nordamerikanischen Küsten, die innerhalb von 200 Seemeilen Entfernung vom Ufer liegen [29]. Auffallend ist, dass bei der IMO Gesetzgebung keine Partikellimits existieren.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



[1] US EPA: LEV III Phase-In NMOG+NO_x Flottengrenzwert (Grenzwerte basieren auf Fahrzeug der Schwungmassenklasse 1600 kg)
[2] US EPA: Compression Ignition Heavy Duty Highway Engines & Urban Buses
[3] US EPA: Nonroad Compression Ignition Engines > 560 kW
[4] IMO: NO_x control requirements of Annex VI
[5] US EPA: LEV III Phase-In PM ab 2017 auf 3 mg/mi
[6] Optional Zertifizierung nach Californien Low NO Standards von 0.136, 0.068 oder 0.027 g/kWh
[7] Tier 2 Wert von 6.4 g/kWh beinhaltet NO_x + NMHC
[8] Berechnet für Nenndrehzahl von 1500 min^{-1}
[9] Gültig für ECA und Nenndrehzahl von 1500 min^{-1}

Abbildung 2: Entwicklung der Limitierungen ausgewählter Emissionskomponenten entsprechend den in den USA relevanten Gesetzgebungen.

Abgesehen von den oben näher betrachteten Stickoxid- und Partikelemissionen sind in den Gesetzgebungen im Allgemeinen weitere Abgaskomponenten limitiert. Neben Höchstwerten für Kohlenmonoxid existieren auch Grenzwerte für unverbrannte Kohlenwasserstoffe, denen vor allem bei gasbetriebenen Motoren eine besondere Bedeutung zukommt, vgl. etwa [52]. Im Hinblick auf den Klimawandel ist besonders der Methanschlupf kritisch, da Methan im Vergleich zu CO_2 ein 28-faches Treibhausgaspotential besitzt [45]. Wenngleich zurzeit vor allem NMHC (Non Methane Hydrocarbons) oder NMOG (Non Methane Organic Gases) limitiert sind, so ist zu erwarten, dass in Zukunft auch der maximale Ausstoß von Methan in den Emissionsgesetzgebungen verbreitet Berücksichtigung finden wird.

Für Dual Fuel Anwendungen im Großmotorenbereich gilt es vor allem zwei Herausforderungen zu meistern. Zum einen soll die Verschärfung von Emissionslimits zu keiner Verschlechterung des Wirkungsgradniveaus führen. Die etwas höheren Limits für NO_x-Emissionen im Vergleich zu jenen von PKW und LKW lassen bei der Verbrennungsentwicklung mehr Spielraum zur Wirkungsgradoptimierung zu, da bekanntlich ein Zielkonflikt zwischen NO_x- und Verbrauchsminderung besteht, siehe z.B. [35]. Zum anderen ist es für eine breite Marktakzeptanz notwendig, die Wirkungsgrade der Dual Fuel Motoren an jene der monovalenten Motoren im jeweils gleichen Betriebsmodus anzunähern. Hier bestehen derzeit noch Nachteile, eine genauere Betrachtung erfolgt exemplarisch in Kapitel 4.1.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

grundsätzliche Dual Fuel Fähigkeit bewertet. Dabei wird zwischen folgenden Möglichkeiten unterschieden:

- **Zündstrahlkonzept:** Dieselkraftstoff dient nur als Zündquelle und es ist kein reiner Dieselbetrieb möglich. Der Dieselinjektor ist durch Kleinstmengenfähigkeit gekennzeichnet (energetische Dieselanteile < 1 % bis << 100 %).
- **Substitutionskonzept:** Dieselkraftstoff stellt in keinem Fall nur die Zündquelle dar und reiner Dieselbetrieb ist möglich. Die Substitution des Diesels durch Gas ist begrenzt (energetische Dieselanteile >> 1 % bis 100 %). Anwendung vor allem bei Nachrüstlösungen für bestehende Dieselmotoren.
- **Voll flexibles Dual Fuel Konzept:** Von reinem Dieselbetrieb bis hin zu kleinsten Dieselmengen kann die gesamte Dual Fuel Bandbreite abgedeckt werden (energetische Dieselanteile < 1 % bis 100 %). In allen Betriebsmodi erfolgt die Entflammung des Kraftstoff-Luft-Gemisches durch Selbstzündung des eingespritzten Dieselkraftstoffes.

Außerdem wird für jede Variante beispielhaft auf heutige Serienanwendungen bzw. aktuelle Entwicklungen für die verschiedenen Motorkategorien (PKW, LKW, Großmotoren) verwiesen (soweit nicht zusätzlich angeführt, belegen diese Quellen die Beschreibungen zu den Konzepten in diesem Kapitel). Vor allem im Bereich der Großmotoren sind einige Konzepte bereits seit Jahren erfolgreich in Serie, andere befinden sich gerade im intensiven Entwicklungsprozess. Obwohl der Fokus in diesem Beitrag auf Viertakt-Motoren gerichtet ist, werden hier der Vollständigkeit halber auch Zweitakt-Motoren aufgelistet.

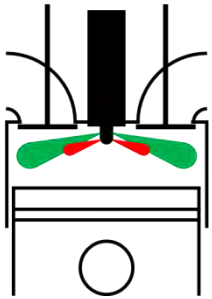
Bei der Kategorisierung der Konzepte wird zunächst grundsätzlich zwischen innerer und äußerer Gemischbildung unterschieden. Motoren mit innerer Gemischbildung saugen in der Ladungswechselphase nur Luft an, d.h. Brenngas und Dieselkraftstoff werden direkt in den Brennraum eingeblasen bzw. eingespritzt. Bei äußerer Gemischbildung wird das Gas bereits im Ansaugsystem mittels zentraler Gemischbildung oder mittels Saugrohreinblasung eingebracht. In jedem Fall erfolgt die Entflammung des resultierenden Brenngas-Luft-Gemisches durch Kompressionszündung des eingespritzten Dieselkraftstoffes.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Hochdruckphase

Brennraum einteilig

Kombinierter Gas-Diesel-Injektor



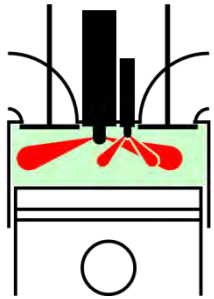
Möglicher DF-Betrieb:
- Zündstrahlkonzept
- Substitutionskonzept
- Voll flexibles DF-Konzept

Bsp. Serienanwendungen und aktuelle Entwicklungen:

LKW:
- Westport (Hochdruck-gaseinblasung, ZK) [23]

Großmotoren:
- Wärtsilä (Hochdruck-gaseinblasung, VFK) [56]

Haupt- und Pilot-Dieselinjektor

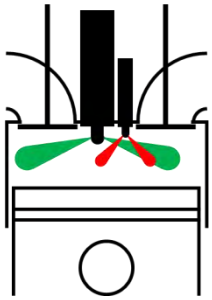


Möglicher DF-Betrieb:
- Voll flexibles DF-Konzept

Bsp. Serienanwendungen:

Großmotoren:
- MAN (VFK) [26]
- Wärtsilä (VFK) [57] [58]
- Caterpillar MaK (VFK) [8]

Separate Injektoren für Gas und Diesel



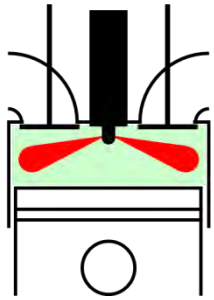
Möglicher DF-Betrieb:
- Zündstrahlkonzept
- Substitutionskonzept
- Voll flexibles DF-Konzept

Bsp. Serienanwendungen und aktuelle Entwicklungen:

PKW:
- TU Graz (Niederdruck-gaseinblasung, VFK) [51]

Großmotoren:
- MAN 2-Takt-Motor (Hochdruckgaseinblasung, VFK [37]

Einzel-Dieselinjektor



Möglicher DF-Betrieb:
- Zündstrahlkonzept
- Substitutionskonzept
- Voll flexibles DF-Konzept mit Wide Range Injektor

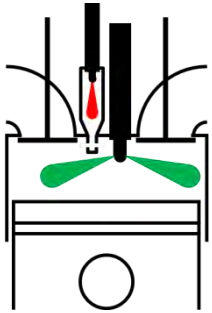
Bsp. Serienanwendungen und aktuelle Entwicklungen:

LKW:
- Volvo (SK) [53]
- Nachrüstlösungen (SK) [4] [48]

Großmotoren:
- L'Orange (VFK) [59]
- MAN (ZK) [26]
- GE Evolution Series Locomotive (SK) [25]

Brennraum zweiteilig

Separate Injektoren für Gas und Diesel mit Vorkammer

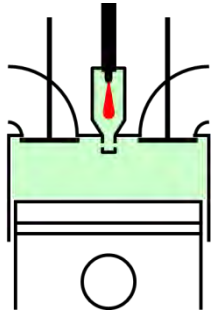


Möglicher DF-Betrieb:
- Zündstrahlkonzept

Bsp. Serienanwendungen:

Großmotoren:
- Wärtsilä 2-Takt-Motor (Niederdruckgaseinbla-sung; VFK, da ein weiterer Injektor den Dieselbetrieb abdeckt) [46]

Dieselinjektor mit Vorkammer



Möglicher DF-Betrieb:
- Zündstrahlkonzept

Bsp. Serienanwendungen:

Großmotoren:
- Mitsubishi Heavy Industries (ZK) [41] [42]

	Gas-Luft-Gemisch
	Gas Hochdruck- oder Niederdruckeinblasung
	Dieseleinspritzung
VFK	Voll flexibles Konzept
ZK	Zündstrahlkonzept
SK	Substitutionskonzept

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei Motoren mit äußerer Gemischbildung kann zwischen Konzepten mit zwei Arten von Dieselinjektoren und Konzepten mit nur einem Dieselinjektor unterschieden werden. Kommen zwei verschiedene Injektoren zur Anwendung, dienen üblicherweise ein herkömmlicher Dieselinjektor zur Abdeckung des reinen Dieselbetriebes und ein kleinstmengenfähiger Pilotinjektor zur Bereitstellung des Zündstrahls im Gasbetrieb. Konzepte mit nur einem Dieselinjektor können vielfältig ausgeführt sein: Als Substitutionskonzept mit einem Standard-Dieselinjektor, als Zündstrahlkonzept mit einem kleinstmengenfähigen Pilotinjektor oder aber als voll flexibles Konzept mit einem fortschrittlichen Injektor, der den gesamten Einspritzbereich abdecken kann. Letzteres befindet sich zurzeit im Entwicklungsstadium, siehe auch Kapitel 4.1.

Für Zündstrahlkonzepte gibt es sowohl für den Fall der inneren Gemischbildung als auch für den Fall der äußeren Gemischbildung Ausführungen mit zweiteiligem Brennraum. Dabei mündet jeweils der Dieselinjektor in eine Vorkammer. Der eingespritzte Flüssigkraftstoff entzündet sich in der Vorkammer, welche als Zündverstärker dient, um eine zuverlässige Entflammung des Brenngas-Luft-Gemisches im Hauptbrennraum zu erreichen.

4. Aktuelle Entwicklungen vom Großmotor bis zum PKW

Nachfolgend wird für die bereits in Kapitel 2 beschriebenen Motorkategorien je ein aktuelles Forschungsthema vorgestellt, welches für die Weiterverbreitung bzw. Akzeptanz der Dual Fuel Technologie von Bedeutung ist. Zur Evaluierung der untersuchten Konzepte werden zudem wichtige Kenngrößen jenen der entsprechenden monovalenten Brennverfahren gegenübergestellt. Um der Signifikanz der drei Motorkategorien am Weltmarkt Rechnung zu tragen, wurde die Reihenfolge Großmotor, LKW und PKW gewählt (vgl. Tabelle 1).

4.1. Großmotoren

Für den Bereich der Großmotoren wird das für DF-Brennverfahren zentrale Thema der Dieseleinspritzung diskutiert, wobei sich die Ausführungen auf Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung ohne Vorkammer beschränken, vgl. Tabelle 1. Basierend auf Untersuchungen am Einzylinder-Forschungsmotor am LEC werden heutige Serieneinspritzkonzepte mit dem aktuellen Entwicklungsstand der fortschrittlichen Wide Range Injektortechnologie verglichen. Außerdem wird aufgezeigt, mit welchen Nachteilen die DF-Fähigkeit im Vergleich zu reinen Gasmotor- bzw. Dieselmotorkonzepten erkauft werden muss.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

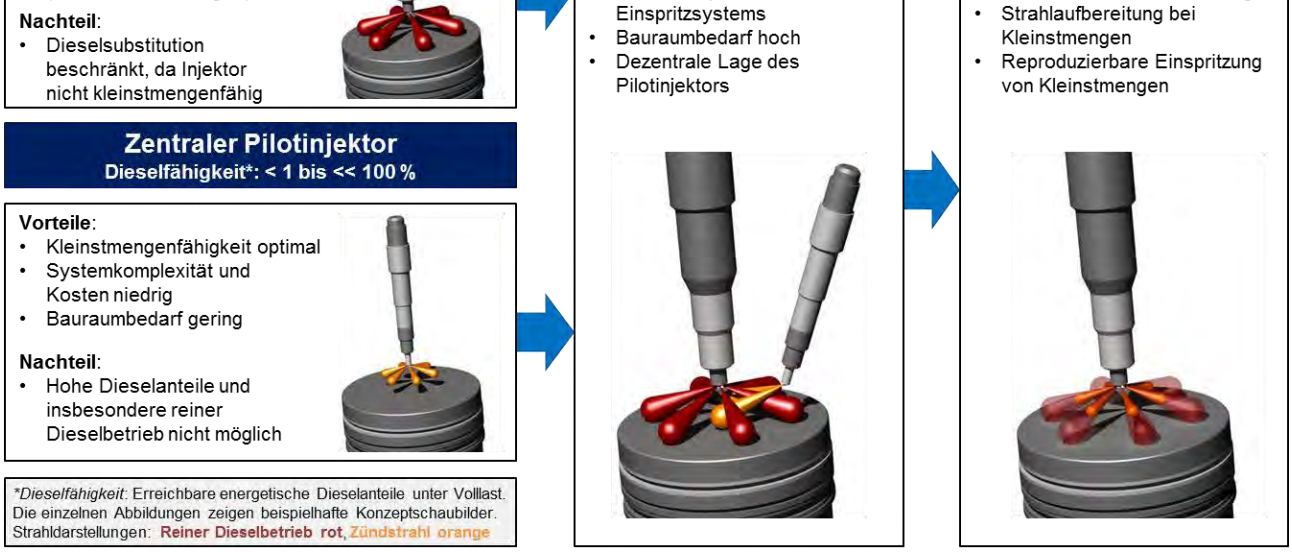


Abbildung 3: Ableitung des Wide Range Injektorkonzeptes als konsequenter Fortschritt in der Entwicklung von Dual Fuel Injektoren.

Die Ausgangsbasis auf der linken Seite stellen DF-Konzepte dar, die jeweils mit nur einem im Zylinderkopf zentral eingebauten Seriendieselinjektor ausgestattet sind. Einer niedrigen Systemkomplexität stehen vor allem Nachteile in der DF-Flexibilität gegenüber. Die Anwendung von Standard-Dieselinjektoren beschränkt sich aufgrund deren beschränkten Kleinstmengenfähigkeit vorwiegend auf Substitutionskonzepte, vgl. [25] [49]. Das führt folglich zu einer signifikanten Einschränkung im Hinblick auf strenge Emissionslimits, da insbesondere niedrige NO_x-Rohemissionen bei gleichzeitig akzeptablem Wirkungsgrad sehr kleine Dieselmengen voraussetzen, vgl. [5] [43]. Der Einsatz eines kleinstmengenfähigen Dieselinjektors, der beispielsweise aus dem LKW Bereich übernommen werden kann, macht nur im Hinblick auf ein reines Zündstrahlkonzept Sinn, da aufgrund der vergleichsweise geringen Durchflussraten kein reiner Dieselbetrieb möglich ist, vgl. [49]. Eingebaut in zentraler Position stellt dieser sogenannte Pilotinjektor allerdings die Referenz für alle anderen Konzepte im Bereich der DF-Verbrennung bei sehr kleinen Dieselmengen dar, so auch für die weiter unten gezeigten Konzeptvergleiche.

Der eingeschränkten DF-Fähigkeit der beschriebenen Ausführungen wird mit Doppelinjektorkonzepten begegnet, welche sich bei Mittelschnellläufern bereits in Serie bewährt haben, siehe Kapitel 3. Neben der deutlich erhöhten Systemkomplexität durch die Notwendigkeit zur Bereitstellung zweier Dieseleinspritzsysteme ergeben sich allerdings besonders im DF-Betriebsmodus thermodynamische Nachteile durch die meist dezentrale

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

der-Forschungsmotor experimentell untersucht. Mit dem Ziel einer Potentialbewertung im Hinblick auf Wirkungsgrad und Verbrennungsstabilität werden nachfolgend ausgewählte Ergebnisse gegenübergestellt. Es ist zu berücksichtigen, dass nicht alle Varianten im Rahmen derselben Versuchsreihe vermessen wurden, wodurch sich bedingt durch leichte Abweichungen der Randbedingungen eine gewisse Unschärfe im Hinblick auf die gezeigten Absolutwerte ergibt. Die beobachtbaren Trends und Größenordnungen können dennoch als allgemein gültig angesehen werden.

Die Untersuchungen basieren auf zwei Basismotoren mit Hubräumen im Bereich von 4 bis 6 Liter, welche in den Ergebnisdiagrammen entsprechend angeführt sind. Das mittels Venturimischer vorgemischte magere Erdgas-Luft-Gemisch kann im Brennraum als homogen angenommen werden. Die dafür benötigte Ladeluft wurde mittels externer Kompressoren auf das benötigte Druckniveau gebracht, Feuchte und Temperatur wurden konditioniert. Ebenso wurde das Gas entsprechend vorverdichtet. Für die Einspritzung des Dieselkraftstoffes in den Brennraum stand am Prüfstand ein Common Rail Hochdrucksystem zur Verfügung. Mit Ausnahme des Wide Range Injektors, welcher als Prototyp den aktuellen Entwicklungsstand widerspiegelt, handelt es sich bei den untersuchten Injektoren um Serientechnologie. Der Gegendruck im Auspuff wurde mittels einer Klappe basierend auf Annahmen zum Turboladerwirkungsgrad geregelt. Sowohl Zylinder als auch Ein- und Auslasskanäle wurden unter Verwendung von piezoelektrischen Drucksensoren indiziert.

Für die untersuchten Konzepte sind folgende wichtige Punkte festzuhalten:

- **Zentraler Standard-Dieselinjektor:** Im Hinblick auf strenge NO_x-Emissionslimits wird das Potential der DF-Konzepte in diesem Beitrag bei sehr kleinen Dieselanteilen verglichen. Aufgrund der mangelnden Kleinstmengenfähigkeit des Standard-Dieselinjektorkonzeptes wird dieses hier nur als Referenz für den reinen Dieselbetrieb in Kombination mit einer Dieselmotorkonfiguration bewertet. Die DF-Motorkonfiguration unterscheidet sich davon insbesondere durch ein reduziertes Verdichtungsverhältnis, was durch die Klopfproblematik bei hohen Gasanteilen bedingt ist, vgl. [32].
- **Zentraler Pilotinjektor:** Mit seiner thermodynamisch günstigen Position im Brennraum und seiner guten Kleinstmengenfähigkeit stellt der zentrale Pilotinjektor die Referenz für die zu vergleichenden Konzepte im DF-Betrieb dar. Die Durchflussrate der untersuchten Düse beträgt etwa 14 % bezogen auf den Standard-Dieselinjektor und den Wide Range Injektor. Die Anordnung der Düsenlochbohrungen ist symmetrisch.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

selbetrieb in Kombination mit der DF-Motorkonfiguration durchgeführt, um aufzuzeigen, welche Nachteile sich im Vergleich zum Dieselmotor ergeben.

- **Fremdgezündeter Gasmotor mit elektrischer Funkenzündung:** Zur Bewertung der DF-Konzepte im Zündstrahlbetrieb wird als Referenz außerdem ein reines Gasmotorkonzept herangezogen. Bei diesem erfolgt die Entflammung des mageren Gemisches im Hauptbrennraum mittels einer gasgespülten Vorkammer (VK), die mit einer Zündkerze ausgestattet ist, vgl. etwa [36]. Es ist zu berücksichtigen, dass es sich hierbei bereits um ein hochoptimiertes Brennverfahren handelt, wohingegen sich die DF-Konzepte im fortgeschrittenen Entwicklungsstadium befinden.

Alle Messungen wurden stationär bei einer Motordrehzahl von $n = 1500\,min^{-1}$ und einem indizierten Mitteldruck von 24 bar durchgeführt. Die Verdichtungsverhältnisse der einzelnen Konzepte unterscheiden sich um max. 0.5 Punkte, abgesehen vom deutlich höheren Niveau des Dieselmotors. Um eine bestmögliche Vergleichbarkeit zu erzielen, werden die Varianten unter der Randbedingung konstanter NO_x-Emissionen gegenübergestellt. Der Einspritzdruck ist beim jeweiligen NO_x-Level für alle Konfigurationen gleich. Das Luftverhältnis wurde für jedes Konzept im optimalen Bereich gewählt. Für die Bewertung des Wirkungsgrades wird der indizierte Hochdruckwirkungsgrad herangezogen, um eine Verfälschung der Aussage bedingt durch unterschiedliche Ventilsteuerzeiten und Annahmen hinsichtlich Turboladerwirkungsgrad zu vermeiden. Der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks (COV_{IMEP}) dient zur Evaluierung der Verbrennungsstabilität.

Abbildung 4 zeigt einen Vergleich des zentralen Pilotinjektorkonzeptes und des Doppelinjektorkonzeptes mit dem fremdgezündeten Gasmotor bei einem NO_x Level von 1.3 g/kWh. Dieser Wert kann als repräsentativ angesehen werden, da er nicht nur etwa dem Mittelwert von IMO Tier III und US EPA Tier 4 (siehe Kapitel 2) sondern auch der Emissionsgesetzgebung nach TA Luft in Deutschland entspricht, siehe [7]. Zur Erreichung des niedrigen Emissionsniveaus wurden die DF-Konzepte mit einem energetischen Dieselanteil von nur 1 % betrieben. Im Diagramm sind in y-Richtung die resultierenden absoluten Unterschiede in Wirkungsgrad und COV_{IMEP} bezogen auf das zentrale Pilotinjektorkonzept aufgetragen. Beim COV_{IMEP} bedeutet ein negativer Wert, dass sich der COV_{IMEP} um die entsprechenden Prozentpunkte erhöht. Diese Darstellung wurde gewählt, damit Nachteile jeweils als negative Werte im Diagramm ersichtlich sind. Aus der Gegenüberstellung können folgende wesentliche Erkenntnisse gezogen werden:

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

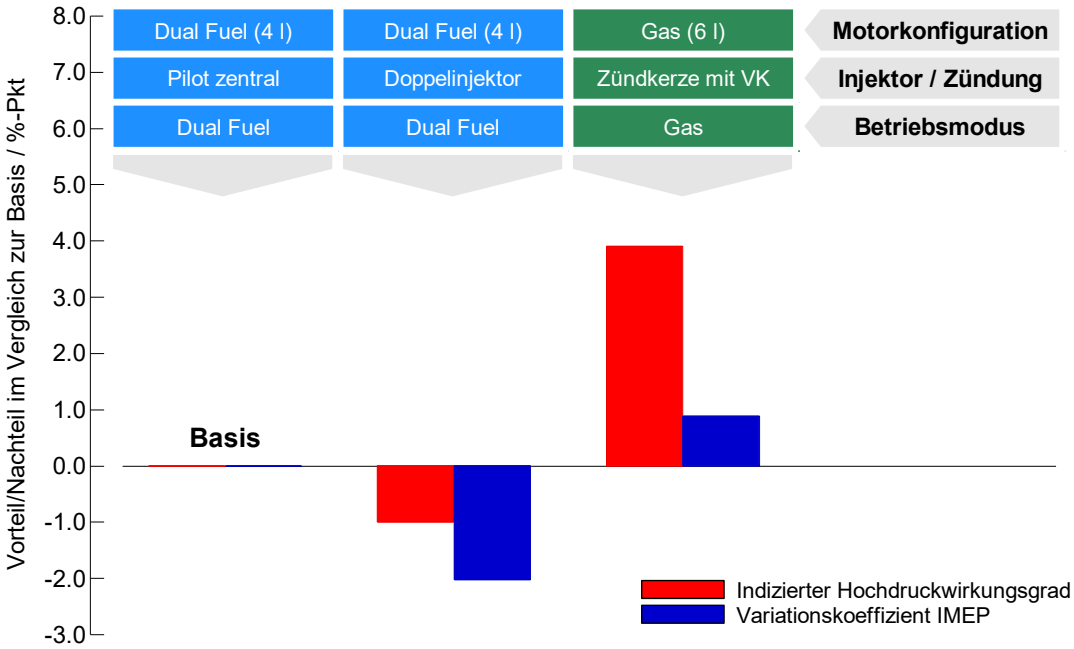


Abbildung 4: Bewertung der DF-Brennverfahren im DF-Betriebsmodus bei NO_x = 1.3 g/kWh.

In Abbildung 5 ist ein analoger Konzeptvergleich bei einem NO_x Level von etwa 6.4 g/kWh (entsprechend US EPA Tier 2, siehe Kapitel 2) dargestellt. Das Wide Range Injektorkonzept wird zum einen dem zentralen Pilotinjektorkonzept im DF-Betriebsmodus und zum anderen der Dieselkonfiguration mit Standard-Dieselinjektor im Dieselbetrieb gegenübergestellt. Der energetische Dieselanteil im DF-Betrieb konnte wegen des höheren NO_x-Niveaus auf 3 % erhöht werden. Die Ergebnisse für das Wide Range Injektorkonzept im Dieselbetrieb basieren auf der Interpolation zweier Betriebspunkte mit NO_x Emissionen von 6.1 g/kWh und 6.8 g/kWh. Wiederum lassen sich interessante Schlüsse ziehen:

- Mit dem aktuellen Entwicklungsstand des Wide Range Injektors kann selbst bei diesem geringen Dieselanteil der Wirkungsgrad des Pilotinjektorkonzeptes nahezu erreicht werden. Etwas größere Nachteile finden sich bei der Verbrennungsstabilität. Aufgrund der oben beschriebenen Vorzüge des Wide Range Injektors sowie weiterer potentieller Optimierungsmöglichkeiten ist somit zu erwarten, dass sich diese Technologie schon bald in Serienanwendungen wiederfinden wird.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

wie z.B. Abgasrückführung notwendig, um niedrige NO_x-Limits überhaupt einhalten zu können, vgl. [26]. Im Hinblick auf HC-Emissionen ist der Dieselbetrieb dem DF-Betrieb in jedem Fall überlegen.

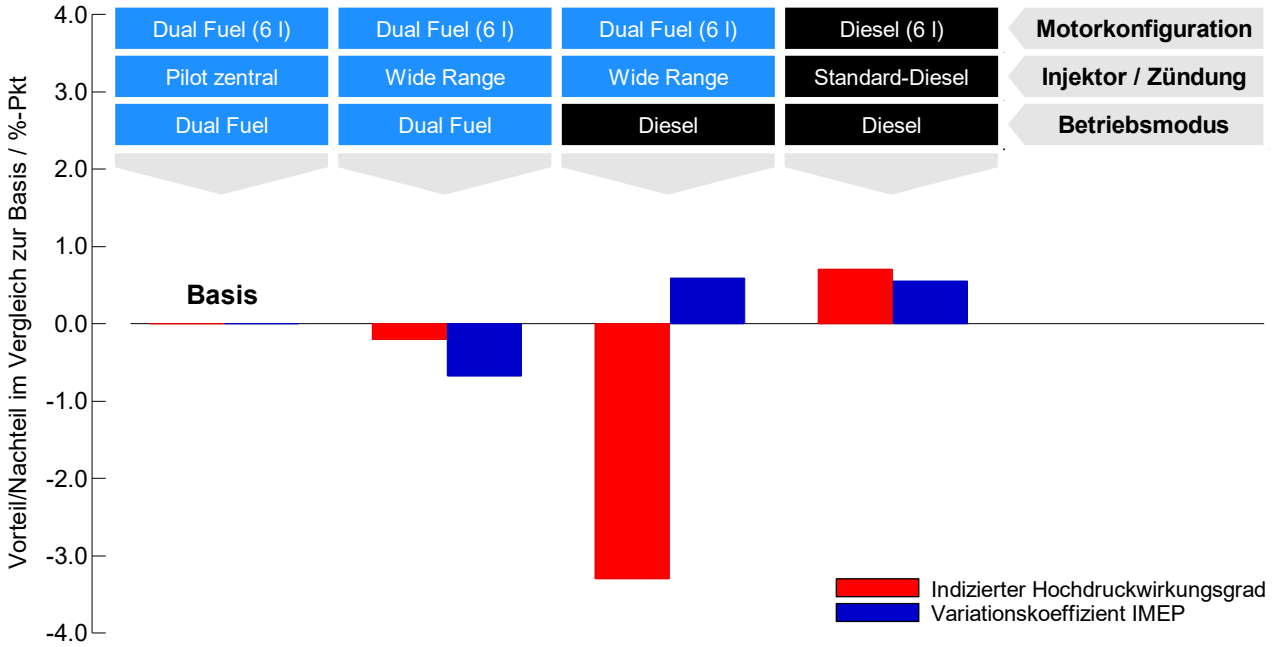


Abbildung 5: Bewertung der DF-Brennverfahren im DF- und Dieselbetriebsmodus bei $NO_x \approx 6.4$ g/kWh.

4.2. LKW

Für LKW-Anwendungen wurden am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz Untersuchungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt, um das Potential des Dual Fuel Brennverfahrens im Vergleich zu konventionellen Diesel- und Erdgasbrennverfahren zu bewerten, wobei sich die nachfolgenden Ausführungen an die Arbeiten [2] [3] anlehnen. Beim untersuchten DF-Konzept wurde das Erdgas in das Saugrohr eingebracht, dadurch stellte sich ein homogenes Erdgas-Luft Gemisch im Brennraum ein. Eine kleine Dieselmenge (ca. 10 % der gesamten Kraftstoffenergie) wurde direkt eingespritzt und diente als Trigger für die Verbrennung.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mehrdimensionalen Versuchsraum zeiteffizient untersuchen zu können, wurde Design of Experiments (DoE) zur Versuchsplanung und Auswertung eingesetzt.

Randbedingung für sämtliche Versuche war, dass die gemessenen NO_x- und Partikel-Emissionen die EU 6 Grenzwerte erfüllen, unter der Annahme eines Partikelfilters und eines SCR-Katalysators mit 90 % Konvertierungsrate. Im Folgenden werden nun die Brennverfahren im Teillastpunkt $n = 1500\,min^{-1}$ und $p_i = 12\,bar$ indizierter Mitteldruck verglichen. Dazu wurde für jedes Brennverfahren eine Verlustteilung nach Pischinger durchgeführt [47]. Dabei wird die Differenz zwischen dem theoretischen Wirkungsgrad des vollkommenen Motors und dem gemessenen inneren Wirkungsgrades η_i in unterschiedliche Verlustanteile aufgeteilt. Es wird unterschieden zwischen Verlust durch unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$, Verlust durch realen Verbrennungsablauf $\Delta\eta_{rV}$, Verlust durch Wärmeübergang $\Delta\eta_{Ww}$, und Verlust durch realen Ladungswechsel $\Delta\eta_{LW}$. Die dazu notwendige Motorprozessrechnung wurde mit der Software CORA (Combustion Optimization Research and Analysis) durchgeführt. Abbildung 6 zeigt die daraus resultierenden Ergebnisse. Da das Reibmoment des Forschungsmotors für den realen Motorbetrieb nicht repräsentativ ist, endet die Darstellung mit dem indizierten Wirkungsgrad η_i.

Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist beim Dieselbrennverfahren mit 56 % am höchsten, während beim stöchiometrischen Erdgasbrennverfahren der Wert nur 50 % beträgt. Der große Unterschied von 6 Prozentpunkten im Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist auf unterschiedliche Verdichtungsverhältnisse und die Zusammensetzung der Ladung (AGR, λ) zurückzuführen. Auffallend ist, dass der Dieselbetrieb nicht nur die höchste Ausgangsbasis hat, sondern auch die höchsten Verluste. Vor allem die Verluste der realen Verbrennung sind deutlich höher als im Erdgas- oder DF-Betrieb. Dieser Umstand ist darauf zurückzuführen, dass der 50%-Umsatzpunkt (MFB50) bei der Dieselverbrennung später liegt (wie in der Tabelle in Abbildung 6 ersichtlich ist) und die Diffusionsverbrennung des Diesels langsamer abläuft als die vorgemischte Verbrennung im Erdgas- und DF-Betrieb. Dadurch weicht der Dieselbetrieb am stärksten vom Gleichraumprozess ab.

Weiters ist hervorzuheben, dass im homogen mageren Erdgasbetrieb und im ebenfalls mageren DF-Betrieb die Verluste durch unvollkommene Verbrennung signifikant höher sind als im Dieselbetrieb und im stöchiometrischen Erdgasbetrieb. Dieser Verlustanteil bildet die HC-Emissionen ab, die für das stöchiometrische Erdgasbrennverfahren bei 3.1 g/kWh und für den DF-Betrieb bei 8.2 g/kWh liegen. Durch das magere Gemisch wird vor allem das Erdgas nicht vollständig umgesetzt. Wie ersichtlich ist, ergeben sich dadurch erhebliche Einbußen im Wirkungsgrad, aber auch für die Abgasnachbehandlung stellen die hohen HC-Emissionen eine sehr große Herausforderung dar, wie nachfolgend noch erläutert wird.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

		Diesel	CNG	CNG	Dual Fuel
ε	–	16.5	13	12.5	13.5
λ	–	1.6	1.7	1	1.5
AGR	%	12.5	0	20	20
x_{Diesel}	%	100	–	–	10
x_{CNG}	%	–	100	100	90
MFB50	°KW	12	7	10	10
CO_2-Einsparung	%	0	21	17	18

Abbildung 6: Vergleich der 4 Brennverfahren anhand einer Verlustteilung im Teillastpunkt $n = 1500\,min^{-1}$ / $p_i = 12\,bar$ [3].

Insgesamt bietet der Dieselbetrieb in diesem Lastpunkt und in dieser Konfiguration den höchsten inneren Wirkungsgrad mit $\eta_i = 44.1\,\%$. Der stöchiometrische Erdgasbetrieb hat aufgrund der niedrigsten Ausgangsbasis auch den niedrigsten inneren Wirkungsgrad von $\eta_i = 40.4\,\%$. Der magere Erdgasbetrieb und der DF-Betrieb erreichen den gleichen inneren Wirkungsgrad von 42.1 %.

Die unterschiedlichen inneren Wirkungsgrade der Brennverfahren wirken sich auf die CO_2-Einsparungen aus, die durch den Erdgas- bzw. den DF-Betrieb erreicht werden können, wie in der Tabelle in Abbildung 6 angeführt ist. Unter Berücksichtigung der gemessenen Kraftstoffzusammensetzungen von Diesel und Erdgas (96 % Methangehalt) ergibt sich bei gleichem inneren Wirkungsgrad ein theoretisches CO_2-Einsparungspotential von 23.7 % durch den Einsatz von Erdgas. Für den DF-Betrieb reduziert sich das Einsparungspotential, da nur 90 % der Kraftstoffenergie durch Erdgas eingebracht werden und die restlichen 10 % durch Diesel. Dadurch verringert sich das CO_2-Grenzpotential auf 21.4 %. Bei Berücksichtigung der unterschiedlichen inneren Wirkungsgrade ergibt sich schließlich mit dem DF-Brennverfahren eine CO_2-Einsparung von 18 % im Vergleich zum Dieselbetrieb. Im monovalenten stöchiometrischen Erdgasbetrieb konnte der CO_2-Ausstoß um 17 % reduziert werden, während im Magerbetrieb aufgrund des höheren Wirkungsgrades eine CO_2-Reduktion von 21 % erreicht wurde.

Ähnlich wie bei PKW sind auch für schwere Nutzfahrzeuge gesetzliche Regelungen zur Verringerung der CO_2-Emissionen sowohl in der EU [19] wie auch in den USA [11] [12] in

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ketten wie sie bei Benzin und Diesel auftreten, ist CH_4 ein besonders stabiles Molekül. Dieser Umstand ist einerseits wünschenswert, da dadurch die Klopffestigkeit steigt, andererseits erschwert es die Oxidation der HC-Emissionen im Katalysator. Um hohe Konvertierungsraten zu erreichen, werden Abgastemperaturen von ca. 500 °C benötigt [1]. Der stöchiometrische Erdgasbetrieb bietet mehrere Vorteile für die Abgasnachbehandlung. Einerseits sind die HC-Emissionen am niedrigsten, wie in Abbildung 6 anhand der Verlustteilung deutlich wird ($\Delta\eta_{uV}$), andererseits ist die Abgastemperatur durch das stöchiometrische Gemisch am höchsten, wodurch die Oxidation der HC-Emissionen erleichtert wird. Zusätzlich erlaubt der stöchiometrische Betrieb den Einsatz eines 3-Wege-Katalysators. Dadurch können auch die NO_x-Emissionen sehr effektiv und effizient reduziert werden. Sowohl für das magere Erdgasbrennverfahren als auch für das DF-Konzept stellt die Konvertierung der HC-Emissionen eine sehr große Herausforderung dar, da die Abgastemperaturen deutlich niedriger sind als beim stöchiometrischen Konzept. Zudem liegt das Emissionsniveau höher. Die Einhaltung strenger Vorschriften für den HC-Ausstoß, wie sie etwa die EU6 Abgasnorm in Europa vorschreibt, ist noch nicht gewährleistet und es ist offen, ob die derzeitige Katalysatortechnologie dies ermöglicht. Zusätzlich wird für die NO_x-Reduktion die aufwendigere SCR-Technologie benötigt.

Unter den drei Erdgas Brennverfahren bieten das DF-Konzept und das magere Erdgaskonzept den höchsten Wirkungsgrad. Durch die benötigte Dieseleinspritzung beim DF-Motor ist das CO_2-Einsparungspotential jedoch niedriger als beim mageren Erdgasbrennverfahren. Als einziger Vorteil des DF-Konzepts bleibt die Krafstoffflexibilität, die jedoch durch zusätzliche Kosten und Komplexität erkauft werden muss. Aus diesem Grund, verbunden mit der noch nicht gelösten Abgasnachbehandlung, scheint das DF-Konzept für schwere Nutzfahrzeuge unter den aktuellen gesetzlichen und technischen Rahmenbedingungen nicht jene Vorteile zu bieten, die kurzfristig eine breite Einführung erwarten lassen. Für bestimmte Nischenanwendungen kann die Technologie jedoch durchaus spezifische Vorteile bieten, die einen Einsatz rechtfertigen.

Aufgrund der großen Vorteile bei der Abgasnachbehandlung, die das stöchiometrische Erdgas Brennverfahren gegenüber dem Magerkonzept bietet, ist zu erwarten, dass sich mit derzeitiger Katalysatortechnologie das stöchiometrische Konzept für Erdgas Brennverfahren durchsetzen wird. Dem genannten Nachteil im Wirkungsgrad im Vergleich zum Magerkonzept und zum Dieselmotor kann durch Variabilitäten im Ventiltrieb und durch Abgasrückführung zumindest teilweise begegnet werden.

Abschließend ist darauf hinzuweisen, dass die Bewertung anhand eines Teillastpunktes ($n = 1500\,min^{-1}$ / $p_i = 12\,bar$) durchgeführt wurde. Eine abschließende und vollständige Bewertung bedarf jedoch der Berücksichtigung des gesamten Motorkennfeldes.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einhaltung der aktuellen und zukünftigen Abgasgesetzgebungen. Um das CO_2-Potential voll ausschöpfen zu können, musste der Erdgasanteil während der Verbrennung maximiert werden. In Kombination mit der Gaseinblasung in die Ansaugkanäle und dem ungedrosselten Betrieb führte dies speziell im Bereich der unteren Teillast zu einem sehr mageren Gemisch im Brennraum. Aufgrund der verschlechterten Zündbedingungen für den Dieselzündstrahl und der zunehmenden Rußbildung war ein stöchiometrischer Betrieb in der Teillast nicht umsetzbar. Daraus resultierte, dass es selbst bei hohen Substitutionsraten nicht möglich war ein zündfähiges Erdgas-Luft-Gemisch im Brennraum zu erreichen. Dabei fand in Bereichen, die vom Dieselspray erfasst wurden, ein Übergang von $\lambda = 0$ (reiner Kraftstoff) zu $\lambda = \lambda_{Erdgas}$ statt, wie in Abbildung 7 dargestellt ist. In jenen Zonen, welche ein lokales Luftverhältnis λ innerhalb der Zündgrenzen aufwiesen, verbrannte nicht nur der Diesel, sondern auch das Erdgas. Angesichts des mageren Erdgas-Luft-Gemischs konnte sich jedoch keine Flammenfront durch den gesamten Brennraum ausbilden. In den Bereichen, die vom Dieselspray nicht erfasst wurden und λ außerhalb der Zündgrenzen von Erdgas lagen, nahm das Erdgas nicht an der Verbrennung teil. Es fand sich als unverbrannter Bestandteil in den Abgasemissionen wieder [51].

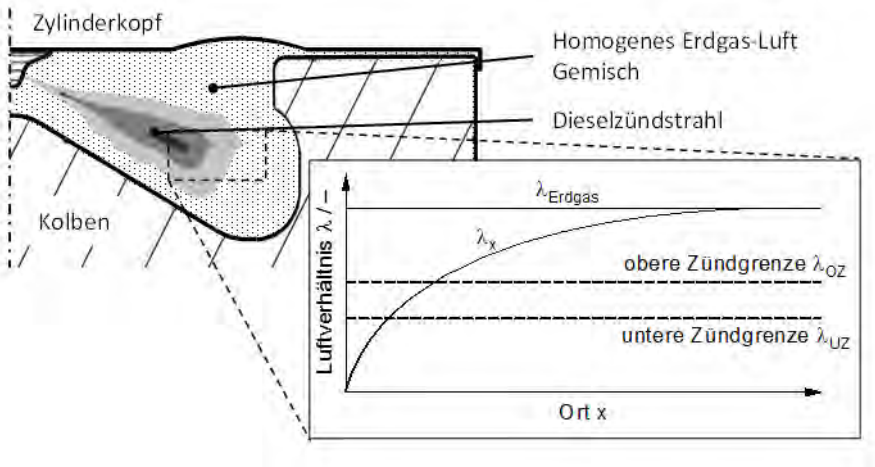


Abbildung 7: Das Luftverhältnis im Betrieb mit Erdgas und Diesel und äußerer Gemischbildung.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 2: Rahmenbedingungen Diesel- bzw. Erdgasinjektor.

Dieselinjektor	
p_{Diesel} / bar	400 - 800
Injektortyp	Mehrlochmagnet-ventilinjektor
Anordnung	Dezentral
Erdgasinjektor	
p_{Erdgas} / bar	16
Injektortyp	nach außen öffnender Magnetventil-injektor
Anordnung	Zentral

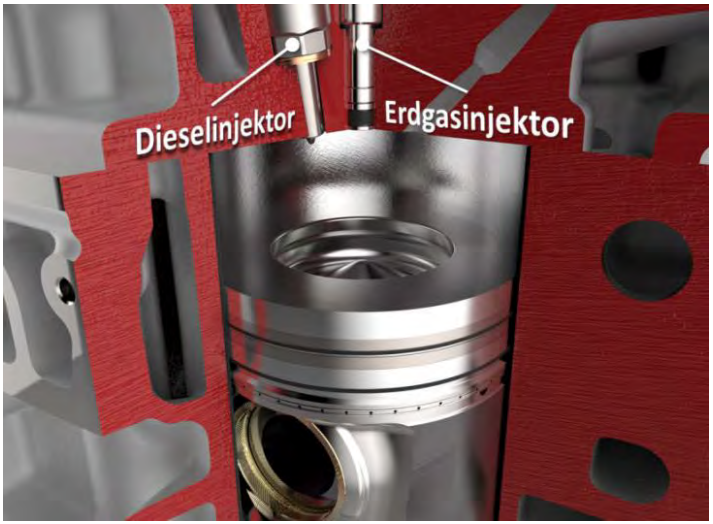


Abbildung 8: Erdgas-Diesel Konzept mit innerer Gemischbildung und Serienkolben.

Mit diesem Konzept wurde eine Niederdruckdirekteinblasung von Erdgas verfolgt, wodurch ein Einblasen im Ansaugtakt sowie früh im Verdichtungstakt möglich war. Neben der Anhebung des Gemischheizwertes zielte dieses Konzept hauptsächlich auf die Erzeugung einer Ladungsschichtung im Brennraum zum Zündzeitpunkt ab. Dadurch befand sich das Kraftstoff-Luft-Gemisch um den Dieselzündstrahl innerhalb der Zündgrenzen. Dies wiederum bewirkte eine vollständigere Umsetzung des eingebrachten Kraftstoffes im Brennraum. Maßgeblich beeinflusst wurde die erzielbare Ladungsschichtung von der Einblaselage des Erdgases. Der spätestmögliche Einblasezeitpunkt war durch das notwendige Druckgefälle zwischen Erdgasversorgung und Brennraum begrenzt. Um reproduzierbare Erdgasmengen in den Brennraum einbringen zu können, ist ein überkritisches Druckverhältnis während der Einblasung notwendig. Der Übergang von einer über- zu einer unterkritischen Einblasung ist in Abbildung 9 dargestellt. Im untersuchten Betriebspunkt $n = 1500\,min^{-1}$ und $p_e = 3\,bar$ ergab sich für den spätesten Beginn der Erdgaseinblasung von -70 °KW eine moderate Ladungsschichtung im Brennraum.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

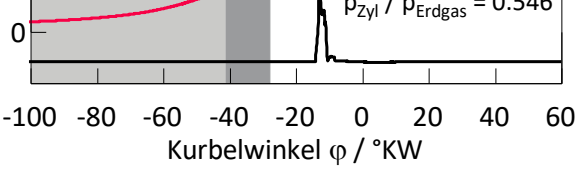


Abbildung 9: Zusammenhang zwischen Versorgungsdruck Erdgas p_{Erdgas}, dem Zylinderdruck p_{Zyl} und dem daraus resultierenden Einfluss der Einblaselage auf den Überströmvorgang.

Aufgrund der gesetzlichen Rahmenbedingungen hinsichtlich des vordefinierten Testzyklus und des realen Lastkollektivs, die sich beide zum Großteil auf den Betrieb in der Teillast beschränken, wurden die beiden Gemischbildungsarten im DF-Betrieb mit dem Basisdieselmotor im Lastpunkt $n = 1500\,min^{-1}$ und $p_e = 3\,bar$ gegenüber gestellt. Die gezeigten Emissionen in Abbildung 10 beziehen sich dabei auf das emittierte Rohabgas aus dem Motor. Sowohl bei der Saugrohr- als auch bei der Direkteinblasung wurde ein energetischer Erdgasanteil x_{CNG} von 80 % eingestellt. Dabei reduzierte sich die Dieselmenge auf ca. 2.3 mg pro Einspritzung. Aufgrund der Schwierigkeiten einen stöchiometrischen Betrieb in diesem Lastpunkt darzustellen, wurde ein Magerbrennverfahren realisiert. Dadurch schließt sich für die Abgasnachbehandlung ein konventioneller Dreiwegekatalysator aus, weshalb die Stickoxidemissionen innermotorisch abgesenkt werden müssen. Als Maßstab wurden hier die NO_x-Rohemissionen des Basisdieselmotors herangezogen. In Abbildung 10 sind die Schadstoffkomponenten Kohlenmonoxid, Methan und alle Kohlenwasserstoffe außer Methan (NMHC) bei annähernd gleichen NO_x-Emissionen für die unterschiedlichen Brennverfahren dargestellt. Dank der gezielten Ladungsschichtung mit der Erdgasdirekteinblasung war es möglich die CH_4-Emissionen im Gegensatz zu der Saugrohreinblasung um über 75 % zu reduzieren. Bei den restlichen Kohlenwasserstoffen (NMHC) konnte eine Verringerung von knapp 70 % zwischen innerer und äußerer Gemischbildung erzielt werden. Als Folge der erheblichen CO- bzw. HC-Emissionen reduzierte sich der effektive Motorwirkungsgrad mit der Saugrohreinblasung deutlich. Hingegen konnte bei der direkten Erdgaseinblasung dank einer früheren Verbrennungsschwerpunktlage der Wirkungsgradnachteil durch die unverbrannten Bestanteile gegenüber dem Dieselmotor wieder kompensiert werden. Schlussendlich konnte mithilfe der inneren gegenüber der äußeren Gemischbildung ein CO_2-Einsparungspotential von 13.4 % erreicht werden. Im Gegensatz zum Basisdieselmotor ergaben sich CO_2-Vorteile von 9.5 % für die Saugrohreinblasung bzw. von 21.6 % für die Direkteinblasung. Wird das Treibhauspotential von Methan ($GWP_{CH4} = 28$ [45]) bei der CO_2-Bilanz berücksichtigt, so reduziert sich das CO_2- Einsparungspotential deutlich. Werden die emittierten Methan-Rohemissionen ohne katalytische Abgasnachbehandlung in die CO_2-Bilanz inkludiert, so ergeben sich für die äußere Gemischbildung ein CO_2-Nachteil von über 35 % bzw. für die innere Gemischbil-

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

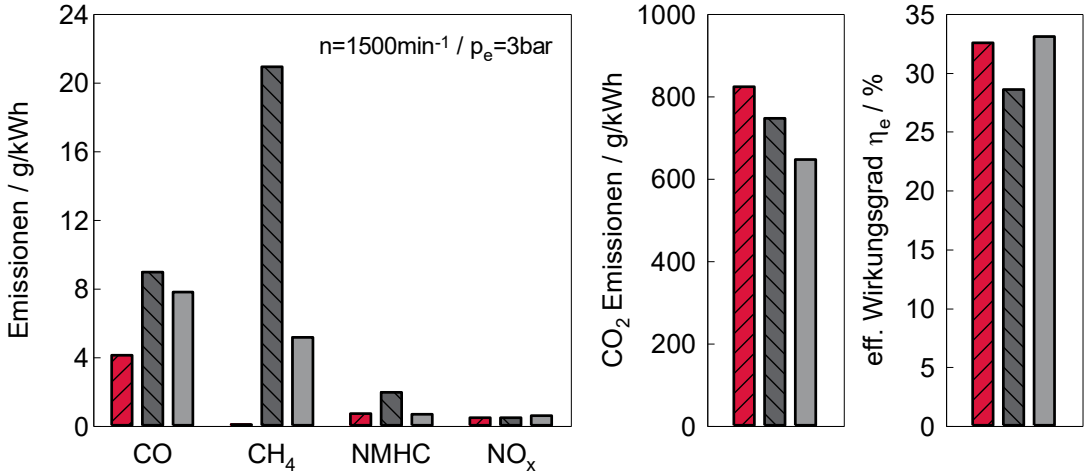


Abbildung 10: Vergleich äußere und innere Gemischbildung im DF-Betrieb mit dem Basisdieselmotor im Betriebspunkt $n = 1500\,min^{-1}$ und $p_e = 3\,bar$.

Ein bisher ungelöstes Problem stellt die Konvertierung von Methan in der Teillast dar. Durch die Stabilität des Moleküls bedarf es einer hohen Aktivierungsenergie um Methan katalytisch umzuwandeln. Das magere Abgas und das hohe Verdichtungsverhältnis wirken sich dabei negativ auf die Abgastemperatur aus. Ein ausreichendes Temperaturniveau für die Abgasnachbehandlung stellt sich erst ab ca. 50 % der maximalen Last ein. Somit steht und fällt die Umsetzung eines Dual Fuel Brennverfahrens im PKW-Bereich mit der Weiterentwicklung von Katalysatoren für die Konvertierung der unverbrannten Methanemissionen im Abgas.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In Tabelle 3 wird anhand wesentlicher Kriterien die aktuelle und zukünftige Eignung von Dual Fuel Brennverfahren für die drei diskutierten Motorkategorien zusammenfassend charakterisiert. Generell ist festzustellen, dass die Bewertung für LKW und PKW sehr ähnlich ausfällt, wohingegen sich die Großmotoren deutlich abheben. Nur letztere finden sich bereits verbreitet in Serienanwendungen wieder. Die in der Motivation genannten Vorteile überwiegen in bestimmten Anwendungsfällen gegenüber den in Kapitel 4.1 beschriebenen Nachteilen zu monovalenten Gasmotor- bzw. Dieselmotorkonzepten. Zukünftige Forschungsaktivitäten zur Reduzierung dieser Nachteile werden zu einer weiteren Erhöhung der Attraktivität der Dual Fuel Brennverfahren im Großmotorenbereich beitragen. Der Anreiz zur Reduktion der CO_2-Emissionen bei gleichzeitig hohem Wir-

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

	Großmotoren	LKW	PKW
Motivation für den Einsatz von Dual Fuel Brennverfahren	• Kraftstoffflexibilität • Redundanz des Kraftstoffsystems • Marine: Emissionen (IMO Tier III) und LNG-Tanker (Verwertung von Abdampf des Flüssiggases)	• Reduktion der CO_2-Emissionen • Wirkungsgradpotential gegenüber stöchiometrischen Erdgasmotoren	• Reduktion der CO_2-Emissionen • Hohes Wirkungsgradniveau, ähnlich zu jenem von Dieselmotoren
Serienanwendung	• **Aktuell:** Stationär- und Marineanwendungen • **Zukünftig:** Lokomotivanwendungen in Entwicklung	• **Aktuell:** Kleinserien • **Zukünftig:** Für Nischenanwendungen denkbar	• **Aktuell:** Durchführung von Voruntersuchungen • **Zukünftig:** Serieneinsatz zurzeit nicht absehbar
Emissionen	• **Kritische Komponenten:** NO_x (erreichbar ohne Nachbehandlung?), HC • **Abgasnachbehandlung:** Je nach Gesetzgebung ggf. erforderlich	• **Kritische Komponenten:** HC (Methan) • **Abgasnachbehandlung:** Zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte zwingend erforderlich	
Zukünftige Herausforderungen	• Anhebung Wirkungsgradniveau • Reduzierung Systemkomplexität Einspritzsystem • Reproduzierbare Einspritzung kleiner Zündölmengen mit Wide Range Injektor	• Einhaltung der aktuellen HC-Emissionsgrenzwerte in der Teillast • Zukünftige Emissionsvorschriften • Integration Diesel- und Erdgasperipherie in Fahrzeug	
Resümee	Eine weitere Verbreitung der DF-Brennverfahren ist aufgrund der genannten Vorteile zu erwarten.	Aufgrund der Schwierigkeiten bei der Abgasnachbehandlung ist ein Einsatz nur für Nischenanwendungen denkbar.	Ein Serieneinsatz ist zurzeit nicht absehbar, da die Nachbehandlung der CH_4-Emissionen in der Teillast ungelöst ist.

Als Fazit und als Beantwortung der Titelfrage lässt sich somit festhalten, dass zukünftig mit einer weiteren Verbreitung der Dual Fuel Brennverfahren im Großmotorenbereich zu rechnen ist. Für den LKW- und PKW-Bereich ist ein anteilsmäßig bedeutender Serieneinsatz von Dual Fuel Motoren zurzeit nicht absehbar, zu groß sind die Schwierigkeiten, die sich bei der Nachbehandlung der vergleichsweise hohen Rohemissionen ergeben. Im Falle einer Einführung verschärfter CO_2-Limits könnten die Dual Fuel Brennverfahren allerdings an Bedeutung gewinnen, wenn zugleich wesentliche Fortschritte in der Katalysatortechnologie eine Lösung der Emissionsproblematik ermöglichen.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

AGR	Abgasrückführrate
Bsp.	Beispiele
CH_4	Methan
CNG	Compressed Natural Gas
CO	Kohlenmonoxid
CO_2	Kohlendioxid
COV	Coefficient of Variation in %
DF	Dual Fuel
DoE	Design of Experiments
ECA	Emission Controlled Area
EPA	Environmental Protection Agency
FTP	Federal Test Procedure
GWP	Global Warming Potential
HC	Hydrocarbons
HDDTC	Heavy Duty Diesel Transient Cycle
IMO	International Maritime Organization
LEC	LEC GmbH
LEV	Low Emission Vehicle
MFB50	Mass Fraction Burned 50 %
NMHC	Non Methane Hydrocarbons
NMOG	Non Methane Organic Gases
NO_x	Stickoxide
PM	Particulate Matter
SCR	Selective Catalytic Reduction
VK	Vorkammer

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

λ Luftverhältnis

8. Literatur

[1] Bank, R.; Etzien, U.; Buchholz, B.; Harndorf, H.: „Methane Catalysts at an Upstream Turbine Position“, in: „MTZ Industrial“, 5. Jg., 2015, Heft 1, S. 14-21.

[2] Barnstedt, K.; Ratzberger, R.; Grabner, P. et al.: „Thermodynamic investigation of different natural gas combustion processes on the basis of a heavy-duty engine“, in: „International Journal of Engine Research“, 17. Jg., 2015, Heft 1, doi:10.1177/1468087415609203.

[3] Barnstedt, K.; Ratzberger, R.; Grabner, P. et al.: „Thermodynamische Untersuchung unterschiedlicher Erdgas-brennverfahren auf der Basis eines Nutzfahrzeugmotors“, in Leipertz, A. (Hrsg.): „Motorische Verbrennung, Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (XII. Tagung)“ (= Schriftenreihe, Heft 15.1), Erlangen, 2015, S. 143-152.

[4] Besch, M.; Israel, J.; Thiruvengadam, A. et al.: „Emissions Characterization from Different Technology Heavy- Duty Engines Retrofitted for CNG/Diesel Dual-Fuel Operation“, in: „SAE International Journal of Engines“, 8. Jg., 2015, Heft 3, doi:10.4271/2015-01-1085.

[5] Böckhoff, N.; Hanenkamp, A.: „Der 51/60DF von MAN Diesel SE – Der leistungsstärkste 4-Takt Dual Fuel Motor“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings, 5th Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2007. S. 216-229.

[6] Buchholz, B.: „Saubere Großmotoren für die Zukunft – Herausforderung für die Forschung“, in: Harndorf, H. (Hrsg.): „Die Zukunft der Großmotoren III, 3. Rostocker Großmotorentagung“, Rostock, 2014. S. 1-14.

[7] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: „Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft) vom 24. Juli 2002“, Internetfassung, 2002. Abrufbar im Internet: http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten_BMU/Download_PDF/Luft/taluft.pdf, Stand: 14.01.2016.

[8] Caterpillar Motoren GmbH & Co KG: „M 34 DF Project Guide / Generator Set“, 2014. Abrufbar im Internet: https://marine.cat.com/cda/files/4748665/7/M_34_DF_GenSet_Project_Guide_LEBM0036-00.pdf, Stand: 05.01.2016.

[9] CIMAC Working Group „Gas Engines“: „Transient Response Behaviour of Gas Engines“, CIMAC Position Paper, 2011. Abrufbar im Internet: http://www.cimac.com/cms/upload/workinggroups/WG17/CIMAC_PPaper_TransResp_21042011_FINAL.pdf, Stand: 11.01.2016.

[10] Eichlseder, H.; Grabner, P.; Hadl, K. et al.: „Dual Fuel Concepts for Mobile Application“, in: Lenz, H. P. (Hrsg.): „34. Internationales Wiener Motorensymposium 25. - 26. April 2013. Band 2: zweiter Tag“ (= Fortschrittsberichte VDI Reihe 12, Nr. 764), Düsseldorf, 2013, S. 357-370.

[11] Environmental Protection Agency: „EPA and NHTSA Adopt First-Ever Program to Reduce Greenhouse Gas Emissions and Improve Fuel Efficiency of Medium-and Heavy-Duty Vehicles“, 2011. Abrufbar im Internet: http://www3.epa.gov/otaq/climate/documents/420f11031.pdf, Stand: 15.01.2016.

[12] Environmental Protection Agency: „EPA and NHTSA Propose Standards to Reduce Greenhouse Gas Emissions and Improve Fuel Efficiency of Medium- and Heavy-Duty Vehicles for Model Year 2018 and Beyond“, 2015. Abrufbar im Internet: http://www3.epa.gov/otaq/climate/documents/420f15901.pdf, Stand: 15.01.2016.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Stand: 16.12.2015.

[18] Environmental Protection Agency: „Code of Federal Regulations, Title 40, Protection of Environment“, 2015, 40 CFR 1039, Appendix 2. Online: https://www.gpo.gov/fdsys/browse/collectionCfr.action?ccollectionCod=CFR, Stand: 16.12.2015.

[19] European Comission: „Strategy for reducing Heavy-Duty Vehicles' fuel consumption and CO2 emissions“, CLEX 52014DC0285, Brüssel, 2014. Abrufbar im Internet: http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1453104965447&uri=CELEX:52014DC0285, Stand: 18.01.2016.

[20] European Parliament: „Regulation (EU) No 333/2014 of the European Parliament and of the Council of 11 March 2014 amending Regulation (EC) No 443/2009 to define the modalities for reaching the 2020 target to reduce CO2 emissions from new passenger cars“, Strassburg, 2014. Abrufbar im Internet: http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32014R0333, Stand: 15.01.2016.

[21] Flierl, R.; Temp, A.; Wegmann, A. et al.: „Simultane Verbrennung – Methan-Benzin- und Methan-Diesel-Mischbetrieb“, in: „MTZ“, 72. Jg., 2011, Heft 10, S. 806-810.

[22] Friedrich, W.; Grzeszik, R.: „Mixture Formation in a CNG-DI Engine in Stratified Operation“, SAE Technical Paper 2015-24-2474, 2015, doi: 10.4271/2015-24-2474.

[23] Goudie, D.; Dunn, M.; Munshi, S. R. et al.: „Development of a Compression Ignition Heavy Duty Pilot-Ignited Natural Gas Fueled Engine for Low NOx Emissions“, SAE Technical Paper 2004-01-2954, 2004, doi:10.4271/2004-01-2954.

[24] Hadl, K.; Luef, R.; Eichlseder, H., „Experimentelle Untersuchungen von CNG-Diesel und Wasserstoff-Diesel Dual-Fuel Brennverfahren für den mobilen Einsatz“, in Leipertz, A. (Hrsg.): „Motorische Verbrennung, Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (XI. Tagung)“ (= Schriftenreihe, Heft 13.1), Erlangen, 2013.

[25] Hall, E.: „Dual fuel for medium speed engines in Transportation“, Präsentation bei Tagung: „6th AVL Large Engines TechDays“, Graz, 2014.

[26] Hanenkamp, A.; Böckhoff, N.: „Der 51/60 DF und der V32/40 PGI – moderne Gasmotoren von MAN Diesel SE. Ihr Weg von der Entwicklung zur Serienanwendung“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): „Conference Proceedings, 6th Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2009, S.129-143.

[27] Hepp, C.; Krenn, M.; Wasserbauer, J. et al.: „Dual Fuel Compression Ignition Combustion Concept for Gasoline and Diesel“, SAE Technical Paper 2014-01-1319, 2014, doi:10.4271/2014-01-1319.

[28] International Maritime Organization: „Nitrogen Oxides (NOx) – Regulation 13“, auf: www.imo.org, 2015. Online: http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx, Stand: 23.12.2015.

[29] International Maritime Organization: „Amendments to the annex of the protocol of 1997 to amend the international convention for the prevention of pollution from ships, 1973, as modified by the protocol of 1978 relating thereto (North American Emission Control Area)“, 2010. Abrufbar im Internet: http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/190%2860%29.pdf, Stand: 04.01.2016.

[30] International Maritime Organization: „Amendments to the technical code on control of emission of nitrogen oxides from marine diesel engines (NOx Technical Code 2008)“, 2008. Abrufbar im Internet: http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/177%2858%29.pdf, Stand: 15.01.2016.

[31] ISO 8528-5:2013 (Norm): „Reciprocating internal combustion engine driven alternating current generating sets – Part 5: Generating sets“, Genf, 2013.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

http://www.corporate.man.eu/man/media/content_medien/doc/global_corporate_website_1/verantwortung_1/megatrends_2/klimawandel/me_gi_dual_fuel_en_01.pdf, Stand: 05.01.2016.

[38] MAN Diesel & Turbo: „Power Plants Programme 2015/16“, 2015. Abrufbar im Internet: http://powerplants.man.eu/docs/librariesprovider7/stationary-engine-programme/power-plants-programme-2015.pdf?sfvrsn=6, Stand: 13.01.2016.

[39] Manns, H.; Brauer, M.; Dyja, H. et al.: „Diesel CNG - The Potential of a Dual Fuel Combustion Concept for Lower CO2 and Emissions“, SAE Technical Paper 2015-26-0048, 2015, doi:10.4271/2015-26-0048.

[40] Menage, A.; Gruand, A.; Berg, P. et al.: „The New Dual Fuel Engine 35/44 DF from MAN Diesel & Turbo SE“. Paper No. 291, CIMAC Congress 2013, Shanghai.

[41] Mitsubishi Heavy Industries Ltd: „Efficiency Enhancement“, 2016. Abrufbar im Internet: https://www.mhi-global.com/products/pdf/efficiency_enhancement_en.pdf, Stand: 05.01.2016.

[42] Mitsubishi Heavy Industries Ltd: „MACH Gas Engine Series ‚MACH-30G‘ KU30GA“, 2016. Abrufbar im Internet: https://www.mhi-global.com/products/pdf/ku30ga_en.pdf, Stand: 05.01.2016.

[43] Mohr, H.; Frobenius, M.: „Optimierung von Diesel-/Gas-Großmotoren für unterschiedlichste Anwendungen“, in: Harndorf, H. (Hrsg.): „Die Zukunft der Großmotoren III, 3. Rostocker Großmotorentagung“, Rostock, 2014. S. 138-149.

[44] Mooser, D.: „Brenngase und Gasmotoren“, in: Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (Hrsg.): „Handbuch Dieselmotoren“, 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2007, S. 134.

[45] Myhre, G. D.; Shindell, F.-M.; Bréon, W. et al: „Anthropogenic and Natural Radiative Forcing“, in: Stocker, T.F., D. Qin, G.-K. Plattner et al. (Hrsg.): „Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change“, Cambridge, United Kingdom und New York, NY, USA, 2013.

[46] Ott, M.; Alder, R.; Nylund, I.: „Niederdruck-Dual-Fuel-Technologie für langsam laufende Schiffsmotoren“, in: „MTZ extra“, 2015, Heft November 2015, S. 34-38.

[47] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“ (= Fachbuchreihe: List, H. (Hrsg.): „Der Fahrzeugantrieb“), 3. Auflage, Wien, 2009. S. 349ff.

[48] Prins Autogassystemen B.V., „Dieselblend System“, auf: www.prinsautogas.com, 2016. Online: http://www.prinsautogas.com/de/produkte/dieselblend_system/dieselblend_system.html, Stand: 08.01.2016.

[49] Schimon, R.: „Injection Systems for dual fuel applications“, Präsentation bei Tagung: „6th CIMAC CASCADES", Graz, 2015.

[50] Sell, J.: “Marine Klassifikation von Gasmotoren – Beweggründe, Anforderungen, Herausforderungen“, in: WTZ Roßlau gGmbH (Hrsg.): “Conference Proceedings, 9th Dessau Gas Engine Conference“, Dessau, 2015. S. 13-20.

[51] Sprenger, F.; Fasching, P.; Kammerstätter, S.: „Experimental Investigation of CNG-Diesel Combustion Processes with External and Internal Mixture Formation for Passenger Car Applications“, in Eichlseder, H.; Wimmer, A. (Hrsg.): „15. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ (= VKM-THD Mitteilungen, Heft 99-2), Graz, 2015, S. 483-498.

[52] Troberg, M.; Portin, K.; Jarvi, A.: „Update on Wärtsilä 4-stroke Gas Product Development“. Paper No. 406, CIMAC Congress 2013, Shanghai.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[58] Wärtsilä Corporation: „Wärtsilä 50DF Engine Technology“, 2009. Abrufbar im Internet: http://www.wartsila.com/file/Wartsila%2F1278529608303a1267106724867-Wartsila-O-E-W-50DF-TR.pdf, Stand: 01.08.2013.

[59] Willmann, M.; Bucher, T.; Senghaas, C. et al: „Diesel injection systems for large diesel engines in gas and dual-fuel operation“, Beitrag bei Tagung: „Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren 2012, 7. Internationale MTZ-Fachtagung“, Nürnberg, 2012.

[60] Willmann, M.; Senghaas, C.; Schmidt, R.-M.: „New Generation DUAL FUEL Injection Systems“, Präsentation bei Tagung: „6th AVL Large Engines TechDays“, Graz, 2014.

[61] Wolany, A.; Bargende, M.: „Grundlagen zum Erdgas“, in: van Basshuysen, R. (Hrsg.): „Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb“ (= Fachbuchreihe: List, H. (Hrsg.): „Der Fahrzeugantrieb“), Wiesbaden, 2015, S. 64.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Eine umfassende, objektive Bewertung von Technologien kann nur unter Berücksichtigung des gesamten Produktlebenszyklus durchgeführt werden. In der vorliegenden Arbeit werden die resultierenden CO_2-Äquivalentemissionen verschiedener Antriebstechnologien auf einer Gesamtlebenszyklus-bezogenen Basis verglichen und quantifiziert. Im Fokus stehen hybride und vollelektrische Antriebe im Vergleich zu verbrennungsmotorischen Konzepten. Aus Sicht des Gesamtfahrzeugs wird auf die Evaluierung von verschiedenen Leichtbautechnologien (z.B. Stahl, Aluminium und CFK), sowie die Bereitstellung von Energie und Kraftstoffe konventioneller und regenerativer Herkunft eingegangen. Neben der Produktionsphase stellt die Phase der Nutzung der Fahrzeuge einen Haupteinfluss auf die Bewertung dar. Dabei werden kundenspezifische Nutzungsweisen, typische Einsatzszenarien und Fahrleistungen berücksichtigt. Die Ermittlung und Aufbereitung der Daten erfolgt durch eine Kombination von Simulationsrechnungen und Feldversuchen. Anschließend wird die gesamtheitliche Bilanz der resultierenden CO_2e-Emissionen der betrachteten Systeme unter Berücksichtigung verschiedener Nutzungsmuster diskutiert und ein Ausblick auf zukünftige gesamtheitliche Bewertungsstrategien gegeben.

Insbesondere bei Plug-In Hybriden und E-Fahrzeugen mit Range Extendern zeigt das Verhältnis des Betriebs mittels elektrischem Strom oder Kraftstoff signifikanten Einfluss auf die Gesamtbilanz. Ein hoher Anteil an Kurzstrecken und möglichen Zwischenladungen trägt zur vermehrten Nutzung des E-Antriebs bei. Dies begünstigt die CO_2e-Bilanz speziell bei Verwendung von Strom aus regenerativen Energiequellen. Ein höherer Anteil an Langstrecken ohne Zwischenladungen erfordert vermehrt den Einsatz der Verbrennungskraftmaschine.

Das Einsparungspotenzial aus Material-Leichtbaumaßnahmen ist abhängig vom Anteil an Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen an der Gesamtfahrleistung, der Effizienz der Antriebseinheit und den Aufwänden zur Produktion. Je höher der Anteil des urbanen Verkehrs und je geringer die Effizienz des Antriebs ist, desto höher ist das Einsparungspotenzial aus der Leichtbaumaßnahme im Betrieb.

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass für eine ganzheitliche Bewertung von Technologien im Fahrzeugbau sowohl die Aufwände in der Produktion als auch die bisher wenig beachtete Nutzungsweise Berücksichtigung finden müssen.

PEER REVIEW WKM
Gütesiegel für wissenschaftliche Beiträge
Begutachtet von Experten der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motortechnik

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

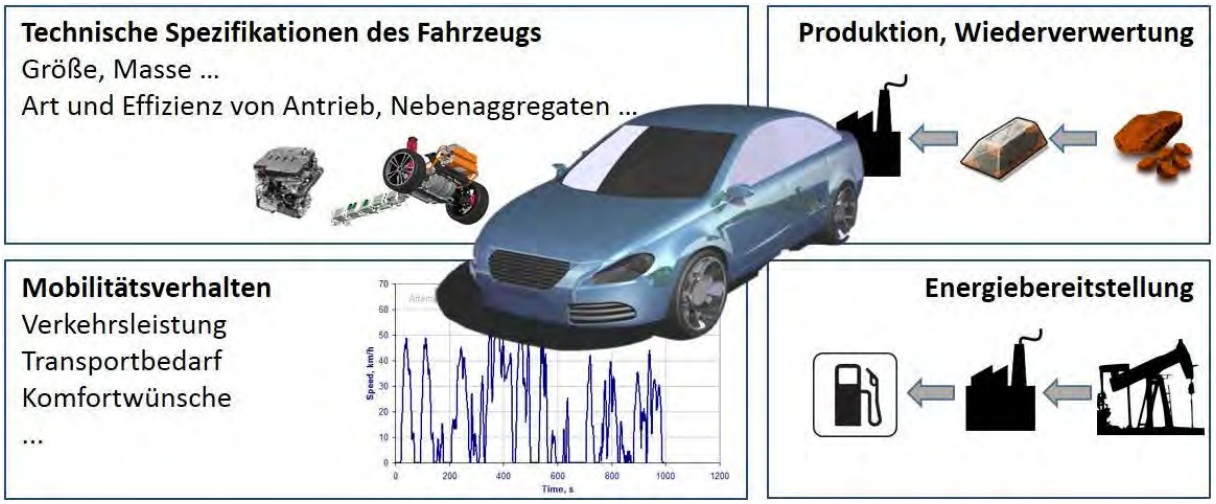


Abbildung 1: Die vier betrachteten Einflussfelder auf den Produktlebenszyklus von Kraftfahrzeugen.

Um Analysen über den gesamten Lebenszyklus eines Produkts vereinheitlicht zu ermöglichen, entwickelte sich seit den 1970er Jahren eine Vorgehensweise, die diesen Bewertungen einen normierten Rahmen bietet. Die Ökobilanz (Life Cycle Assessment) ist eine standardisierte Methode zur Analyse von Umwelteinflüssen und -aspekten von Produktsystemen. [1]

2 Ziele der Arbeit

In dieser Studie wird ein Vergleich mehrerer Fahrzeugkonzepte mit unterschiedlichen Technologien auf Basis gesamtheitlicher Lebenszyklusanalysen durchgeführt. Die Konzepte unterscheiden sich dabei im Wesentlichen in der Art des Antriebs, Energiespeichers und in der Karosseriebauweise. Es werden elektrische Energie (für Produktion und Nutzung) und Kraftstoffe (in der Nutzungsphase) aus unterschiedlichen Quellen berücksichtigt. Der Vergleich in der Betriebsphase beruht auf verschiedenen generischen Nutzungsszenarien, welche einer umfassenden Mobilitätsanalyse entstammen. Die Durchführung der Mobilitätsanalyse wird in Kapitel 5.1 näher erläutert.
Die Ermittlung von auf den Lebenszyklus eines Produktes bezogenen Kennzahlen erfordert das Referenzieren auf den Produktnutzen. Im Sektor Mobilität kann dies durch die zurückgelegte Strecke einer Person (Personenkilometer, pkm) dargestellt werden. Bisherige, mittels LCA-Methoden durchgeführte, Untersuchungen auf diesem Gebiet zeigen gemäß den Normen ISO 14040 und ISO 14044 [5] [6] eine Gemeinsamkeit in der Definition einer funktionellen Einheit „Personenkilometer“ (pkm), wie bspw. in [2] [3] [4] [7] zu finden. Diese Referenz ermöglicht zwar eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse verschiedener Bilanzierungen mit unterschiedlichen Antriebstechnologien oder

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

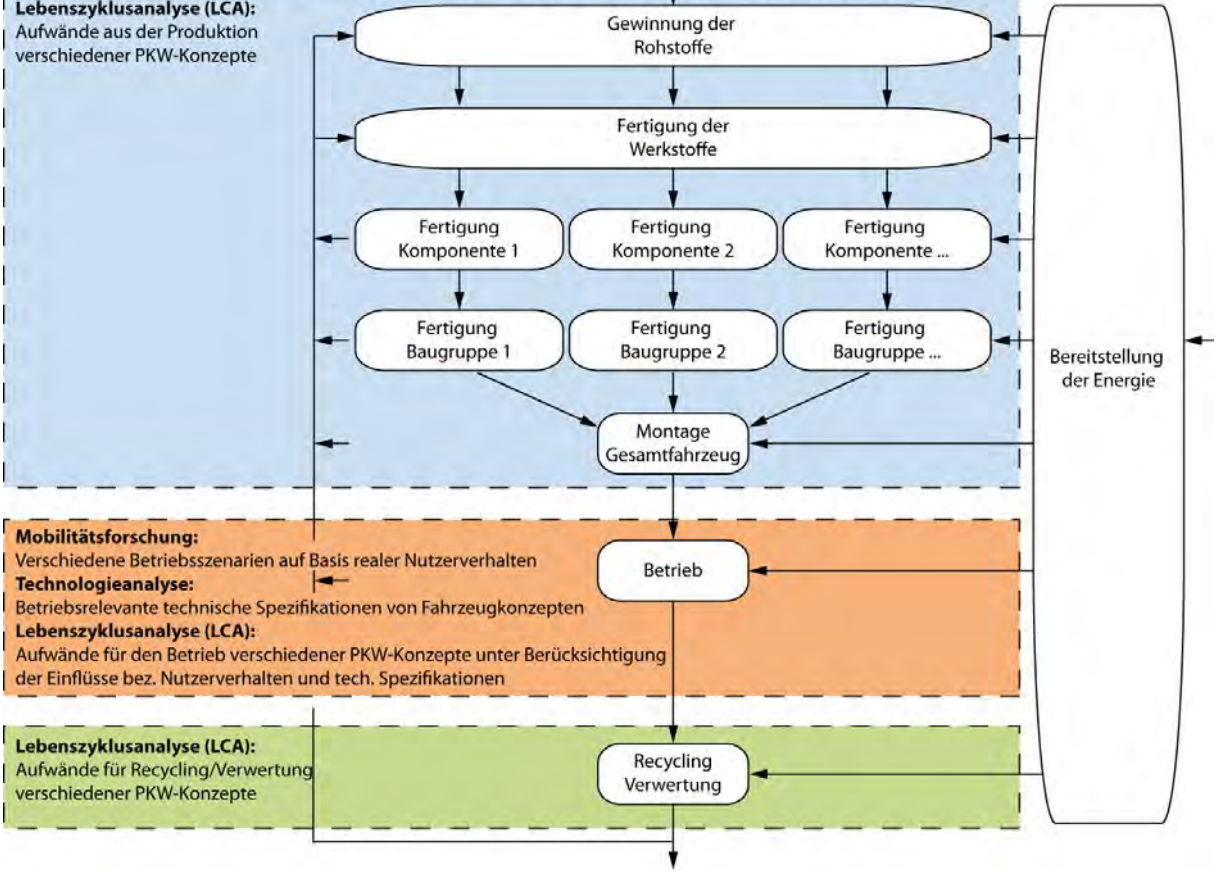


Abbildung 2: Produktlebenszyklus und Anwendungsbereiche des jeweiligen Fachgebiets.

2.1 Angewandte Methodik

- Ausgangspunkt der Arbeit ist die Ableitung typischer Nutzungsszenarien für Kraftfahrzeuge aus Daten einer durchgeführten Mobilitätserhebung im Großraum Graz (siehe Kapitel 5.1).
- Eine Technologierecherche umfasst einerseits die Ermittlung betriebsrelevanter Spezifikationen wie Massen, Wirkungsgrade oder Entwicklungspotenziale verschiedener Technologien im Fahrzeug für die nahe Zukunft. Andererseits werden produktionsrelevante Daten, wie Materialzusammensetzungen oder Herstellungsverfahren, für verschiedene Komponenten im Fahrzeug erfasst.
- Die Analyse des Einflusses von Produktion und Recycling der betrachteten Technologien erfolgt durch Literaturrecherche, Auswertung von Umweltberichten, Durchführung von Sachbilanzen mittels LCA-Software und einer Abschätzung auf Basis von Prozessdaten (aus [8] [9] [10] [11] [12]).

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

angeführten Kategorien ergeben sich über 300 Kombinationsmöglichkeiten.

Tabelle 1: Untersuchte Kategorien.

Fahrzeugsegmente:	Antriebssysteme:	Karosserie-Technologien:	Kraftstoffe und Energie:
Kleinwagen (A)	Benzin	Stahl-Schalenbauweise	Benzin
Subkompakt-Klasse (B)	Diesel	Aluminium	Diesel
Kompaktklasse (C)	Erdgas (CNG)	CFK	Erdgas (CNG)
Mittelklasse (D)	Mildhybrid (HEVmild)		Bioethanol (BioEtOH)
Oberklasse (E)	Vollhybrid (HEVfull)		Biodiesel (RME)
Kompakt-SUV (kJ)	Plug-In Hybrid (PHEV)		el. Strom (Österreich, AT)
Premium-SUV (J)	Elektrisch (EV)		el. Strom (Deutschland, DE)
	Elektrisch mit Range Extender (REEV)		

Im vorliegenden Beitrag wird exemplarisch auf die Fahrzeugklasse Subkompakt (B) näher eingegangen. Die Erstellung der verschiedenen Fahrzeugkonzepte beruht auf einem Baukastensystem. Die Bezeichnung der Fahrzeuge entspricht dabei der Kombination der in Tabelle 1 stehenden Kürzel. Als Beispiel bezeichnet „B_Stahl_Benzin“ ein Fahrzeug der Subkompaktklasse mit Stahlkarosserie und Antrieb mittels Benzin-Ottomotor. Bei EV- und REEV-Fahrzeugkonzepten wurde ein nutzbarer Energieinhalt der Batterien von 18 kWh (EV) und 8 kWh (PHEV) angenommen. Die Masse der Stahlkarosserie wurde nach Analyse der wichtigsten Vertreter im Segment [14] mit 345 kg festgelegt. Die für den Betrieb wichtigen Leichtbaupotentiale gegenüber Stahl wurden durch eine Gewichtsreduktion von 40% für die Aluminium- und 60% für die CFK-Karosserie definiert. [15] [28] [29] [30]

4 Analyse von Produktion, Verwertung und Energiebereitstellung

Mit der Entwicklung effizienterer Antriebskomponenten und komplexerer Systeme im Fahrzeug erhöht sich auch der Aufwand zur Herstellung. Ein Teil des Einsparungspotenzials an Ressourcenbedarf und Umweltauswirkungen im Betrieb kann somit, speziell bei Fahrzeugen mit E-Antrieb oder aufwendiger Karosseriebauweise, in den Phasen der Produktion und des Recyclings wieder verloren gehen.

4.1 Produktion

Recherchierte Massen und Materialzusammensetzungen der Fahrzeugkomponenten zur Untersuchung des Produktionsaufwands entstammen einer Analyse der wichtigsten Vertreter im jeweiligen Fahrzeugsegment, beruhend auf der Datenbank A2MAC1.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Karosserie	Antrieb	Energiespeicher	Chassis	Interieur
body in white Stahl	Verbrennungsmotor	Kraftstofftanks	Räder	Sitze, Rückbank
biw Aluminium	Starter/Generator	Lion-Batterien	Fahrwerk	Lenkrad
biw CFK	Elektromotor(en)	Pb-Batterien	Bremssystem	Cockpit
Scheiben (Front, Heck, Seiten)	Kupplung		Lenksystem	Mittelkonsole
Türen und Klappen	Getriebe		Betriebsstoffe	
	Kraftübertragung			
	Abgassystem			
	Kühlsystem			
	Elektrik/Elektronik			
	Kunststoffteile			
	Betriebsstoffe			

Eine teils unsichere Datengrundlage und breite Streuung zeigt sich vor allem bei der Analyse des Herstellungsprozesses von CFK-Karosserien, wie Abbildung 3 darstellt.

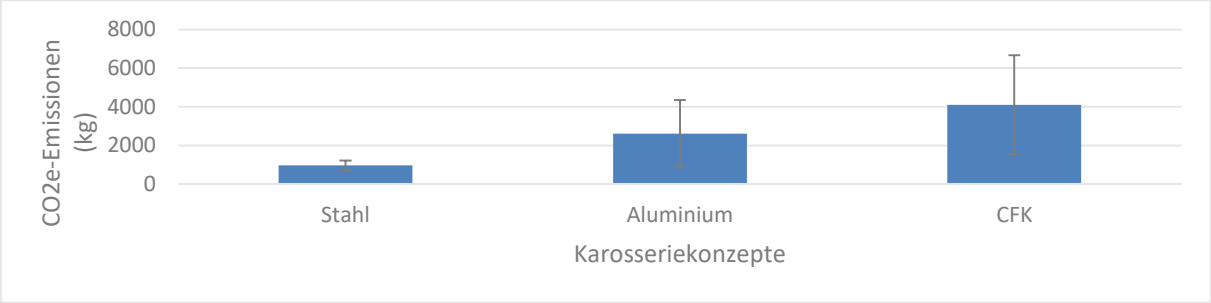


Abbildung 3: Vergleich der resultierenden CO_2e-Emissionen für die Herstellung verschiedener Fahrzeugkarosserien im B-Segment. [15]

Die CO_2e-Emissionen für die Produktion von Aluminium- und CFK-Karosserien zeigen dabei erhebliche Unterschiede auf. Einer der Gründe hierfür ist das hohe Maß an benötigter elektrischer Energie für die Herstellung. Während im Szenario des unteren Streuungswertes „best case“ die notwendige elektrische Energie zum Großteil aus regenerativen Quellen stammt (CO_2e = 30 g/kWh [11]), wurde sie im Szenario des oberen Streuungswertes „worst case“ durch Kohlekraftwerke erzeugt (CO_2e = 960 g/kWh [11]). Ein weiterer Grund sind Unterschiede im Verfahren zur Herstellung der Polyacrylnitril-Faser (PAN), einer Basis zur Produktion von Karbonfasern für CFK-Karosserien. Eine detaillierte Beschreibung der Zusammenhänge liefert [15]. Zur Diskussion der Einflüsse im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein Mittelwert aus den gewonnenen Ergebnissen aus [15] verwendet.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

der Forschung liegt auf Möglichkeiten zur Wiederverwendung von Batterien (*second life*) und der ökonomisch und ökologisch effizienten Rückgewinnung von Wertstoffen aus elektrisch-/elektronischen Komponenten in Altfahrzeugen. [19] [32] In den Ergebnissen in dieser Arbeit wird von einem Recycling-Szenario ausgegangen: Die Batterie wird demnach demontiert, disassembliert und die erhaltenen Materialien dem Stoffkreislauf wieder zugeführt.
Die große Herausforderung beim Recycling von CFK beruht in der Rückgewinnung der Faser aus dem Trägermaterial. Die Entwicklung von Strategien zur Verwertung von CFK-Karosserien aus Großserien ist ebenfalls Fokus aktueller Forschung. [9] [33] Aufgrund der unzureichenden Datengrundlage zur Verwertung von CFK-Karosserien wird der Aufwand zur Materialtrennung und -sortierung in der end-of-life-Phase für alle Fahrzeugkarosserien als ident angenommen. Aluminium und Stahl werden jedoch wieder dem Rohstoffkreislauf zugeführt; für CFK-Sekundärmaterial erfolgt keine Zuordnung in die Rohstoffkreisläufe.

4.3 Bereitstellung der Energie

Zur Einbindung von Daten zur Energiebereitstellung stehen Datensätze in Emissionsmodellen zur Verfügung. [11] [20] Abbildung 4 zeigt die Emissionen an Treibhausgasen der betrachteten Energieformen, die bei Bereitstellung (well-to-tank) und Nutzung (tank-to-wheels) entstehen. Die fossil/biogenen Kraftstoffgemische entsprechen dem Kraftstoffmix in Österreich (Stand 2013, [13]). Bei biogenen Kraftstoffen beginnt die Bilanzierung in dieser Darstellung im negativen Bereich. Damit wird der Bindung von CO_2 während der Wachstumsphase des Rohstoffes Rechnung getragen. Die Emissionen während des Betriebs entsprechen somit der aufgenommen Menge während der Wachstumsphase. Aufwände für die Herstellung, wie notwendige Prozessenergien, Düngung oder Landnutzungsänderung, sind in der Phase „well-to-tank“ berücksichtigt.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

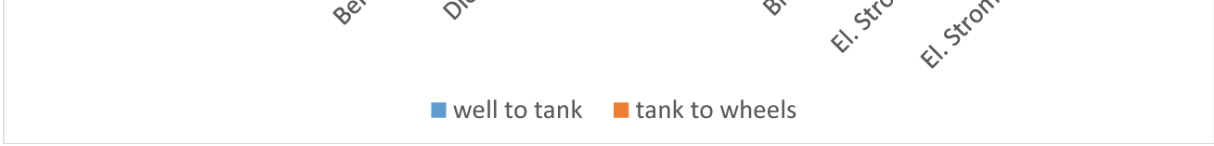


Abbildung 4: Treibhausgasemissionen für Produktion und Nutzung der berücksichtigten Energieformen. Darstellung bezogen auf Kilowattstunde Energieinhalt (kWh) [11] [20]. CNG: *compressed natural gas* (Erdgas); RME: Rapsmethylester; EtOH: Ethanol; WTT: well to tank; TTW: tank to wheels

5 Analyse der Nutzungsphase

Bei Fahrzeugen mit mehreren Energiespeichern an Bord – wie Plug-In Hybridfahrzeugen (PHEV) – stellt sich die Frage, mit welcher Gewichtung die einzelnen Antriebssysteme in ein Bewertungssystem zur Ermittlung des Energieverbrauchs eingehen. Das derzeit nach ECE-Norm R101 geltende Verfahren zur Ermittlung wird in Gleichung (1) beschrieben. [21]

$$C = \frac{D_e \cdot C_1 + D_{av} \cdot C_2}{D_e + D_{av}} \tag{1}$$

C	Gesamtverbrauch
C_1	Kraftstoffverbrauch bei voll aufgeladenem el. Energiespeicher
C_2	Kraftstoffverbrauch bei leerem el. Energiespeicher
D_e	ermittelte rein elektrische Reichweite (am Prüfstand)
D_{av}	angenommene durchschnittliche Strecke zwischen zwei Akkuaufladungen (= 25 km)

Die CO_2-Emissionen werden dabei aus dem ermittelten Kraftstoffverbrauch errechnet, der Stromverbrauch und dessen Emissionen aus der Bereitstellung werden dabei nicht berücksichtigt. Bei dieser Regelung wird auch von einer allgemeingültigen standardisierten Nutzungsweise des Fahrzeugs ausgegangen. In der vorliegenden Untersuchung umfasst die Nutzungsweise die tägliche Fahrleistung, Streckenlänge und das Streckenprofil (bspw. urbaner oder Autobahnverkehr) der jeweiligen Fahrt. Gerade PHEVs weisen eine hohe Abhängigkeit des tatsächlichen elektrischen und kraftstoffbedingten Energieverbrauchs von der Nutzungsweise auf. So zeigt Abbildung 5 schematisch die Abhängigkeit des Gesamtenergieverbrauchs (elektr. Strom und Kraftstoff) zweier generischer PHEV mit unterschiedlichen elektrischen Reichweiten.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

kWh/100km.

Die Streckenlänge und Häufigkeit des Wiederaufladens wirkt dabei direkt auf das Verhältnis zwischen rein elektrisch zurückgelegter Wegstrecke zur gesamten Streckenlänge. Die Berücksichtigung der individuellen Nutzungsweise während der Betriebsphase und dem daraus resultierenden Verhältnis der Nutzung verschiedener Energieformen hat hohen Einfluss auf das Gesamtergebnis. Durch die fehlende Berücksichtigung der mittleren Streckenlänge in der Bewertung ist die Regelung nach ECE-Norm R101 somit in Realität nur bedingt anwendbar.
Zur Ermittlung des Einflusses der Nutzung erfolgt hingegen in der vorgestellten Betrachtung zunächst die Bildung von verschiedenen Nutzungsszenarien. Diese Szenarien unterscheiden sich im Wesentlichen in der Häufigkeit der Nutzung des PKW und der jeweiligen Streckenlänge und Streckenzusammensetzung. Hierauf folgt die Simulation des Energiebedarfs für jede einzelne Fahrt im jeweiligen Nutzungsszenario innerhalb eines definierten Zeitraums von einem Jahr. Die Generierung der Nutzungsszenarien wird im Folgenden beschrieben.

5.1 Evaluierung des Mobilitätsverhaltens und Ableitung stellvertretender Nutzungsszenarien

Die Generierung der stellvertretenden Nutzungsszenarien basiert auf Erkenntnissen aus einer durchgeführten Untersuchung zum Mobilitätsverhalten im Großraum Graz aus dem Jahr 2012. Im Vordergrund standen dabei die für den Nutzer erforderliche Reichweite und der Platz- bzw. Transportbedarf. [24] [31] Hierfür wurde ein spezielles Wegetagebuch vorbereitet, welches Versuchspersonen mitführen und sämtliche auftretenden Wege innerhalb eines Zeitraums von einer Woche dokumentieren konnten. Gesammelte Informationen beinhalten beispielsweise Startort, Startzeit, Zielort, Zeitpunkt der Ankunft oder den Zweck der jeweiligen Fahrt. Nach Bereinigung der erhaltenen Daten standen 74 Datensätze für die weitere Analyse zur Verfügung. Durch Auswertung der Ergebnisse hinsichtlich der individuellen täglichen Fahrleistung mittels PKW konnten typische stellvertretende Nutzerszenarien abgeleitet werden. Definierte Arten der Nutzung unterschieden sich dabei vor allem in der Fahrleistung und der mittleren Fahrstreckenlänge, wie Abbildung 6 schematisch zeigt. Eine geringe mittlere Fahrstreckenlänge ist dabei ein Maß für einen hohen Anteil an urbanem Verkehr. Mit höherer mittlerer Fahrstreckenlänge steigt auch der Anteil an Autobahnstrecken.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 6: Beispiele abgeleiteter Nutzungsweisen, charakterisiert nach jährlicher Fahrleistung und mittlerer Fahrtstreckenlänge.

Für die Analysen in dieser Arbeit werden 2 Szenarien ausgewählt, die in Abbildung 6 als rote Punkte gekennzeichnet und in Abbildung 7 und Abbildung 8 detaillierter dargestellt sind.

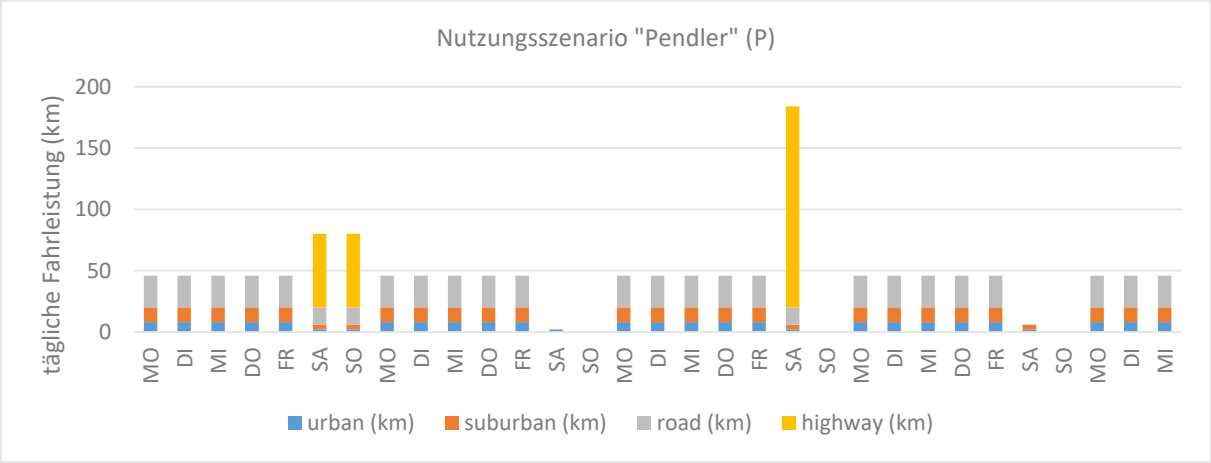


Abbildung 7: Generisches Fahrprofil eines Pendler-Szenarios mit zeitweiligen Ausflügen am Wochenende. Ableitung aus Aufzeichnungen über eine Laufzeit von einem Monat. Eine tägliche Pendelstrecke von 46 km entspricht dem Durchschnitt in der Steiermark. [22] Jährliche Fahrleistung: 14.000 km. Autobahnanteil: 25%.

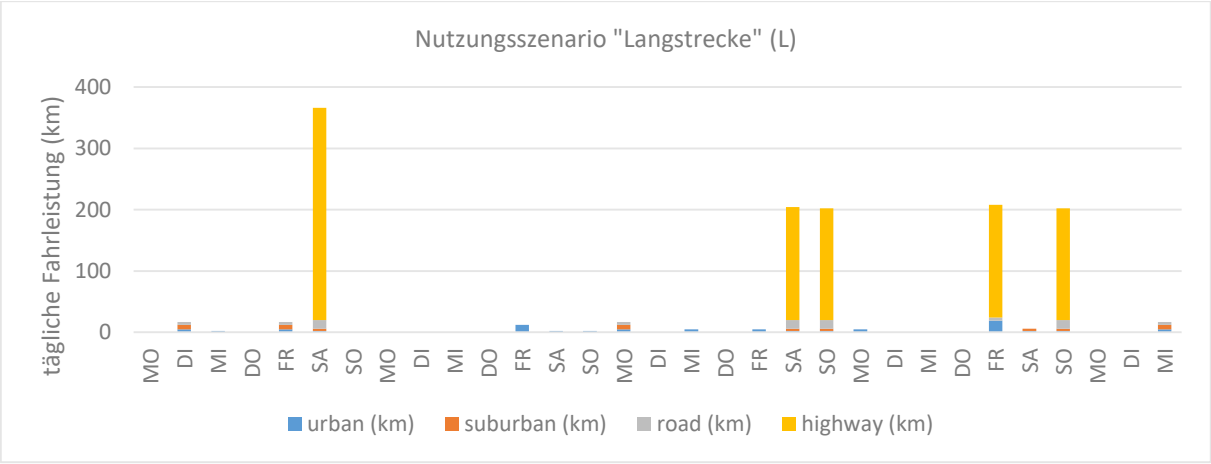


Abbildung 8: Generisches Fahrprofil mit hauptsächlicher Nutzung des Fahrzeugs auf Langstrecken. Ableitung aus Aufzeichnungen über eine Laufzeit von einem Monat. Für den täglichen Bedarf wird der PKW selten benötigt. Jährliche Fahrleistung: 14.000 km. Autobahnanteil: 85%.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

λ	Drehmassenzuschlagsfaktor (λ = 1,034 für alle Konzepte angenommen)
f	Rollwiderstandsbeiwert (f = 0,015 angenommen)
g	Erdbeschleunigung (g = 9,81 $\frac{m}{s^2}$)
α	Steigungswinkel der Fahrbahn (Annahme: ebene Fahrbahn, α = 0)
ρ	Luftdichte (ρ = 1,2041 $\frac{kg}{m^3}$)
$c_W A_f$	Luftwiderstandsbeiwert und Frontanströmfläche (B-Segment: $c_W A_f$ = 0,69 angenommen)
v_x	Längsgeschwindigkeit

Die Simulation des Betriebs erfolgt durch Generierung eines Fahrzyklus aus vier verschiedenen Streckenbereichen „urban“, „suburban“, „Überlandverkehr“ und „Autobahn“, gemäß deren Anteil an der jeweiligen Strecke im Nutzungsszenario. Dies wird für jede Fahrt separat durchgeführt. Die dafür verwendeten Fahrzyklen entstammen [23]. Die jeweiligen auf Literaturbasis ([7] [25] [26] [27]) recherchierten Wirkungsgrade verschiedener Antriebssysteme werden dabei innerhalb einer Teilstrecke als konstant angesetzt. Wirkungsgrade elektrifizierter Fahrzeuge berücksichtigen weiters Lade- und Entladeverluste, sowie Rekuperation. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit Ergebnissen aus realen Messfahrten mit verschiedenen Fahrzeugkonzepten ermöglichte eine Validierung der angewandten Methodik.
Die Betriebsstrategie für PHEV und REEV folgt dem Ansatz *charge depleting/charge sustaining* (CD/CS). Dabei setzt die Verbrennungskraftmaschine erst ein, wenn der elektrische Energiespeicher entleert ist. Die Simulation dieser Fahrten erfolgt durch Teilung der Gesamtstrecke und Berechnung mittels unterschiedlichen Gesamtwirkungsgraden. Eine Zwischenladung der Batterie auf längeren Fahrten ist nur in den Szenarien mit reinen E-Fahrzeugen (EV) vorgesehen. Die Hochrechnung der $CO2_e$-Emissionen erfolgt mittels in Abbildung 4 zusammengefassten CO_2-Faktoren für den Betrieb.
Die Ergebnisse werden auf die Nutzungsdauer eines Jahres referenziert. Abbildung 9 zeigt einen Überblick über den Ablauf des gesamten Simulationsprozesses. Die wesentlichen Eingangsparameter betreffen dabei das Langzeit-Streckenprofil individueller Nutzerszenarien, technische Spezifikationen ausgewählter Fahrzeugkonzepte, Daten zu Produktion und Verwertung der Konzepte, sowie Daten zur Energiebereitstellung. Eine detaillierte Darstellung des Simulationsmodells inklusive der angewandten Algorithmen ist in [24] enthalten.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 9: Flussdiagramm des Simulationsprozesses.

6 Ergebnisse und Interpretation

Die Vielzahl an variierten Parametern (Nutzerprofil, Antriebssystem, Fahrzeuggröße, Fahrzeugkarosserie, Länderstrommix und Kraftstoffart) erlaubt die Bildung eines breiten Spektrums unterschiedlicher Szenarien zur Evaluierung des Mobilitätsverhaltens. In der vorliegenden Arbeit wird eine Auswahl repräsentativer Szenarien dargestellt und diskutiert.

Die Lebensdauer aller Fahrzeugkonzepte - auch der Batterien in (teil-)elektrisch betriebenen Fahrzeugen - wurde mit 200.000 km festgelegt; die Lebensdauer eines Reifensatzes mit 50.000 km. Bei den Szenarien des Betriebs von rein elektrischen Fahrzeugen wird bei längeren Strecken von einer Zwischen-Aufladung der Batterien ausgegangen. Dies bedeutet wiederum einen höheren Zeitaufwand zum Zurücklegen der jeweiligen Wegstrecke. Folgende Abkürzungen und Bezeichnungen werden in den Diagrammen verwendet:

CO_2e CO_2-Äquivalentemissionen (g/kWh). Entspricht den mittels Emissionsfaktoren gewichteten Emissionen an CO_2, CH_4 und N_2O.

TTW *tank-to-wheels*. Energieverbrauch und Emissionen während des Betriebs.

WTT *well-to-tank*. Energieverbrauch und Emissionen aus den vorgelagerten Sektoren zur Energiebereitstellung.

WTW *well-to-wheels*. Summe des Energieverbrauchs und der Emissionen aus Energiebereitstellung und Betrieb.

Prim Bezieht sich auf primären Antrieb und Energieform. Bei otto- und dieselbetriebenen Fahrzeugen ist dies die Verbrennungskraftmaschine (VKM), bei HEVs das E-VKM-Hybridsystem. Bei PHEV, EV und REEV ist dies der rein elektrische Antrieb.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

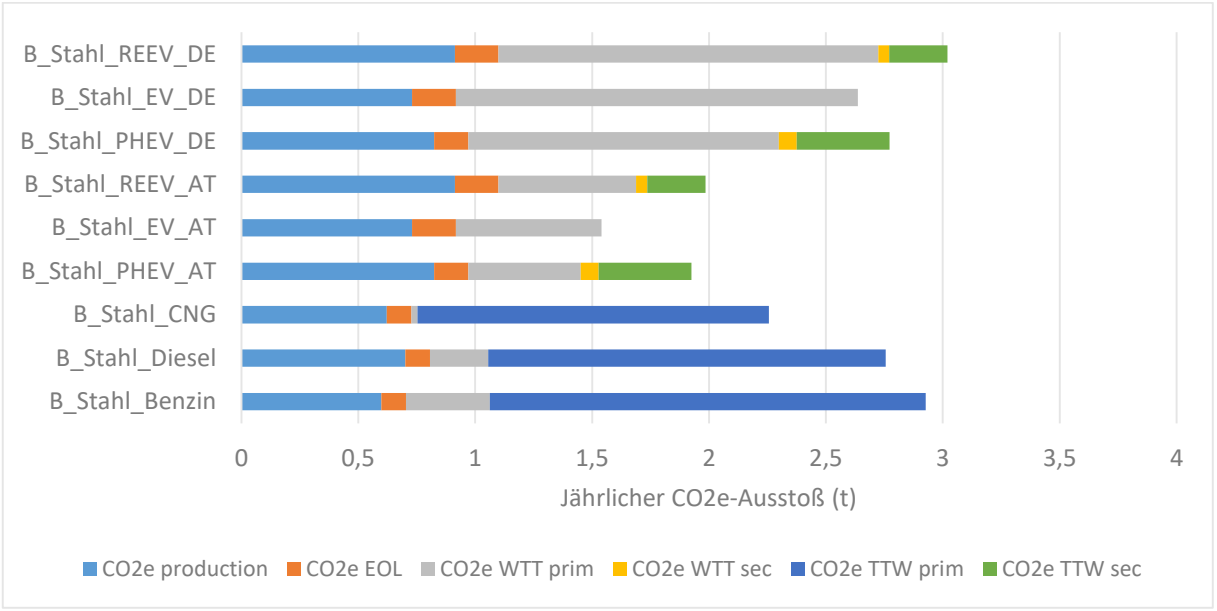


Abbildung 10: Treibhausgasemissionen verschiedener Fahrzeugkonzepte im Szenario „Pendler“.

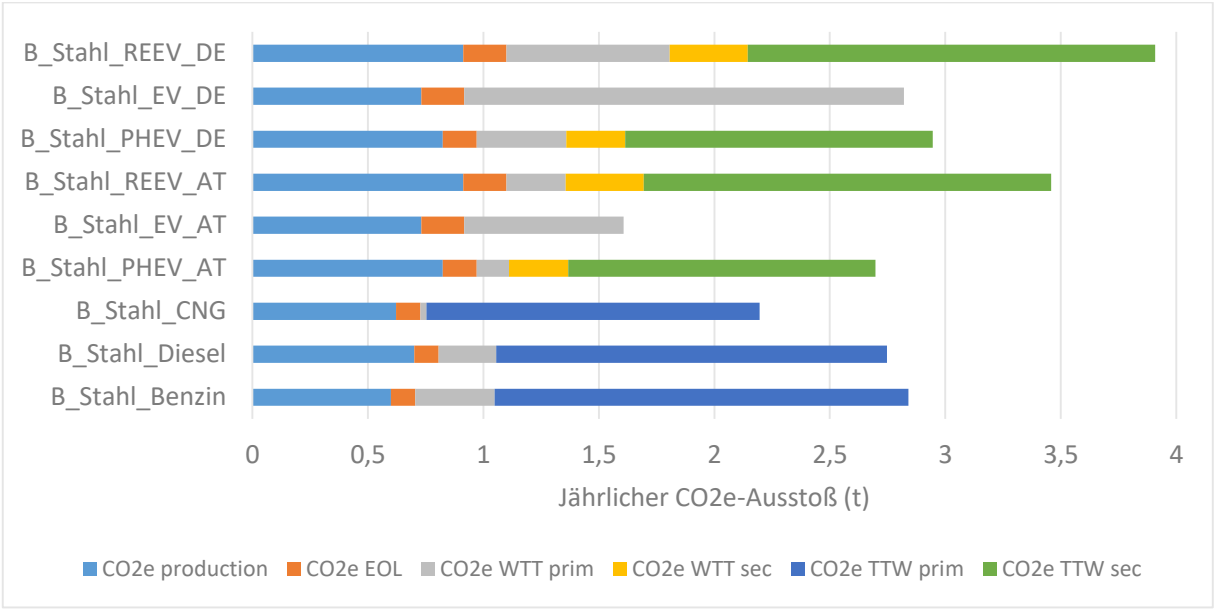


Abbildung 11: Treibhausgasemissionen verschiedener Fahrzeugkonzepte im Szenario „Langstrecke“.

Im Pendler-Szenario (Abbildung 10) weist der Betrieb (teil-)elektrifizierter Konzepte wie PHEV und REEV bei gering emissionsbehafteter Stromerzeugung (Strommix AT) ein

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zwischenladung ausgegangen.

6.2 Kombinationen von Antrieben und Karosseriekonzepten

Speziell bei höherem Anteil an urbanem Verkehr ist die Verringerung der Massenträgheit von hoher Bedeutung für den Energieverbrauch, insbesondere für Antriebskonzepte ohne Möglichkeit der Rekuperation. Im Folgenden wird das Einsparungspotenzial von Aluminium- und CFK-Karosserien aufgrund ihrer geringeren Masse gegenüber Stahlkarosserien untersucht.

Das Pendler-Szenario in Abbildung 12 zeigt für die Fahrzeuge mit Alu- und CFK-Karosserie in Kombination mit Ottomotor (Benzin) einen deutlich geringeren jährlichen CO_2e-Ausstoß gegenüber dem Fahrzeug mit Stahlkarosserie. Mit steigender Effizienz der Antriebseinheit und der Energiebereitstellung sinkt jedoch das Einsparungsverhältnis. Bei batterieelektrischem Betrieb im österreichischen Strommix (CO_2e = 209 g/kWh) [11] kann der Mehraufwand zur Herstellung der Leichtbaukarosserien nicht mehr kompensiert werden. Der Gesamtausstoß an CO_2e ist höher als im Fahrzeug mit Stahlkarosserie (Vergleiche B_CFK_EV_AT, B_Alu_EV_AT und B_Stahl_EV_AT in Abbildung 12). Hier zeigt sich die Notwendigkeit der emissionsarmen Produktion alternativer Karosseriekonzepte („best cases“ in Abbildung 3).

Im Szenario „Langstrecke“ (Abbildung 13) ist das Einsparungspotenzial der Leichtbaukarosseriekonzepte im Vergleich zur Stahlkarosserie für alle Antriebskonzepte verschwunden. Der Grund hierfür ist der im Vergleich zum Pendlerverkehr (höherer Anteil urban) geringere Anteil an Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen, und somit der geringere Einfluss der Fahrzeugmasse auf den Kraftstoff- bzw. Energieverbrauch beim Fahren.

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

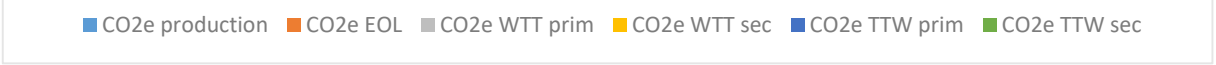


Abbildung 12: Treibhausgasemissionen verschiedener Karosseriebauweisen und Antriebstechnologien im Szenario „Pendler“.

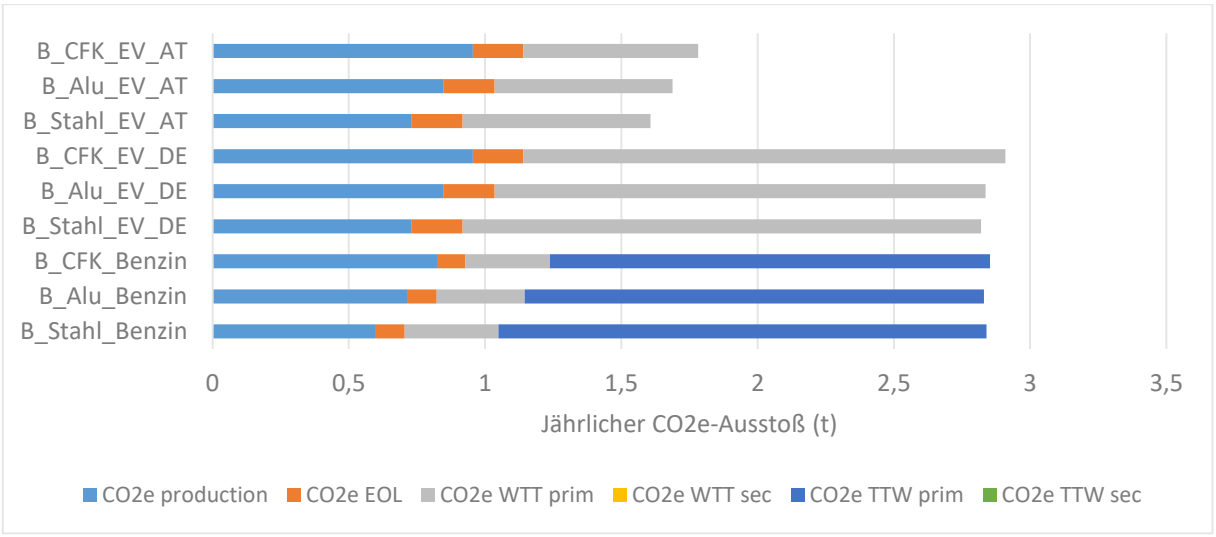


Abbildung 13: Treibhausgasemissionen verschiedener Karosseriebauweisen und Antriebstechnologien im Szenario „Langstrecke“.

Zum hier dargestellten, ökologisch-fokussierten Vergleich verschiedener Leichtbaukonzepte ist zu ergänzen, dass das direkte CO_2e-Einsparungspotenzial im Betrieb nur einer von mehreren Beweggründen für die Umsetzung von Leichtbaumaßnahmen im Fahrzeug ist. Andere Gründe sind beispielsweise die Verbesserung der Fahrdynamik oder die Erhöhung der Reichweite bei E-Fahrzeugen durch Reduktion des Fahrwiderstands.

Abbildung 14 zeigt eine Gegenüberstellung der Treibhausgasemissionen aus Produktion (horizontale Achse) und Betrieb (vertikale Achse) ausgewählter Konzepte unter Berücksichtigung der beiden beschriebenen Nutzungsweisen „Pendlerverkehr“ (P) und „Langstreckenverkehr“ (L) über eine Laufzeit von einem Jahr. Der Betrieb umfasst dabei im Sinne des well-to-wheel- Prinzips auch die Emissionen aus der Energiebereitstellung. Die Betrachtung ermöglicht eine direkte Gegenüberstellung des jeweiligen Einsparungspotenzials einer Technologie in Relation zum notwendigen Mehraufwand in der Produktion. Ein Auszug an Interpretationsmöglichkeiten des Diagramms wird im Folgenden diskutiert.

1 Im Pendlerverkehr zeigt der Material-Leichtbau im Fahrzeug mit Ottomotor (B_Alu/CFK_Benzin_P) ein Einsparungspotenzial im Betrieb, welches höher ist

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

herem Anteil an Kurzstrecken und Lademöglichkeiten.

Bei geringerer CO_2e-Emission für die Bereitstellung des el. Stroms zeigt das Szenario B_PHEV_AT_L/P einen deutlichen Einfluss der Nutzungsweise auf die Bilanz.

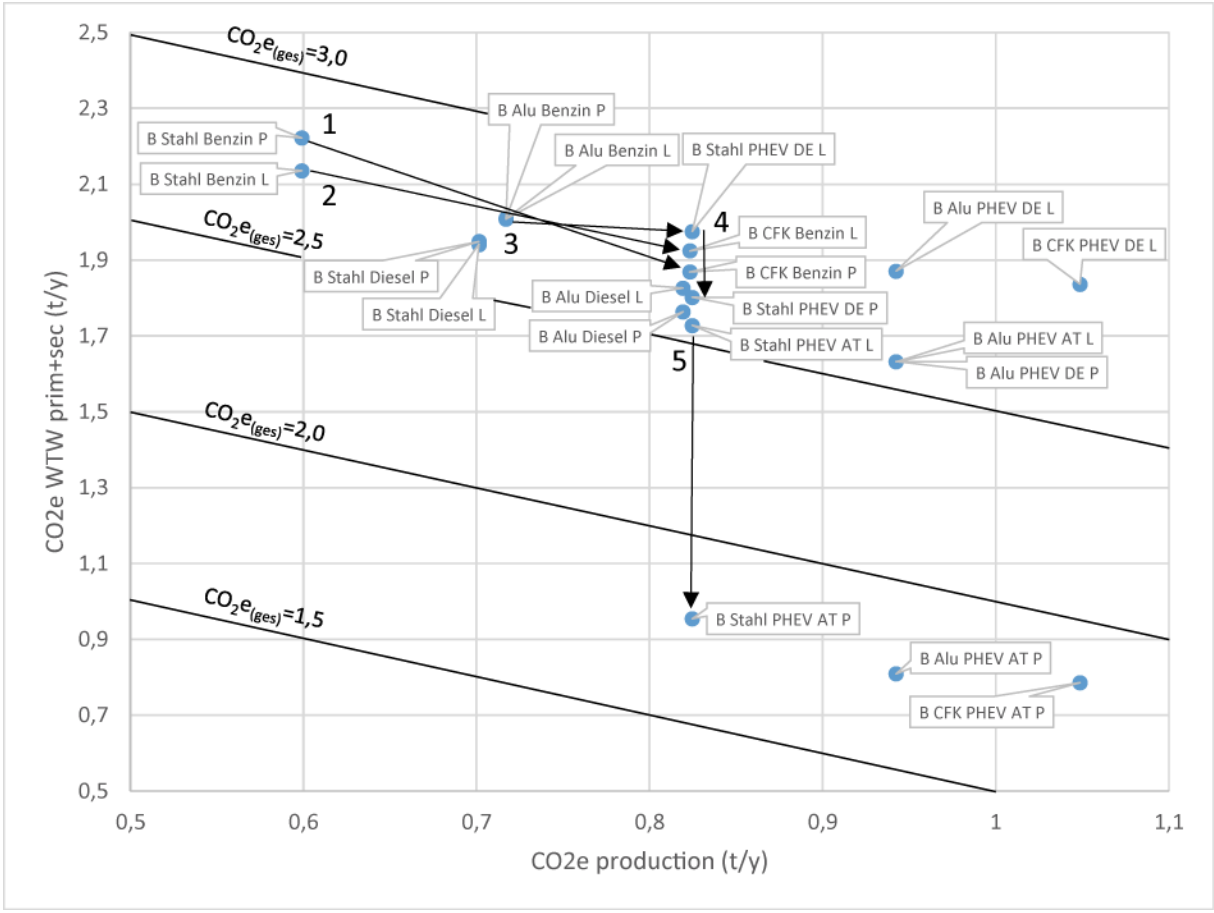


Abbildung 14: Gegenüberstellung des Aufwands der Treibhausgasemissionen aus Produktion und Betrieb für eine Auswahl an Konzepten. P: Pendlerverkehr mit täglichen Strecken unter 50 km, L: Langstreckenverkehr mit hohem Autobahnanteil.

6.3 Wichtige Einflüsse auf die Simulationsergebnisse

Die Ergebnisse der Auswahl an vorgestellten Szenarien basieren auf Mittelwerten von Daten aus den verschiedenen Bereichen. Aus Sicht der technischen Parameter der generierten Fahrzeugkonzepte weisen die Fahrzeuggesamtmasse, Effizienz des Antriebssystems und Kapazität von Energiespeichern die höchsten Einflüsse auf. In der

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auswahl gegenseiner Fahrzeugkonzepte. Sie zeigt, dass eine Bewertung von Technologien im Fahrzeugbau wesentlich von den Aufwänden in der Produktion und der bisher wenig beachteten Nutzungsweise abhängt.
Das Einsparungspotenzial an CO_2-Emissionen teilelektrifizierter Fahrzeugkonzepte ist unter anderem abhängig vom rein elektrisch gefahrenen Anteil an der Gesamtfahrleistung. Ein hoher Anteil an Kurzstrecken und möglichen Zwischenladungen begünstigt die Bilanz. Ein höherer Anteil an Langstrecken ohne Zwischenladungen erfordert vermehrt den Einsatz der Verbrennungskraftmaschine. Der Anteil an Emissionen vom Sekundärantrieb (in diesem Fall die Verbrennungskraftmaschine) steigt deutlich. Dies zeigt bei vergleichbaren Antriebskonzepten einen direkten Einfluss des Nutzungsverhaltens auf die resultierenden Emissionen.
Aus Sicht der CO_2e-Bilanz zeigen Material-Leichtbaumaßnahmen in Verbindung mit Verbrennungskraftmaschinen ihre Wirkung vor allem im innerstädtischen Verkehr mit hohem Anteil an Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen. Mit steigender Effizienz der Antriebseinheit (Elektrifizierung) und der Energiebereitstellung (höherer Anteil regenerativer Energiequellen) sinkt jedoch das relative Einsparungspotenzial. Im Langstreckenverkehr mit hohem Autobahn-Anteil und weniger Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen übt die Fahrzeuggesamtmasse geringeren Einfluss auf den Energieverbrauch aus. Der Mehraufwand zur Herstellung der Leichtbaukarosserien kann hier unter den gezeigten Umständen nicht mehr kompensiert werden.

Bisherige Methoden zur Bewertung der Umweltbelastung von Fahrzeugen und Lebenszyklusanalysen beruhen auf dem Kraftstoffverbrauch, bzw. den CO_2-Emissionen in einem standardisierten Testzyklus. Für eine optimale Qualität der Bewertung des realen Verhaltens betrachteter Technologien ist es unerlässlich, weitere Faktoren zu berücksichtigen. Zukünftige Bewertungsverfahren müssen neben dem Kraftstoffverbrauch auch Aufwände für Produktion und Recycling der Fahrzeuge berücksichtigen. Wünschenswert wäre es, zusätzlich auch noch das Nutzerverhalten miteinzubeziehen, da dieses einen sehr großen Einfluss auf die Lebenszyklusbilanz des Fahrzeugs hat. Aus Nutzer- bzw. Kundensicht wäre es hilfreich, wenn zur Unterstützung der Kaufentscheidung für ein neues Fahrzeug das spezifische Nutzermuster berücksichtigt würde, und mit Hilfe einer Simulationsrechnung die Gesamtbilanzen verschiedener zur Auswahl stehender Technologien dargestellt und bewertet werden könnten.

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Technology. 2011. DOI: 10.1021/es103607c
[5] International Organization for Standardization, ISO 14040 - Umweltmanagement - Ökobilanz - Grundsätze und Rahmenbedingungen, 2006.
[6] International Organization for Standardization, ISO 14044 - Umweltmanagement - Ökobilanz - Anforderungen und Anleitungen, Oct. 1, 2006.
[7] R. HAAS e.a.: Entwicklung von Szenarien der Verbreitung von PKW mit teil- und vollelektrifiziertem Antriebsstrang unter verschiedenen politischen Rahmenbedingungen," Institut für elektrische Anlagen und Energiewirtschaft, TU Wien, Wien. 2009.
[8] P. MAURER: Life Cycle-Analyse von Antriebsstrangkomponenten für den Verkehrssektor, Masterarbeit, Institut für Fahrzeugtechnik, Technische Universität Graz, Graz. 2013.
[9] M. ZOTTLER: Life-Cycle Analyse von Leichtbaukonzepten für den Automobilbau, Masterarbeit, Institute of Industrial Management and Innovation Research, Technische Universität Graz, Graz. 2014.
[10] PE International AG: PE: GaBi 5, Software-System and Database for Life Cycle Engineering, Stuttgart/Echterdingen, 2014
[11] U.R. FRITSCHE et. at.: Globales Emissions-Modell Integrierter Systeme (GEMIS) Version 4.81, Darmstadt, 2013
[12] A. WURZER: Bewertung möglicher gesetzlicher Lenkungseffekte auf Basis gesamtheitlicher Lebenszyklusanalyse im Verkehrssektor, Masterarbeit, Institut für Fahrzeugtechnik, Technische Universität Graz, Graz. 2016.
[13] R. THALER, H. BACH, R. WINTER: Biokraftstoffe in Österreich, Bundesministerium für Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft, Wien. 2013.
[14] A2MAC1 Automotive Benchmarking: Fahrzeugbenchmark-Datenbank. Automotive Benchmarking, 25, Chaussée de Hary, 02140 Hary, Frankreich; Online: www.a2mac1.com. Zugriff: 2015.
[15] H.P. SCHNÖLL, B. BRUNNER, H. ZOTTLER, M. HIRZ, C. RAMSAUER: CO2 Reduction Potential of CFRP-Bodywork Concepts Considering Production and In-Use Phase. - in: Proceedings International Conference Management of Technology - Step to Sustainable Production, Brela. 2015.
[16] H.H. BRAESS, U. SEIFFERT (Hrsgb.): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2011. ISBN 978-3-8348-1011-3
[17] Richtlinie 2000/53/EC des Europäischen Parlaments und des Rats vom 18. September 2000 für Altfahrzeuge. Rat der Europäischen Union. L 269–43, 34–42
[18] D. GRUDEN: Umweltschutz in der Automobilindustrie, Vieweg+Teubner, Wiesbaden. 2008. ISBN: 978-3-8348-0404-4

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

and Pendisc. 3/2014
[23] Michel ANDRÉ, "Real-world driving cycles for measuring cars pollutant emissions - Part A: The ARTEMIS European driving cycles," INRETS - Institute National de Recherche sur les Transports et leur Securite, Bron, 2004
[24] H. BRUNNER: Reinventing the Automobile – User Demand based Analysis of Vehicle Technologies, Dissertation, Institut für Fahrzeugtechnik, Technische Universität Graz, Graz. 2016.
[25] B. GERINGER, W. TOBER: Batterieelektrische Fahrzeuge in der Praxis, Österreichische Verein für Kraftfahrzeugtechnik und ÖAMTC, Wien, 2012.
[26] B. GERINGER, W. TOBER: Plug-In Hybridfahrzeuge in der Praxis, Österreichischer Verein für Kraftfahrzeugtechnik und ÖAMTC, Wien. 2015.
[27] H. EICHLSEDER: Verbrennungskraftmaschinen - Vertiefte Ausbildung, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, Graz. 2012.
[28] S. DAS: The Cost of Automotive Polymer Composites: A Review and Assessment of Doe's Lightweight Material Composites Research, Oak Ridge. 2001.
[29] H.E. Friedrich: Leichtbau in der Fahrzeugtechnik, Wiesbaden, 2013.
[30] N. LUTSEY: Survey of vehicle mass-reduction technology trends and prospects, El Monte. 2010.
[31] H. BRUNNER: Neugestaltung der Automobile - Urbaner Personenverkehr: Rahmenbedingungen für neue Fahrzeugkonzepte, Zwischenbericht 1, Forschungsbericht, Institut für Fahrzeugtechnik, Technische Universität Graz, Graz. 2012
[32] J. NEUBAUER, A. PESARAN: The ability of battery second use strategies to impact plug-in electric vehicle prices and serve utility energy storage applications, journal of power sources 196, 10351-10358. 2011.
[33] H. EICKENBUSCH, O. KRAUSS: Kohlenstofffaserverstärkte Kunststoffe im Fahrzeugbau – Ressourceneffizienz und Technologien. VDI Technologiezentrum GmbH, Berlin. 2014

https://doi.org/10.51202/9783186799126 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

At AVL, future mobility is already a reality

WE SUPPORT OUR CUSTOMERS WITH COMPREHENSIVE EXPERTISE AND INNOVATIVE TECHNOLOGIES.

As a leading partner to the global automotive industry, we develop environmentally friendly and fuel-efficient drive systems. Our engineers optimize both traditional gasoline and diesel engines as well as the electrified powertrain with its five elements - combustion engine and electric motor, battery, control and transmission. With our measurement and test systems as well as state-of-the-art simulation software, we offer our customers efficient development of their future vehicles.

www.avl.com, info@avl.com

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
2 Fertigungstechnik
3 Verfahrenstechnik
4 Bauingenieurwesen
5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
6 Energietechnik
7 Strömungstechnik
8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
10 Informatik/Kommunikation
11 Schwingungstechnik
12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
13 Fördertechnik/Logistik
14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
15 Umwelttechnik
16 Technik und Wirtschaft
17 Biotechnik/Medizintechnik
18 Mechanik/Bruchmechanik
19 Wärmetechnik/Kältetechnik
20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
21 Elektrotechnik
22 Mensch-Maschine-Systeme
23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-379912-0

Lenz (Hrsg.) **37. Int. Wiener Motorensymposium Band 2**

Reihe 12 · Nr. 799

https://doi.org/10.51202/9783186799128 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:01:50. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.