

7. VDI-Fachtagung

Ventiltrieb und Zylinderkopf 2017



VDI-Berichte 2291

VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

7. VDI-Fachtagung

Ventiltrieb und Zylinderkopf 2017

Würzburg, 27. und 28. Juni 2017



VDI-Berichte 2291

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek 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 Nationalbibliothek
(German National Library)
The Deutsche Nationalbibliothek 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 2017

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.

Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092291-1

Inhalt

| | Seite |
|---------|-------|
| Vorwort | 1 |

Quo vadis Antriebsentwicklung?

| | | |
|---------|--|---|
| G. Baum | Digitalisierung – Einfluss auf Produkt und Entwicklung | 3 |
|---------|--|---|

Variabler Ventiltrieb

| | | |
|---|--|----|
| F. Himsel, W. Christgen, V. Schmidt | Trends im Ventiltrieb – Variabilitäten für zukünftige Otto- und Dieselanwendungen | 7 |
| M. Breuer, G. Bartsch, R. Friedfeldt, U. Heiter, U. Kramer, M. Lauterbach, T. Schorn, S. Siebrandt | 3- Cylinder SI Engine with fully variable Valve Train – UpValve on Intake and Exhaust Side | 27 |
| C. Zielinski, C. Ebenhöh, H. Elendt, A. Grötsch | Ventiltriebtechnologien für die Herausforderung Motorrad – Besonderheiten im Vergleich zu Automobilmotoren | 45 |

Posterausstellung

| | | |
|---|--|----|
| A. Müller, A. Puck, A. Wagner | Entwicklung und Validierung einer verschleißfesten Ni-B4C Ventilschaftbeschichtung für hochbelastete Verbrennungsmotoren | 59 |
| D. Woike, A. Schurr, M. Günthner, | Gezielte Steuerung des Ladungswechsels mittels vollvariablen Ventiltrieb mit zwei synchron rotierenden Kurvenscheiben | 73 |

| | | |
|--|--|----|
| <i>H. Beermann, D. Clarke, C. Gorski</i> | Dynamische Ventilhubmessung im gefeuerten Betrieb am Einlass- und Auslassventil | 89 |
| <i>R. Slatter, T. Lenze, H. Knöller</i> | Ventiltriebsanalyse in befeuerten Verbrennungsmotoren mittels magnetoresistiven Sensoren | 97 |

Steuertrieb

| | | |
|---|---|-----|
| <i>T. Fink, F. Zimmermann</i> | Innovative Kettentreibsysteme für die Automobilindustrie | 107 |
| <i>J. van Ruiten, M. Meuwissen, T. Besseling, M. Broda, B. Pearce, B. Atzberger</i> | Lowering Friction in Timing Chain Drive Systems by Tuning Tensioner Materials | 127 |

Zylinderkopf-Konzepte

| | | |
|--|--|-----|
| <i>B. Stauder, F.-J. Feikus, C. Oberschelp</i> | Aluminiumgusslegierung für thermo-mechanisch hoch belastete Diesel- und Ottomotor-Zylinderköpfe | 129 |
| <i>D. Schwimmer, A. Stich, H. W. Höppel</i> | Möglichkeiten zur Verbesserung der Warmfestigkeit von Zylinderkopflegierungen auf Basis AlSi7MgCu0,5 und AlSi10MgCu0,5 | 141 |

Simulation

| | | |
|---|--|-----|
| <i>A. Boucke, J. Lang, G. Knoll, M. Y. Ali, T. Sanders, M. Ejakov</i> | Untersuchung der Auswirkung von Einbauabweichungen von Ventiltriebskomponenten auf Ventilführung und Sitz mittels numerischer Simulation | 159 |
|---|--|-----|

| | | |
|---|--|-----|
| <i>P. Ortlieb, G. B. Khandavalli, C. Szasz, W. Bick, J. Lehmann</i> | Verbessertes Verschleißverhalten im Ventiltrieb – Wie die Berechnung der Ventilsekundärbewegung dazu beitragen kann | 173 |
| <i>C. Struwe</i> | Ein hybrider Ansatz zur Untersuchung des Rotations- verhaltens von Ladungswechselventilen – Eine Analyse der Ventildrehung durch die Kombination von messtechnischen und simulatorischen Methoden | 187 |

Heavy Duty

| | | |
|---|--|-----|
| <i>N. Auffret, M. Moretti, D. Palmisani</i> | Modular Valve Train Systems for Heavy-Duty engines | 199 |
| <i>D. Schatz, S. Völkle</i> | Trends in der Ölnebelabscheidung – Anforderungen an moderne Ölnebelabscheidesysteme mit aktiver Kurbelgehäusedruckregelung | 211 |
| <i>R. Janak, J. Baltrucki</i> | Next Generation of Valve Train Technology for Engine Braking and More | 223 |

Tribologie & Versuch

| | | |
|--|--|-----|
| <i>C. Beerens, H. Heckendorn, C. Luven</i> | Transiente Ventiltemperaturmessung an HD-Ventilen | 241 |
| <i>D. Spaltmann, M. Woydt</i> | Reibungsminderung in Wälzkontakten durch Werkstoff- und/oder Schmierstoffkonzepte | 261 |
| <i>M. Scherge, T. Weyhmüller</i> | Tribologie des Systems Nockenwelle-Haube | 273 |

Vorwort

Zum 7. Mal findet die **VDI-Fachtagung „Ventiltrieb und Zylinderkopf“** am 27./28. Juni in Würzburg statt. Teilnehmer hören technisch anspruchsvolle Fachvorträge und nehmen an den offenen Diskussionsrunden zu folgenden Top-Themen teil:

- Hype „Digitalisierung“ und Folgen für die Motorenentwicklung
- Die Rolle des Kraftstoffs für zukünftige Motorenkonzepte
- Aktuelle Lösungen zur Optimierung von Ventiltrieb und Zylinderkopf bei Otto- und Diesel-anwendungen
- Innovative Konzepte zur Reduktion von Verschleiß und weiteren tribologischen Fragen
- Variabler Ventiltrieb – quo vadis?

Die Mitglieder des Programmausschusses haben die Vorträge nach strengen Kriterien ausgewählt und freuen sich über die rege Beteiligung an der Diskussion zur Optimierung des Verbrennungsmotors, speziell beim Ventiltrieb und Zylinderkopf.

Die Veranstaltung steht unter der Schirmherrschaft der VDI Gesellschaft Materials Engineering. Daher erwarten Sie zahlreiche Vorträge zu den Themen „Werkstoff-, Oberflächen- und Fertigungstechnologien“ und deren Bedeutung für die Motoroptimierung. Wie bei den bisherigen Veranstaltungen auch, setzen wir auf eine Balance der Vorträge: zum einen wollen wir „über den Tellerrand schauen“, zum anderen eine Unterstützung für aktuelle Fragestellungen geben und branchenübergreifende Diskussionen initiieren. Ob im Bereich Pkw, Nfz, Off-Highway oder Motorrad – hier sind keine Grenzen gesetzt!

Im Namen des Programmausschusses

Dr.-Ing. Maik Broda, Ford R&A Europe Aachen

Tagungsleiter

Programmausschuss

Dr.-Ing. Werner Bick, FEV Europe GmbH, Aachen

Prof. Dr.-Ing. Christoph Brands, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Dr.-Ing. Maik Broda, Ford R&A Europe Aachen (Tagungsleitung)

Dipl.-Ing. Frank Eberle, Daimler AG, Stuttgart

Dipl.-Ing. Wilhelm Feuser, DEUTZ AG, Köln

Dr.-Ing. Ron Habermann, Volkswagen AG, Salzgitter

Dipl.-Ing. Hermann Hoffmann, MAHLE International GmbH, Stuttgart

Prof. Dr.-Ing. habil. Gunter Knoll, IST mbH, Aachen

Dr.-Ing. Hans-Jürgen Schäfer, VDI e.V., Düsseldorf

Dr.-Ing. Anton Stich, AUDI AG, Ingolstadt

Fachlicher Träger

Die **VDI-Gesellschaft Materials Engineering** vernetzt gezielt Experten aus Wirtschaft und anwendungsnaher Wissenschaft, um aktuelle Bauteil- und Produktfragen bezüglich der Werkstoffe und ihrer Technologien zu diskutieren und die erarbeiteten Lösungsansätze dem Netzwerk der Ingenieure in diesem Bereich zur Verfügung stellen zu können.

www.vdi.de/gme

Fachbegleitende Ausstellung

Folgende Firmen haben sich bis zum Zeitpunkt der Drucklegung des Berichtes angemeldet:

- Applied Nano Surfaces GmbH
- ELTRO GmbH
- FEV Europe GmbH
- Oerlikon Balzers Coating Germany GmbH
- Pieburg GmbH
- Sensitec GmbH

Digitalisierung

Einfluss auf Produkt und Entwicklung

Gerhard Baum, Schaeffler AG, Herzogenaurach

Kurzfassung

Das Internet der Dinge ist in der Industrie angekommen und wird ebenso wie das bestehende Internet eine signifikante Veränderung mit sich bringen. Auf diese Veränderung müssen sich sowohl Autohersteller als auch Zulieferer einstellen. Große Auswirkungen werden sich dabei bei der Entwicklung zukünftiger Produkte und Dienstleistungen ergeben.

1. Die neue Ära der digitalen Transformation

Bereits in der Vergangenheit hat das Internet unsere Gesellschaft, bestehende Abläufe und Geschäftsmodelle signifikant verändert. Die zunehmende Digitalisierung ist in der Industrie angekommen und wird hier ebenso starke Veränderungen hervorbringen. Digitalisierung beschreibt dabei den Prozess der mit digitalen Inhalten und ihrer Handhabung einhergehenden Veränderung von Interaktionen und Interaktionsmustern, welcher die Basis für veränderte Geschäftsmodelle und Arbeitsprozesse darstellt [1]. Durch diese Veränderung werden Daten der Rohstoff der Zukunft. Das Datenvolumen soll dabei bis 2020 auf 44 Zetabyte (1 Zetabyte = 10^{21} byte) ansteigen [2]. Ein Großteil dieser Daten wird dabei von Sensoren generiert, die in Produkten verbaut sind. Die Vernetzung von Produkten wird auch als das „Internet der Dinge“ bezeichnet – spezifischer beschreibt das „Internet der Dinge“ dabei die Bereitstellung von verteilten und nach Internet-Prinzipien vernetzten Rechenkapazitäten auf verschiedenen Gegenständen unterschiedlicher Größe, um so ein digitales Abbild der Welt mit verringerten Informationslücken zu schaffen [3].

2. Auswirkung der Digitalisierung

Auf diese Veränderung müssen sich Zulieferer und Hersteller gleichermaßen einstellen. Schaeffler als integrierter Automobil- und Industriezulieferer hat das Thema Digitalisierung frühzeitig erkannt und bereits 2015 organisatorische Maßnahmen geschaffen, um das Thema unternehmensweit anzugehen. Im Rahmen der Unternehmensstrategie stellt die Digitale Agenda – die Schaeffler Digital Strategie – einen Grundpfeiler dar. Die Digitale Agenda umfasst dabei ein großes Portfolio an digitalen Projekten, die auf vier Elemente der Digitalen Agenda aggregiert werden können: (1) Produkte & Services, (2) Maschinen & Prozesse, (3)

Analysen & Simulation und (4) Nutzererlebnis & Kundenwert. Fokussieren möchten wir uns in diesem Manuskript auf die Auswirkungen durch Digitalisierung in der Produktentwicklung und auf neue Produkte / Geschäftsmodelle.

2.1 Auswirkung der Digitalisierung auf die Produktentwicklung

Durch den Einsatz neuer Technologien in der Produktentwicklung ist es möglich, eine durchgängige Integration der entstehenden Informationen über den gesamten Produktentstehungsprozess zu ermöglichen. Dies schafft eine hohe und dauerhaft verfügbare Transparenz, ermöglicht kurzfristige Änderungen an Produkten und Schnelligkeit. Vor allem Schnelligkeit ist im digitalen Umfeld ein wichtiger und nicht zu unterschätzender Erfolgsfaktor. Durch den Einsatz von Big Data Analytics und Maschinelles Lernen können Simulationsverfahren weiter verbessert und mit Daten aus dem realen Betrieb angereichert werden. Somit ist es beispielsweise möglich, Vorhersagen über Optimierungspotenziale eines Produkts bereits während der Entwicklung zu treffen.

2.2. Auswirkung der Digitalisierung auf neue Produkte und Geschäftsmodelle

Neben der Produktentwicklung hat die zunehmende Digitalisierung auch starke Auswirkungen auf Produkte und ermöglicht erweiterte und neue Geschäftsmodelle. Die rasante Entwicklung der Mobilität für morgen ist in vollem Gange. Mobilitätsdienstleistungen, hochautomatisiertes oder autonomes fahren sind auf den Roadmaps aller OEMs, Zulieferer und Digitalunternehmen zu finden. Schaeffler leistet einen entscheidenden Beitrag zu allen Formen der Mobilität der Zukunft.

Die Grundlage für diese Dienste / Entwicklungen sind jedoch nach wie vor klassische Produkte, die Mobilität überhaupt ermöglichen und Daten erzeugen.

Schaeffer investiert daher seit Jahren massiv in die Sensorisierung von Produkten wie zum Beispiel Lagerungen und die Neuentwicklung von Systemen. Diese erzeugten Daten gilt es in den Kontext mit der Außenwelt zu setzen, um neue Geschäftsmodelle zu ermöglichen.

Durch eine Kommunikation zwischen Fahrzeug und Ampelinfrastruktur könnte zum Beispiel durch eine gezieltere Ansteuerung des Start-Stopp-Systems eine Kraftstoffeinsparung generiert werden. Zudem könnte man kognitive Algorithmen im Motorenraumfeld verwenden, um einzelnen Komponenten und System spezifischer zu steuern. Somit könnte unter anderem die Lebensdauer der Komponenten erhöht werden.



Bild 1: Digitalisierung @ Schaeffler

Literatur:

- [1] Gerhard Baum in Anlehnung an Mertens P., Barbian, D.: Digitalisierung und Industrie 4.0 - Moden, Modische Überhöhung oder Trend? http://wi1.uni-erlangen.de/sites/wi1d7.wi1projects.com/files/publications/digi_kurz_02022016.pdf
- [2] EMC Digital Universe with Research Analysis by IDC: The Digital Universe of Opportunities: Rich Data and the Increasing Value of the Internet of Things, April 2014 <https://www.emc.com/leadership/digital-universe/2014iview/executive-summary.htm>
- [3] Gerhard Baum in Anlehnung an Mertens P., Barbian, D.: Digitalisierung und Industrie 4.0 - Moden, Modische Überhöhung oder Trend? http://wi1.uni-erlangen.de/sites/wi1d7.wi1projects.com/files/publications/digi_kurz_02022016.pdf

Trends im Ventiltrieb

Variabilitäten für zukünftige Otto- und Dieselanwendungen

Dr. Frank Himsel, Wolfgang Christgen, Volker Schmidt,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Kurzfassung

Schaltbare Ventiltriebkomponenten sind seit mehr als 20 Jahren Stand der Technik im Motorenbau. Lag der Focus der OEMs zunächst auf Komponenten zur Zylinderabschaltung bei großvolumigen Ottomotoren, so haben sich seitdem die Anforderungen stark diversifiziert. Neben der reinen Zylinderabschaltung haben sich Strategien zur Reduktion der Ladungswechselverluste mittels Entdrosselung der Ansaugwege etabliert und neben teilvariablen wurden auch vollvariable Systeme eingeführt. Für den Kunden stehen dabei maßgeschneiderte Systeme zur Hubumschaltung mittels schaltbarer Rollenschlepphebel für beispielsweise Miller- oder Atkinsonstrategien zur Verfügung.

Ein neuer Ansatz ist dabei die funktionale Trennung der Variabilitäten eines Zylinders welche mit schaltbaren Rollenschlepphebeln auf innovative Art und Weise möglich ist.

Eine derartige Asymmetrie öffnet gerade auch im Bereich der Dieselanwendungen völlig neue Möglichkeiten der selektiven Zumessung interner Abgasrückführung vor allem als Heizmassnahme für die Abgasnachbehandlungssysteme. Nicht nur durch die Diskussionen der vergangenen Monate bezüglich Abgasverhalten von Dieselanwendungen gewinnt diese Technologie zusehends an Bedeutung. Sie ist weiterhin der Grundstein für weitere Ansätze im Bereich der Anhebung des Low-end-torque (Scavenging) oder der transientes AGR Zumessung.

Der vorliegende Beitrag soll zum einen Einblick in diese neuen Technologien geben und zum anderen die diese Technologie am besten umsetzende Ventiltriebstrategie beleuchten.

1 Introduction

Variable valve train systems have been widely discussed in literature, granted in innumerable patents and promoted in symposia in the past decades. During these decades the trends in terms of the most adequate valve train variability strategy continuously changed, mainly driven by the economical, ecological and legislative requirements of the respective eras, but also by technical progress, e.g. with regards to controls and complex control algorithms.

Starting back in 1999 with the launch of the first switchable tappet, Schaeffler's switchable valve train components are coming-of-age in 2017, celebrated with the launch of two high volume gasoline applications with hydraulically actuated switchable components: Whereas Mazda applies the switchable pivot element to its new 2.5l inline 4-cylinder (I4) SKYACTIVE-G gasoline engine to enable Cylinder Deactivation (CDA), there is also the world's first CDA inline 3-cylinder (I3) engine introduced to the market in the second half of 2017 in the Ford Fox 1.0l [1] with Switchable Roller Finger Follower (SRFF).

In the early days of valve train variabilities, switchable valve systems were applied for CDA setups on large displacement engines [2]. Looking at the systems currently requested by the market, there still is an increasing demand for variable valve trains, be they supplier driven or OEM in-house developed systems (see Figure 1). Surveying the market's demands permanently, the focus at Schaeffler is on advanced two-step systems on the one hand as well as the Continuously Variable Valve Train (CVVT) System UniAir on the other hand to meet all the customer's demands from low spec naturally aspirated to high-spec turbo charged applications.

Following the market trend, the paper covers the current state-of-the-art as well as advanced concepts for CDA on small displacement gasoline engines in terms of component development and design.

Although the diesel's reputation has suffered in the recent months, Schaeffler believes in the ecological and hence as well commercial viability of efficient diesel technology, contributing to meet future CO₂ targets. In this context, the Secondary Exhaust Valve Lift (SEVL) as Exhaust After Treatment (EAT) heat-up measure is described in this paper to be a promising measure for Real Driving Emissions (RDE) compliance on diesel engines.

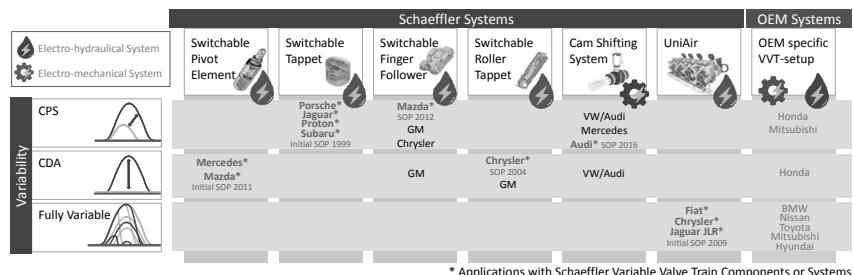


Fig. 1: Market overview Variable Valve Train Systems

2 Valve train variability on the gasoline engine

2.1 A look on state-of-the-art CDA valve train architectures and beyond

On small and medium displacement engines cylinder deactivation concepts by means of intake and exhaust valve deactivation on the non-firing cylinders are in competition with established de-throttling concepts such as Miller or Atkinson. The hurdle in this competition is not only lowest specific fuel consumption by any means, but also commercial competitiveness. And if that was not enough, different target vehicle classes and changing emissions regulations have to be covered. Schaeffler hence investigated the cost-benefit ratio of the different thermodynamic strategies feasible with variable valve train systems for representative high production volume engine concepts, not only considering fuel consumption benefits but also expected oncosts for the corresponding valve train systems like Switchable Roller Finger Follower (SRFF) and Cam Shifting System (CSS).

Referring to discrete two-step valve train variabilities, CDA configurations based on the SRFF technology showed to be most competitive in terms of the cost-benefit, independent of the target application (Figure 2). For CPS, CSS is quite close in cost to switchable valve trains, but for CDA applications, the effort is high as the system must be applied to both cam shafts.

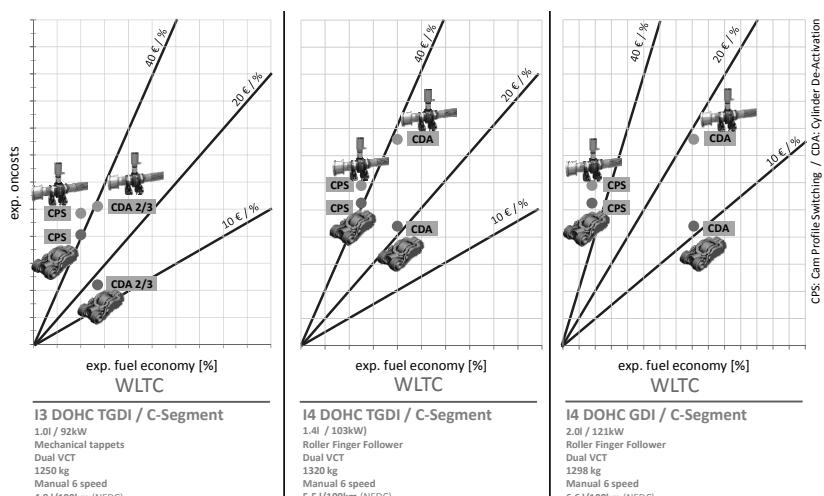


Fig. 2: Cost-benefit ratios based on fuel consumption simulations

The SRFF for CDA applications was refined continuously until an attractive, mass production capable design was established. Accordingly the top-3 design targets were specified to be:

- Low Mass-Moment of Inertia (MMI)

- High level of integration of all functional features for lowest possible packaging
- Lowest feasible friction

Referring to Figure 3, the current maturity level was achieved via several milestones over the last years. The related main development milestones were:

- Relocation of the lost motion spring from a valve sided position to the pivot side. This “spring over pivot design” goes hand in hand with the development of the involute interface between lost motion spring and secondary lever
- Omission of the primary lever’s slider pad cam contact in base circle and consequently allowing for a low friction roller-bearing only cam contact
- Design optimization of the primary lever in terms of a Metal-Injection-Molding (MIM) feasible design, allowing for the desired high level of integration and reduced machining effort
- Kinematic optimization of the lost-motion spring interface to significantly shorten the protruding involute structure to allow the secondary lever to be produced in cost-effective sheet-metal forming technology

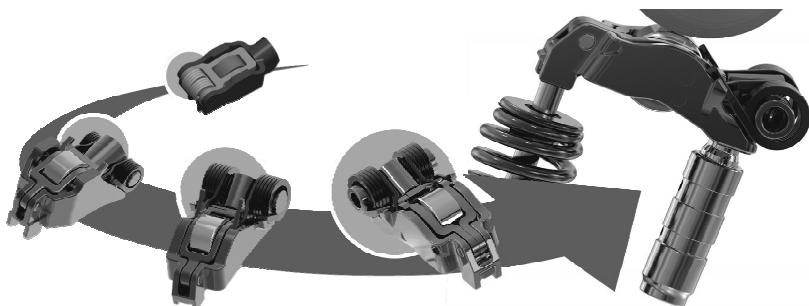


Fig. 3: The CDA Switchable Roller Finger Follower's design history

Having long term experience with conventional, non-switchable Roller Finger Followers (RFF) at Schaeffler, benchmarking of the SRFF's design improvements against its conventional siblings was apparent. Although in a one-to-one comparison within one application, the SRFF obviously has a higher MMI due to its additional function and generally cannot be miniaturized in the same amount, Figures 4 shows that the new SRFF performs very well against the majority of standard RFF designs. In most applications, the MMI and length are driven by the overall boundary conditions in the cylinder head, not by the restrictions of the RFF itself and same can be said about the SRFF. The current SRFF therefore still has potential for shorter length and lower MMI, which is examined in several development projects. The data

points highlighted for the CDA SRFF in Figure 4 mirrors the current scatter band derived from developments for various applications at Schaeffler.

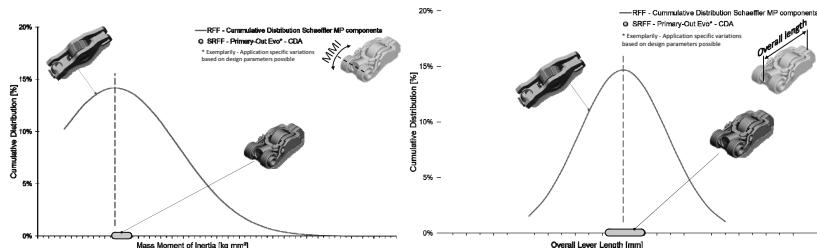


Fig. 4: Comparison of lever mass moment of inertia (left) and overall lever lengths

Other than length, the overall lever width is a SRFF design inherent dimension which can hardly come close to conventional RFF's values (see Figure 5). This usually leads to the requirement to put the cam shaft bearing between the cylinders rather than between the valves of one cylinder.

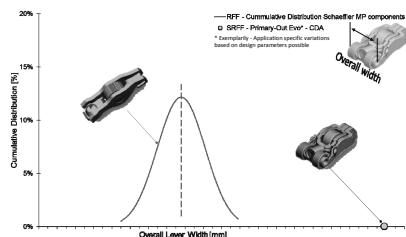


Fig. 5: Comparison of overall lever widths

A new approach is the so called Twinpallet CDA SRFF design as shown in Figure 6. This design addresses the typical prejudices related to valve train packaging and component as well as total system cost.



Fig. 6: The Twinpallet CDA Switchable Roller Finger Follower

It is based on a Y-shaped structure with two valve pallets, being in contact with the two intake or exhaust valve stems of the respective cylinder and only one pivot element supporting the SRFF on the other side, requiring only one cam lobe to actuate two valves. Besides reduced machining efforts on the cylinder head, the component costs per cylinder are lower compared to a single valve actuated CDA SRFF valve train.

The performance of the Twinpallet SRFF is currently under evaluation. Concept specific peculiarities are not only considered in the design process by e.g. applying a cam roller with a specifically crowned raceway to accommodate inevitable lateral tilting, but also in testing by implementing worst case valve-to-valve conditions, e.g. with respect to valve spring force.

In terms of the SRFF system's overall width, Figure 7 shows that the Twinpallet SRFF has a remarkably narrow footprint. It requires less space than conventional RFFs would require with respect to the engine's longitudinal axis, making implementation in the cylinder head much easier.

As the single valve actuation, the Twinpallet requires cam bearings between cylinders. However, though not realized in the first setup, overall length can be shortened as the secondary lever is placed between the valves, substantially improving the clearance situation between secondary lever and spring retainer.

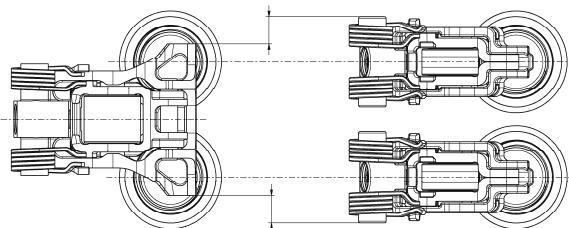


Fig. 7: Valve train system widths of single- and double-actuated SRFF configurations

2.2 Continuously variable valve trains for gasoline engines

If the need for further fuel consumption reduction through valve train variabilities comes up, one also has to consider higher degrees of variability, or the combination of different approaches.

The Uniair system (Figure 8) is on the market since 2009 in engines of the Fiat Chrysler group, followed by the launch of the Jaguar Land Rover Ingenium engine in 2016 [3]. The functionality and variability has been described in [4].

Whereas the potential for a fully variable valve train through unthrottled load control is basically understood, Uniair provides additional benefit due to its inherent possibility of cycle-to-cycle and cylinder-to-cylinder lift control, which is also described in [3].

In usual engines with conventional valve trains, a certain torque reserve is kept to allow for transient conditions, usually realized by a not optimal (retarded) spark timing. However, with Uniair and the fast air path control it allows for due to the functionality described above, this retarded spark timing is no longer required and fuel optimal ignition timing can be realized. First examinations on an I3 engine revealed a fuel consumption benefit of 3.1% in the WLTC only by this means. Combined with the 2.9% of the “conventional” application of the variable valve train, this potential adds up to 6.0% over the baseline engine, outperforming 2-step CPS, CDA and also other mechanical CVVT systems.

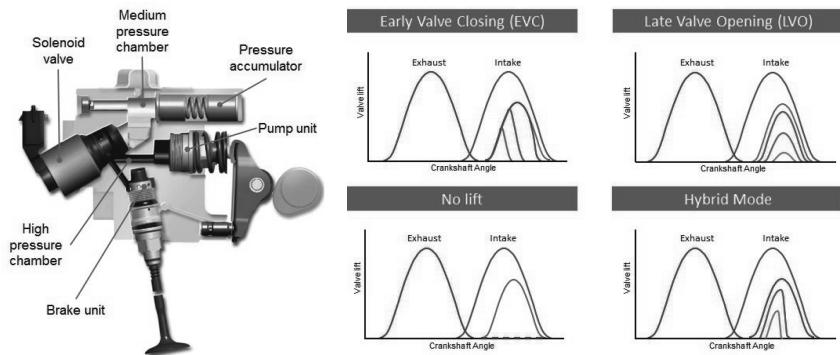


Fig. 8: Uniair system setup and lift curves (schematic)

Also, Uniair allows to avoid catalyst purge phases after fuel cut-off, providing further 0.7% of fuel economy.

Further potential can be achieved by applying the Miller cycle, i.e. by increasing the geometrical compression while at the same time reducing the effective compression with early (or late) intake valve closing. This also enables lambda=1 control in the whole load/speed range and the avoidance of enrichment close to the maximum load, which is essential for meeting future RDE targets.

If that is still not enough, a combination of Uniair with cylinder deactivation would be the logical next step. As Uniair already comes with the functionality for valve deactivation on the intake side, it would only be required to apply switchable components on the exhaust side. For

I3 applications it would only be a small step to rolling cylinder deactivation from there, which gives an additional fuel consumption benefit while at the same time avoiding NVH issues.

At Schaeffler, an I3 engine has been equipped with this setup and UniAir benefits have been confirmed. Later in 2017, the strategies will be combined in order to reveal the full thermodynamic potential. Also the potential of cylinder deactivation, which suffers in reality during transition from CDA to full mode and backwards from the retarded spark timing to compensate for the change in air mass, is expected to increase.

3 Valve train variability on the diesel engine

Variable valve trains have entered the field of diesel engines much later than they did for gasoline engines. For gasoline engines, the benefit with regard to fuel consumption was recognized quite early and is nowadays widely spread in the automotive industry as shown above.

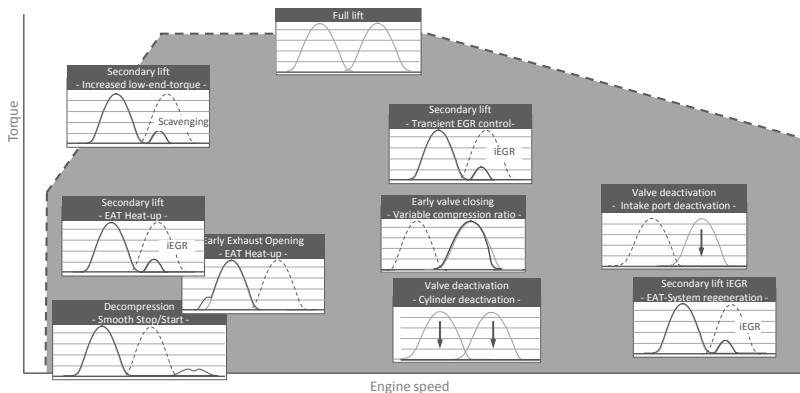


Fig. 9: Valve train variabilities on the diesel engine

Because of its operation with excess air, the potential by unthrottling the load exchange is not available to the same amount on the diesel engine. Therefore the valve train variability was only introduced quite late in mass production in 2010 by Mitsubishi [5], realized with a switchable rocker arm system, followed by the first application of a switchable finger follower in mass production on the Mazda SKYACTIVE-D 2.2l diesel [6]. In this engine, internal Exhaust Gas Recirculation (iEGR) was realized by Secondary Exhaust Valve Opening (SEVL) during the intake stroke. As Mazda's engine had a very low compression ratio of 14:1, this system was essential to increase the in-cylinder temperature at cold conditions to achieve a

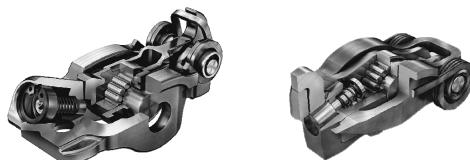
stable combustion and is also supporting particulate filter regeneration at warm temperatures.

Especially due to the RDE requirements and the further tightening of emission legislation, many activities regarding valve train variabilities have been started recently. Figure 9 shows the main strategies being examined. However, most examinations concentrate on the application of the secondary exhaust valve lift for internal EGR. Current activities and findings to exploit its potential have been described in [7] and [8]. These are:

- Support of quick heat up strategies with high combustion stability at low temperatures
- Keeping exhaust aftertreatment temperature high also at low load conditions
- Support of catalyst regeneration strategies
- Scavenging at low speeds for torque increase
- Fast transient EGR control over external systems
- Possibility of replacement of external EGR paths, especially of the high pressure EGR

3.1 SRFF Generation 1 and 2

The SRFF in the Mazda diesel engine was originally designed to enable both SEVL and CPS. In this SRFF design the primary lever, i.e. the lever being in contact with valve and lash adjuster, was equipped with sliding pads, whereas the secondary lever has a roller. Due to this, the main exhaust valve lift including the cam base circle is placed on the sliding pads, whereas the SEVL was transferred by the roller on the secondary lever. This resulted in a disadvantageous friction situation for the main lift (which is transferred 100% of the time). Knowing this disadvantage, Schaeffler developed the Generation 2 SRFF.



| | SRFF Generation 1 | SRFF Generation 2 |
|----------------------------------|-------------------------|-------------------------|
| main lift | sliding contact | rolling contact |
| secondary lift | rolling contact | sliding contact |
| base circle contact | sliding contact | rolling contact |
| mass moment of inertia | base | -40% |
| switching pressure (single feed) | 1.2 bar | 1.0 bar |
| primary lever | cast iron | metal injection molding |
| secondary lever | metal injection molding | sheet metal |

Fig. 10: SRFF Generation 1 & 2

On this design, the primary lever is now the inner lever, being equipped with a cam roller, whereas the secondary lever for the SEVL is the outer lever, again equipped with sliding pads to keep the overall width low, MMI down and eventually to realize a commercially attractive package. Activities to replace the DLC coating, which is a substantial contributor to system cost, are ongoing.

3.2 Valve lift variabilities for diesel engines

Brauer et.al. [8] showed, that the valve lift of the secondary exhaust opening has to be adapted to the load of the engine. Whereas at low loads, high SEVL valve lifts help to achieve higher temperature increase, the application is limited towards higher loads. Therefore, a compromise has to be found which on the one side allows sufficient EGR rates at low loads but does not restrict the usage of the system to too low loads on the other. Alternatively, a higher degree of variability has to be applied, e.g. continuously variable valve train systems such as Uniair or a multiple step switchable system, described further down

In order to identify the load points for which the SEVL valve lift should be designed, one has to look at the relevant load points. Figure 11 shows in a weighted raster plot for the complete (0-1800s) and heat up phase (0-390s) of a WLTC for a representative D-class vehicle with 1-stage turbo 2.0l diesel engine and 9 speed automatic transmission. It can be seen, that for the complete cycle, a majority of the points are found in the raster areas of 2-6 bar BMEP at 1200 rpm, whereas in the heat up period, lower load points are dominant. Considering the T4 temperature after turbocharger it can be seen that especially at low loads below 4 bar, exhaust temperatures of 200°C are not yet reached and therefore prevent a quick catalyzer heat up. Above 4 bar BMEP, a temperature above 200°C can be achieved.

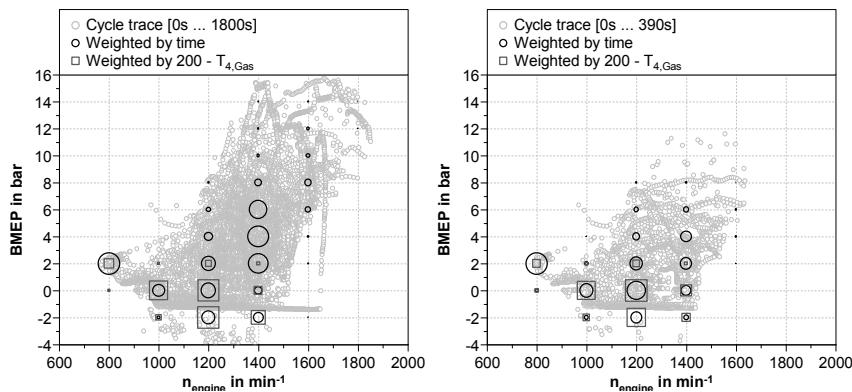


Fig. 11: Weighted raster plot for complete (0-1800s, left) and heat up period (0-390s, right) of the WLTC for 200°C temperature threshold

However, to look at 200°C as the temperature for light-off as well as the gas temperature can be misleading, because this would just be relevant for keeping the catalyst on or above light-off temperature. The energy and time required for heat up is not considered yet. Therefore, in reality further temperature increase also at higher load points would help to achieve the light-off earlier. Figure 12 shows the same plots as Figure 11 but with a temperature threshold value of 250°C, and not based on the gas temperature but for a thermocouple element, which has a certain mass and therefore reacts slower on temperature fluctuations than the gas temperature. It can be seen that higher load points are now getting more importance, although overall the most effect and requirement can still be found around 2 bar BMEP. Future simulations are now planned to include the complete catalyzer system in order to simulate realistic heat up behavior in the WLTC.

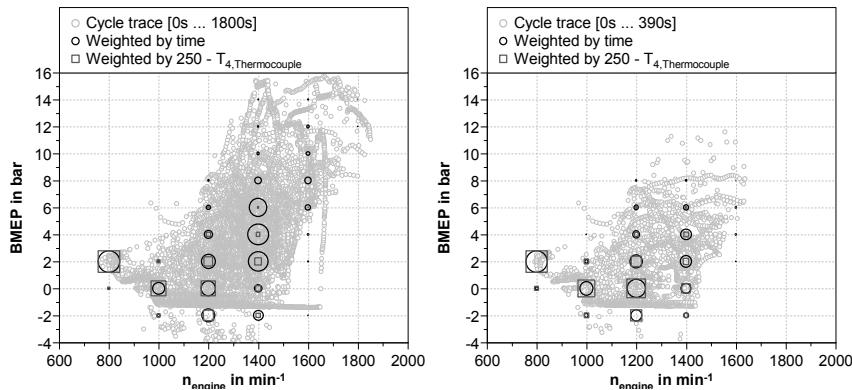


Fig. 12: Weighted raster plot for complete (0-1800s, left) and heat up period (0-390s, right) of the WLTC for 250°C temperature threshold

3.3 Design of secondary exhaust valve lift curves

In the past, the secondary exhaust valve lift SEVL was placed after the main exhaust event. This was done in order to allow the valve to be closed by the cam acting on the primary lever. Only after this, the contact to the secondary lever was made and, if the locking mechanism was engaged, the valve was opened for a second time. This resulted in fairly late secondary exhaust valve events and restricted the maximum amount of the secondary exhaust lift. However, it can be seen in Figure 13, that a late secondary exhaust opening causes a pulsation during the load exchange, resulting in a back flow of exhaust gas into the intake manifold.

This should be avoided in order to reduce contamination of the intake side with exhaust gas. As a result, the so called “transfer lift” was introduced. In this version of the secondary exhaust lift, the contact to the outer lever is made during the valve closing of the main event. This requires a transfer of the contact with a defined velocity, similar as it happens during a valve opening ramp. This velocity has to be constant also for different tolerance situations. As a result, the valve is not necessarily closed completely around top dead center, but is only nearly closed for piston clearance reasons and directly afterwards re-opened, allowing for an early secondary exhaust valve lift. Figure 13 shows, that for early secondary openings, the pressure pulsation does not occur. On the contrary, the mass flow across intake and exhaust valves happens more constantly during the intake phase. Even the shown 4 mm SEVL curve, which closes later than the standard standalone secondary exhaust lift curve does not

result in backflow into the intake port while at the same time achieving higher EGR rates for higher temperature increase and lower NO_x emissions.

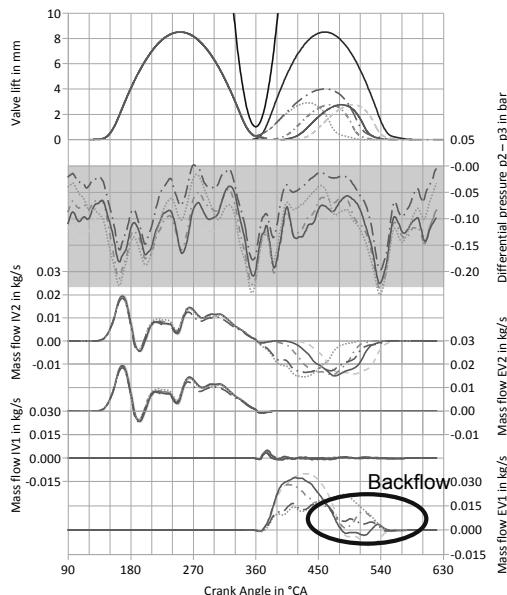


Fig. 13: Intake backflow (1200 rpm/2 bar BMEP) for different SEVLs

3.4 Combination of variabilities

The mechanical possibility to achieve high secondary exhaust lifts is especially advantageous if applied on a system with two independently switchable roller finger followers. With this configuration, four different switching states can be realized, see Table 1. With this configuration, the variability of a continuously variable valve train can be approximated, which was shown by Brauer et. al. in [8].

Table 1: Combination of switching states with independently switchable exhaust valves

| | State 1 | State 2 | State 3 | State 4 |
|--------------------------|-------------|-------------|-------------|---------|
| SEVL Valve EX x.1 | deactivated | low | deactivated | low |
| SEVL Valve EX x.2 | deactivated | deactivated | high | high |
| Total SEVL cross section | no SEVL | low | medium | high |

One possibility to realize this advanced complexity on the hydraulic circuit is shown in Figure 14. With an oil rail realizing the separation of the oil paths, inserted in a slightly increased

drilled hole through the cylinder head, separation of the switching galleries is achieved, whereas the cylinder head design stays fairly simple.

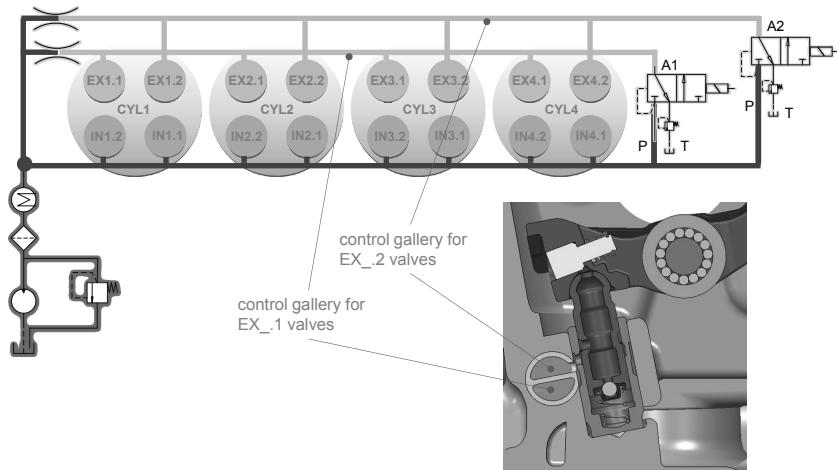


Fig. 14: Oil rail concept for independent switching of the valves

This concept can be applied to both, single and double oil feed systems. In single oil feed systems, the switching mechanism is activated by the oil pressure in the common supply path for the locking mechanism and the hydraulic lash adjuster. This system simplifies the design of the cylinder head to a certain extent and is therefore also applied in mass production on the Mazda SKYACTIVE-D engine [6]. However, it has the disadvantage that at high engine speeds, when the SEVL is not activated, the lash adjuster requires its highest oil pressure to work reliable also under the condition of high oil aeration. At the same time, switching pressure should be kept low to enable switching at low engine speeds, and to avoid unnecessary increases of the basic engine oil pressure, leading to increased overall friction. This conflict can be solved by applying a dual feed lash adjuster, separating switching and lash adjuster oil supply. This system is state of the art on the majority of switchable valve trains with hydraulic lash adjustment, be it on switchable tappets, roller lifters or finger followers.

In order to enable single oil feed systems nevertheless, the lash adjuster can be equipped with features to allow for a higher aeration tolerance, such as inner sleeve or additional de-aeration bores. Examinations on a reference engine have shown, that whereas a standard lash adjuster may already collapse at aeration levels around 15%, the aeration tolerance can

be increased by adding the features mentioned above (Figure 15). An oil spray bore on the RFF can also support the deaeration capabilities.

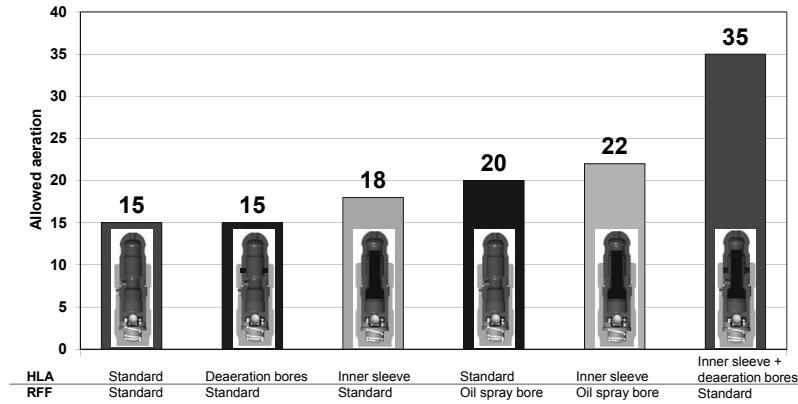


Fig. 15: Aeration tolerance with different HLA and RFF features

It should be mentioned that these aeration values are example values for the examined application and depend on the overall valve train layout, dynamic valve train behavior as well as the engine oil pressure. Also, other design features at the engine can support a low aeration supply of oil to the lash adjuster, e.g. oil spray bars.

4. Hydraulic vs. electromechanical actuation

If it comes to the actuation of a two step variable system, different solutions exist on the market. The big majority of these systems is actuated by means of a hydraulic actuation. The overall system includes at least one switching valve, usually a 3/2-way valve, and the corresponding switchable component.

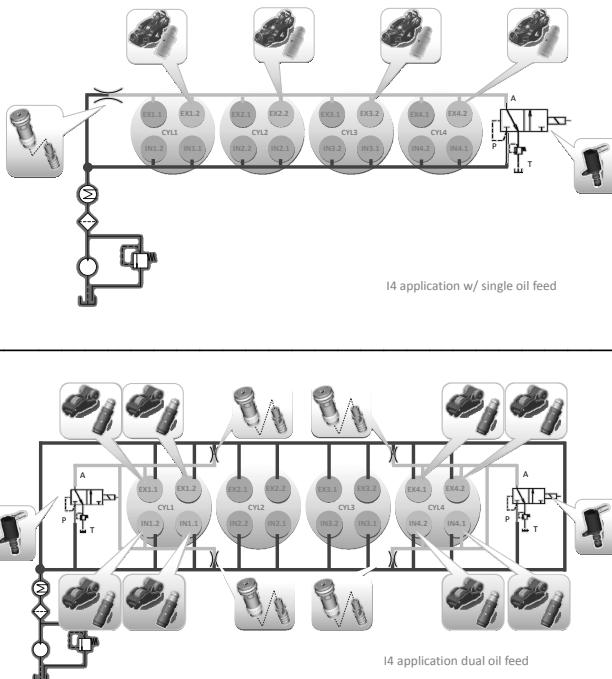


Fig. 16: Switching layout for I4 engines with SEVL (top) or CDA (bottom)

Figure 16 shows a typical hydraulic layout for SEVL and CDA on I4 engines. In unactuated mode (SEVL: Secondary lift deactivated, CDA: Valves activated), or default mode, the switching gallery is kept air-free by the means of a continuous oil flow, restricted by the ori-fice and adjusted in height by the pressure adjustment valve included in the oil control valve (OCV). Typical oil pressures vary between 0.1 and 0.4 bar, depending on the application. If the components should be switched, the oil pressure is raised by activating the 3/2-way switching valve, i.e. the direction of flow of the oil in the switching gallery gets reversed. Figure 17 shows the activities going on in a typical switching event. In the shown example, the total switching time is 13 ms, which is a typical value for warm temperatures. The setup used for the shown diagrams did not have the air purging system installed, which is why the oil pressure starts at 0 bar. The primary pressure would reduce the total switching time by about 2 ms.

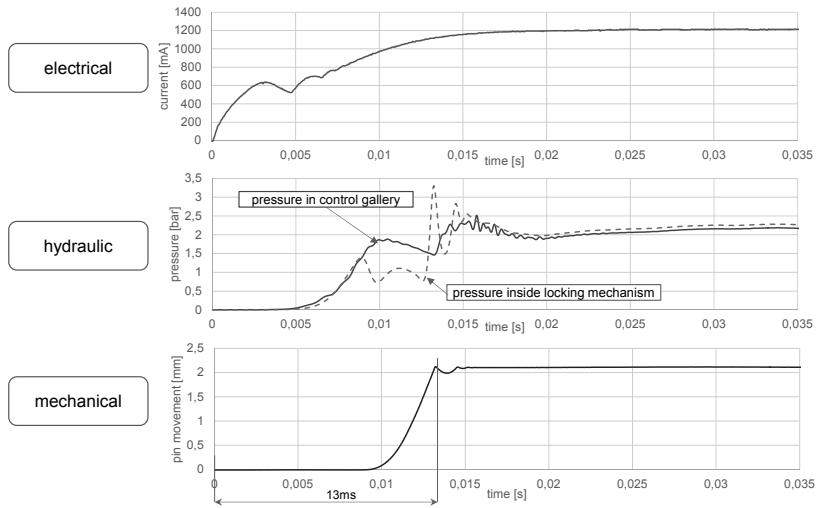


Fig. 17: Electrical, hydraulic and mechanical response during a switching event

However, there are also other means to achieve two step valve train variability on roller finger follower valve trains. Besides the hydraulically actuated switchable pivot elements and finger followers, electromechanically actuated cam shifting systems and roller finger followers are being developed and are partially introduced in mass production. Whereas hydraulically switchable valve train components depend on the oil pressure supply of the engine, these systems allow the disconnection of the valve train variability from engine oil pressure. In any combustion engine, the generation of engine oil pressure is one contributor of the mechanical parasitic losses and therefore a matter of constant review with need for reduction. From that perspective it is understandable to separate the actuation of the variability from engine oil pressure, as an increased pressure requirement for switching, resulting in higher torque requirement for the oil pump, would consume some of the benefit costly generated with the variability in the first place. Therefore, there is a constant effort on the hydraulically switchable component to reduce the oil pressure requirement for switching.

Current switchable components allow a switching around 1 bar oil pressure, thus reducing the general requirement for oil pressure substantially. However, with 1 bar switching pressure, the switching performance may not be sufficient at higher speeds or lower temperatures. At higher speeds, the available time for switching is reduced, whereas at lower temperatures, the higher viscosity and therefore slower pressure build up must be compensated by higher oil pressures.

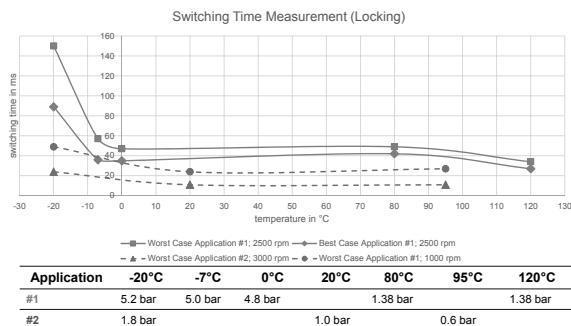


Fig. 18: Switching times for two reference applications for SEVL systems

Application Example #1

- ▷ System Type: Single Feed
- ▷ 6 Cylinder
- ▷ Primary pressure: 0.6 bar

Application Example #2

- ▷ System Type: Dual Feed
- ▷ 4 Cylinder
- ▷ Primary pressure: 0.2 bar

5. Cycle sensitive switching – requirement or overdesign?

Cycle sensitive switching is achieved, if at each single valve actuation, the switching status of the component is reliably known. In order to evaluate whether cycle sensitive switching is guaranteed, the difference between minimum (best case) and maximum (worst case) time must be put in relation to the available switching window. The switching window depends on the hydraulic layout and the engine architecture, i.e. which switchable components are actuated by a common solenoid valve. For example, if each switchable component would have its own oil control valve, the switching window would be 360 deg cam angle, whereas it is only 90 deg cam angle in the case, that four exhaust valves of an I4 engine share one solenoid. Further variants exist if for example intake and exhaust valves of one cylinder share an OCV. As a consequence, the time available for switching is reduced – if cycle sensitivity is a requirement.

Electromechanical systems are not immune to restrictions by temperature and engine speed as one would think on the first glance. At lower temperatures, the friction in the electromechanically activated pins is increased, thus slowing down actuation speed. As a proper positioning of the pin in the groove is indispensable for a cam shifting system to avoid mechanical damage, operation range must be restricted and shifting must be triggered very precisely. At high speeds on the other side, mechanical loading on the pin is increased by the high inertia of the cam piece, thus restricting actuation speed. In SEVL applications, there is a further restriction due to the reduced base circle phase. Whereas a hydraulically actuated locking pin in a switchable component could not move in case the component is on differential stroke, and would complete its movement once it is again free to move in base circle, intermediate switching states are not tolerated in cam shifting systems. Also, an interrupted movement (miss-switching) would result in an undefined cam piece position with high proba-

bility of a severe engine damage, e.g. if the roller finger follower is actuated by only half of the cam and consequently drops down from its position. This state can also occur if the cam piece moved unactuated due to any dynamic excitation. As it does not have a defined initial position, engine damage is assured.

On diesel engines with SEVL, the requirement for switching performance should be carefully reviewed. Figure 18 shows, that switching performance suffers with lower temperature, but is still below 150 ms at -20°C for the reference application #1 with a single feed system on a 6 cylinder engine with a high switching gallery volume, and max. 50 ms for the example dual feed system applied on a 4 cylinder engine. What does this variation effectively mean? It means, that even at -20°C, the switching of all 4 valve positions of a 4 cylinder is completed within one cam revolution at the latest even at 2500 rpm.

For CDA applications on the contrary, cycle sensitive switching is a must for reliable activation and deactivation of the cylinders. With variable oil pumps, it is usually no issue to increase the oil pressure temporarily only for the purpose of the switching event. Once successfully switched into deactivated mode, the oil pressure can be reduced to a holding pressure slightly above 1 bar, which also reduces the time for reactivation due to the lower pressure drop. This requires some additional effort on the controls side and also a careful optimization of the hydraulic circuit during development, but results in a reliable switching system, which is very robust against any noise factors like pressure fluctuation or switching time degradation.

6. Summary and outlook

CDA with SRFF provides the best cost-benefit ratio on gasoline engines. For higher potentials, fully variable valve train systems should be applied. Hydraulic fully variable systems have the highest potential for transient conditions and have the built-in feasibility for CDA and therefore provide a good basis for future combination of both approaches.

Emission requirements are the driver for variable valve lift on the diesel engine. Main strategy is Secondary Exhaust Valve Lift for quick heat up. Hydraulically switchable finger followers fulfill all requirements including low temperature switching at lowest possible system cost. Expansion to multiple step variability is possible if needed, especially for expansion of iEGR to higher loads.

Independently variable switchable components may also have a potential on the gasoline engine. Studies are planned to examine the potential of a Miller or Atkinson cycle CPS in combination with valve deactivation on the intake side.

Acknowledgements

The authors would like to thank the Dr. Maximilian Brauer and Mr. René Pohlke, both IAV GmbH, Berlin, for their consultation with regards to thermodynamics of the diesel engine.

Bibliography

- [1] Ford press release: "Ford to Offer Fuel-Saving Cylinder Deactivation Tech for 1.0 Litre EcoBoost; Global First for a 3-Cylinder Engine", Cologne, 29 November 2016, <https://media.ford.com>
- [2] Ihlemann, A., Nitz, N.: "Cylinder Deactivation – A technology with a future or a niche application?", 10th Schaeffler Symposium, April 2014
- [3] Talu , D., Whitwood, P., Page, G., McAllister, M., Borean, F., Penfold, R., Introducing the Ingenium SI Engine: Jaguar Land Rover's New Four-Cylinder Gasoline Engine, 38. Internationales Wiener Motoren symposium 2017
- [4] Haas, M., Rauch, M.: "Elektrohydraulischer Vollvariabler Ventiltrieb, Motortechnische Zeitschrift MTZ Volume 71 (03/2010)
- [5] Mitsubishi press release: „The 4N13 1.8 liter / 4N14 2.2-liter diesel engines realize low fuel consumption, low emissions, and low combustion noise to European market“, www.mitsubishi-motors.com
- [6] Terazawa, Y., Nakai, E., Kataoka, M., Sakono, T.: „The new Mazda four-cylinder diesel engine, Motortechnische Zeitschrift MTZ Volume 72 (09/2011)
- [7] Elicker, M., Christgen, W., Himsel, F., Schmidt, V., Brauer, M., Pohlke, R.: "A step towards RDE compliance of LD Diesel engines applying variable valve train", 17. Internationales Stuttgarter Symposium, March 2017
- [8] Brauer M., Pohlke R., Berndt R., Manns J., Elicker M., Brands C., Scheidt M.: „Variable valve train in Diesel engines as key technology for compliance with future emission limits and further downsizing“, SIA Magazine Ingénieurs de l'automobile No. 884 (11 / 2016) and SIA Powertrain Conference 2016, Rouen, France, 07 / 2016

3- Cylinder SI Engine with fully variable Valve Train UpValve on Intake and Exhaust Side

**Michael Breuer, Martin Lauterbach, Thorsten Schorn,
Sabine Siebrandt, Pierburg GmbH, Neuss;
Günter Bartsch, Rainer Friedfeldt, Ulrich Heiter, Ulrich Kramer,
FORD-Werke GmbH, Köln**

Abstract

UpValve is a fully variable valve actuation (VVA) system, allowing for continuous adaptation of valve opening duration and correlated peak lift throughout the complete engine map. This mechanical approach was already presented on this conference in 2015 [1]. Here an example of application is given, where both intake and exhaust side are equipped with UpValve. The target engine is dedicated for stoichiometric combustion of compressed natural gas (CNG) [2].

On the intake side the VVA system cuts the pumping work at part load thanks to an optimized intake valve closing (IVC) time. In addition, in the higher load area external compression and subsequent intercooling in combination with Miller valve timings reduce charge temperature and knock limitation, gaining the potential for higher BMEP, elevated compression ratio (CR) and/or more downsizing [3]. The exhaust side VVA system controls the flow split to the turbines of an innovative, two-stage boost system, supporting both steady-state torque as well as driveability, which are often concerned for heavily downsized engines. This engine and valve train concept was drafted, designed, procured and tested within a challenging time schedule. Currently the full potential is explored on the engine dyno. Subsequently, vehicle tests will complete the project.

After outlining the motivation for an innovative CNG application and presenting the project scope the paper will

- explain how UpValve works and is tuned for the actual application
- describe the necessary modifications on cylinder head and surroundings
- show how the challenging package constraints were met
- report results of VVA measurements and some initial engine testing.

1. Introduction: CO₂ Challenge and CNG Operation

Further reducing the CO₂ emissions of vehicle's powertrains is imperative. According to **Eq. 1** (see Appendix for details) the instant ratio of released CO₂ mass m_{CO_2} per driving distance x from an internal combustion engine (ICE) is linked to fuel properties (a), engine efficiency (b) and the actual road load (c):

$$\frac{dm_{CO_2}}{dx} = \left(\frac{44}{12} \right) \left(\frac{\xi_{C,F}}{H_u} \right) \left(\frac{1}{\eta_e} \right) \underbrace{m[gf_R + a] + \frac{\rho_{Air}}{2} c_d A v^2}_{c} \quad \text{Eq.1}$$

Hence, the following measures can be taken to reduce the CO₂ output of an IC engine:

- (a) Fuel: Change to a fuel with a low ratio of carbon content $\xi_{C,F}$ and calorific value H_u
- (b) Engine: optimize the overall efficiency η_e of the powertrain
- (c) Road Load: for a given vehicle speed v and acceleration a (according to the actual test cycle) reduction of vehicle mass m , coefficient of rolling resistance f_R and aerodynamic drag (drag coefficient c_d , frontal area A) are subject of optimization

Changing fuel from gasoline ($\xi_{C,F}/H_u = 0,84/(42 \text{ MJ/kg}) = 20 \text{ g}_{CO_2}/\text{MJ}$) to CNG ($\xi_{C,F}/H_u = (0,63 \dots 0,74)/(41 \dots 49 \text{ MJ/kg}) = 15,2 \text{ g}_{CO_2}/\text{MJ}$) cuts CO₂ already by 24% (a) [4]. Moreover, in terms of engine efficiency (b), the high RON number of CNG (≥ 120 vs. 95) allows a significant increase in the compression ratio (CR) if the engine is dedicated for CNG only operation. In addition, CNG has favourable ignition characteristics, which improve combustion tolerance to very (EGR) diluted mixtures. According to these CNG advantages in (a) and (b) a CO₂ reduction of 30% can be assumed [5,6].

However, the road load is higher (c), as the CNG tanks are larger and heavier even if a reduction in vehicle range is accepted. Therefore the engine output has to be increased for identical driving performance to the cost of some efficiency losses.

In addition, the fuel effect on the engine output has to be considered. **Eq. 2** (see Appendix) shows that the fuel properties are mainly down to parameter (d), which stays almost constant (Gasoline: $H_u/L_{st} = (42 \text{ MJ/kg}) / 14,3 = 2,9 \text{ MJ/kg}_{air}$, CNG: $H_u/L_{st} = (41 \dots 49 \text{ MJ/kg}) / (14,3 \dots 16,9) = 2,85 \text{ MJ/kg}_{air}$).

$$P_e = \left(\frac{H_u}{L_{st}} \right) \underbrace{\left(1 + \left[\frac{1}{\lambda_r L_{st}} \frac{M_A}{M_F} \right] \right)^{-1}}_e \left(\frac{p_{in}}{R_A T_{in}} \right) \left(\frac{\eta_e \lambda_A}{\lambda_r} \right) (V_{Hin}) = (BMEP)(V_{Hin}) \quad \text{Eq.2}$$

But in contrast to the gasoline DI version, gas injection into the ports displaces up to 15% of the trapped air (e), which causes an associated loss of torque. To cope with that, either the engine displacement (V_H) or the boost pressure (p_{in}) have to be increased with some drawbacks in fuel economy. Obviously direct injection of CNG into the cylinder after IVC is favourable.

Nevertheless, the outlined CO₂ reduction opportunities justify thorough investigations of highly sophisticated, monovalent CNG concepts. Within the GASON project (GAS-ONLY internal combustion engine, GA No. 652816), founded by the EU in the frame of the HORIZON 2020 initiative (H2020-GV3-2014) [7], the subproject “downsized CNG engine” should fully realize the CO₂ advantages of CNG [2]. The project scope is sketched in the next chapter.

2. The GASON Engine: a dedicated CNG Concept

The baseline case is a generic Ford Grand C-MAX with a turbocharged (T/C), 1.6l I4 port fuel injected (PFI) CNG engine. From this reference, 20% CO₂ reductions are targeted, which should be achieved through a bundle of cutting-edge technologies, provided by different companies, **Fig. 1**. Some of these measures are:

- Downsizing the original 1,6l T/C I4 to an 1,0l T/C I3 engine with high CR (gas only operation) to fully exploit the superior knock resistance of CNG. Reinforcement of engine structure and components to stand the higher specific engine load and peak pressures while minimizing the friction drawbacks.
- Change to CNG Direct Injection system (CNG DI) to avoid the volumetric disadvantages of PFI as described above
- Introduction of a fully variable VVA systems on both intake and exhaust side for reduction of pumping work and advanced gas exchange control
- Development of an innovative parallel- sequential dual T/C system to save drive-away torque and responsiveness. This bi-turbo approach requires a modified head design with separated exhaust ports and manifolds. The exhaust VVA system is used to sequentially actuate the turbo chargers.

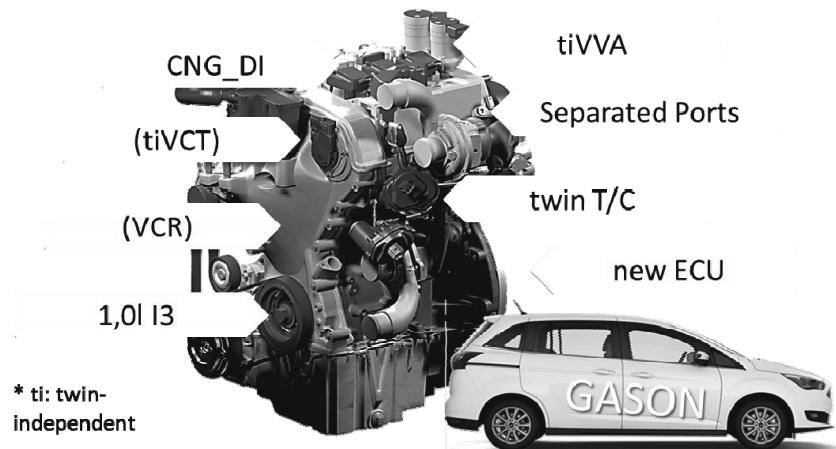


Fig. 1: GASON Project Overview

Engine targets are 240 Nm/l (30 bar BMEP) and 110 kW/l. The demanded boost pressure is significantly higher than for any known downsized and supercharged gasoline production engine. Therefore a novel twin-turbo system is proposed, **Fig. 2**.

The cylinder head features two integrated 3-to-1 exhaust manifolds. All right exhaust valves and ports per cylinder are linked to a first common head orifice, and all left ports to a second one. Each head outlet serves one turbine. In low up to mid mass flow conditions, only the exhaust valves associated to the permanent engaged T/C_1 are opened by the VVA system, while the other valve group is kept closed. Hence, T/C_1 can be tuned for low mass flows, enabling more low end torque and favourable transient response. A so called compressor shut off valve (SOV) is closed here to avoid charge loss through the non-active T/C_2.

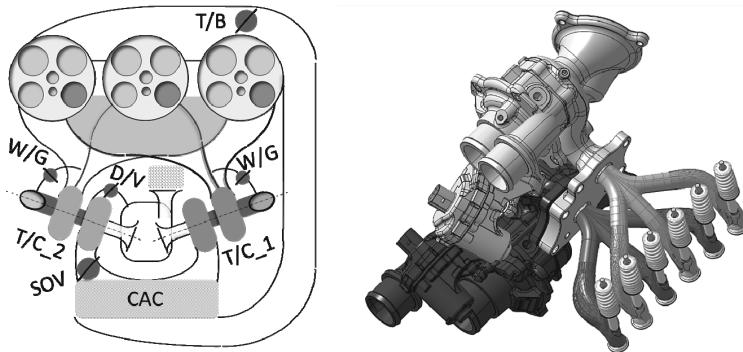


Fig. 2: Parallel-sequential Twin Boost System

If engine speed and load increase towards the choke limit of T/C_1, the VVA system starts to open the second group of exhaust valves. To help T/C_2 to spool up, initially the SOV is kept closed with open dump valve (D/V). As soon as the pressure across the shut off valve is balanced, the SOV is opened, and both compressors start to charge the engine.

Thanks to the exhaust VVA this advantageous arrangement does not need further flaps on the challenging, hot engine side, which are often a concern in terms of robustness and tightness. Moreover, a very precise and responsive T/C management is realized through the applied VVA system, described in the next chapter. The demonstrator system is equipped with waste gates (W/G) on both turbines. Investigations are scheduled to understand whether the W/G function could be partly shifted to the exhaust VVA.

3. UpValve: a continuously variable VVA System

The VVA UpValve system enables infinitely variable, on-demand control of the valve lift from valve shut off up to full lift [8]. The system is based on a low-friction roller finger follower (RFF) with hydraulic lash adjuster (HLA), **Fig. 3**. The camshaft (N) moves outward, coming into contact with the cam follower roller (RN) in the UpValve rocker (H), which, via the roller (RS), also rests on the circular guide (K) and control shaft (S), (b). The operating contour of (K) follows a circular path around the axis of the RFF roller when the valve is closed, (a).

The rocker $\langle H \rangle$ itself carries a working lobe $\langle A \rangle$ that acts on the roller $\langle R \rangle$ of the RFF. It consists of a base circle concentric to the rocker pivot point $\langle RS \rangle$ and a subsequent lift zone. The geometry of circular guide and rocker base circle provides the system's inherent valve shut off capability. Together with the valve spring and the HLA a hairspring securely maintains all contacts.

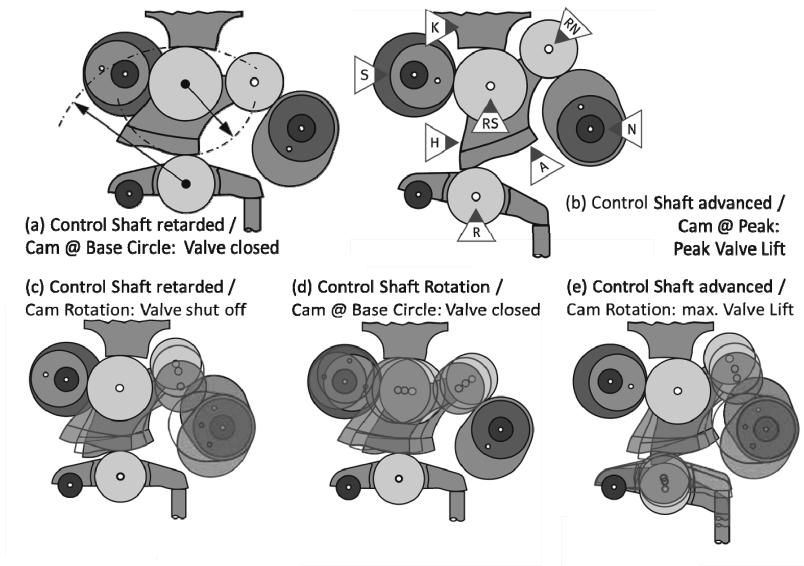


Fig. 3: UpValve Architecture and Operation

The rotating camshaft imparts a pure oscillation of the UpValve rocker around the stationary, roller axis $\langle RS \rangle$, (c). A rotation of the control shaft shifts the pivot point along the circular guide (d), so that different areas of the working lobe are traversed during cam lift (e). As a result, the valve lift is infinitely adjustable. Hence, the VVA system can be regarded as a serial arrangement of rotating $\langle N \rangle$ and oscillating $\langle H \rangle$ cam, where their correlation and thus the lift section effectively engaged on $\langle A \rangle$ is infinite variable.

In Fig. 4 (a,b) $H(\alpha)$ depicts the required full lift, while $s(\alpha)$ shows the lift of the cam follower. To start an iteration, the opening side of $s(\alpha)$ is initially assumed. Together with the first half

of $H(\alpha)$ this already determines the (lift zone of the) rocker lobe. Subsequently, the closing flank of $H(\alpha)$ provides the second halve of $(s(\alpha))$ and the cam shape, as the pre-defined rocker lobe is traversed again in rearward direction. At that point in time the complete lift family down to zero lift is already defined. Obviously, it is still possible to tune the opening side of the cam. This degree of freedom is used to improve the correlation between peak lift and opening duration for all lift curves [1]. **Fig. 4 (a,b)** reveal these optimized lift and acceleration sequences for selected angular positions of the control shaft.

Fig. 4 (c) explains how the peak lift (obtained during one full revolution of the cam shaft) and the associated opening duration (for 1mm and 0,1 mm reference lift) is correlated to the angular position of the control shaft. This characteristic is hard coded into the shape of the shaft lobe and can be different for each individual valve. Constrains are drawn by the curvature of this lobe and the Hertzian pressures. In addition, steep gradients provoke high torques on the shaft and unfavourable controllability.

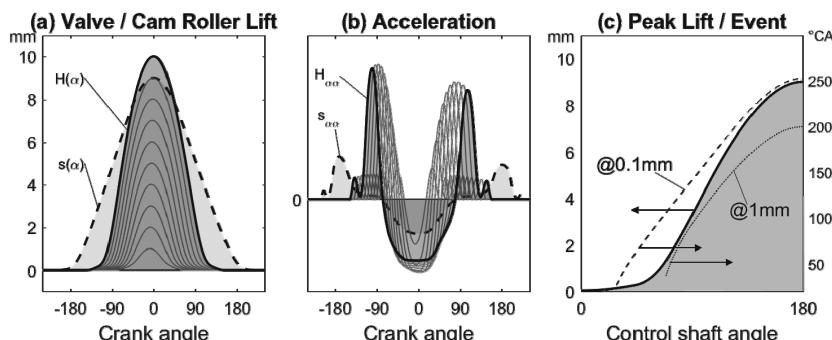


Fig. 4: UpValve Valve Lift Shapes and Control Characteristics

On its own, UpValve keeps the peak lift timing almost constant. The cam phaser (VCT) is used to optimize the actual correlation to the piston travel. Due to the valve- individual set up also adjacent cams assigned to one cylinder may be differ in terms of shape and peak position. Beside noise advantages (offsetting the valve seating) this asymmetrical layout offers some gas exchange opportunities.

Fig. 5 exhibits the whole, generic UpValve system. A brushless actuator **(A)** and a worm gear are installed in order to adjust the needle bearing-mounted control shaft **(S)**. The end of

the control shaft is fitted with a magnet for position reporting via a Hall sensor (H). Sensor and actuator are linked to the valve control unit (VCU), which receives its control shaft position targets from the ECU and powers the actuator accordingly.

4. The GASON VVA System: dual UpValve System in a structural Head Cover

The UpValve rocker, circular guide and control shaft must be added to the valve train. Moreover, worm drive and actuator have to be packaged. Cam shafts and associated phasers will be shifted, which gains impact on the timing drive.

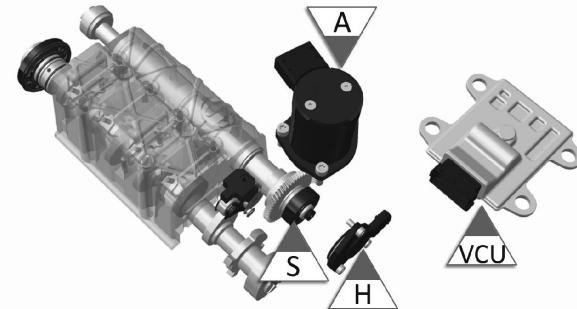


Fig. 5: UpValve System Overview

The cylinder head is equipped with roller finger follower (RFF) on intake and exhaust side with outside hydraulic lash adjusters (HLA). Like for conventional RFF valve trains, UpValve can be drafted for pushed or pulled RFF. This conceptual decision as well as the actual arrangement and scaling of all VVA components is mostly driven by numerous package constraints and the structural integrity of the complete valve train [8]. Additional attention must be payed to the bearing concept of cam and control shafts, as this also contributes to the system stiffness. Further on, accessibility and serviceability are concerned.

During this optimization process the best layout was identified for inside control shafts, pushed RFF and outside cam shafts, **Fig. 6(a)**. All UpValve specific valve train components are included in a structural cover and will be introduced from the underneath cylinder head face, (b). Hence, installation windows are prevented, resulting in a very solid and compact

structure. The cover is protected for high pressure die cast in mass production. The cylinder head itself carries the valves, the HLAs and the RFFs.

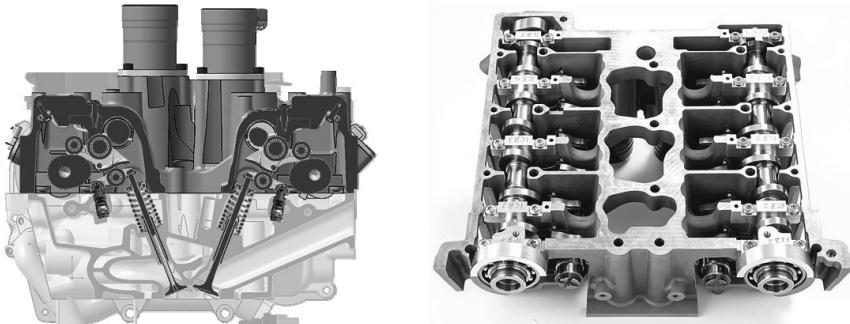


Fig. 6: Structural Valve Cover (CAD Design with Cylinder Head and Hardware)

The advantages of this architecture are e.g.

- cover with a high structural integrity to take all direct and lateral forces of the valve actuation, contributing to the desired, high stiffness of the valve train
- no access to head bolts through the VVA system necessary, thus less compromised layout
- unbroken responsibilities for design, procurement and (pre-)testing of the VVA system, as all VVA specific parts are contained in the structural cover
- no need for any additional covers

To ensure a high VVA response, the control shaft has needle bearings with split cages. It can be introduced from one end of the cover without any need for bearing caps. This design is compact and supports the cover stiffness additionally. There are three radial bearings at cylinder center, one at phaser end, and a thrust bearing close to the actuator, **Fig. 7**.

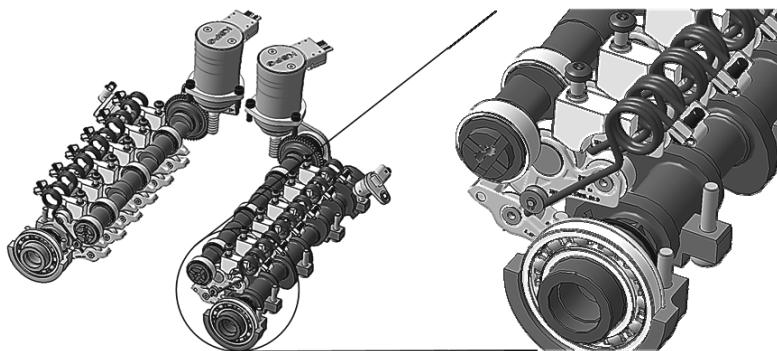


Fig. 7: Arrangement of Shafts and Bearings

Both camshafts have plain bearings with caps, which are bolted down to the upper cover. Once again, the bearings are located on cylinder center. The first bearing towards timing drive is rollerized to cope the pretension of the belt.

Fig. 8 presents the valve train internals in more detail. The RFF design is slightly modified to tune the rocker ratio. Each UpValve rocker carries two rollers, the first (bigger) one in contact to circular guide and control shaft lobe, the second (smaller) one to follow the cam, both equipped with needle bearings. While the small roller is permanently driven by the cam, the large roller does rotate in respect to its contact points only, if the control shaft is actuated to visit a changed peak lift. Therefore, the large roller does not contribute to the rocker inertia.

Intake and exhaust rockers share common raw parts, while their individual working lobes differ. The raw parts are produced by metal injection moulding (MIM) in near net shape quality. Only the working lobe and both eyes for the roller pins are machined.

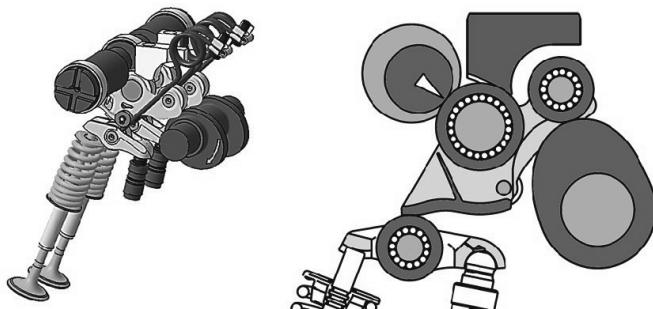


Fig. 8: Valve Train Components and Rocker Details

The circular pads are introduced from underneath and clamped to the cover top deck by through-bolting. The UpValve hairspring closes all clearances and keeps the assembly in place, if the valve spring is not yet engaged (at zero and small valve lifts).

Fig. 9 shows the peak lift characteristics for intake (a) and exhaust (b) currently used in this project. The intake side is designed to enable steady-state engine dyno investigations of early IVC load control in both single valve (swirl mode, (a1)) and parallel valve (tumble mode, (a3)) operation. The final design will be derived from these results and could have smooth transitions from single valve (low load) over differential lift (mid load) to parallel lift (full load).

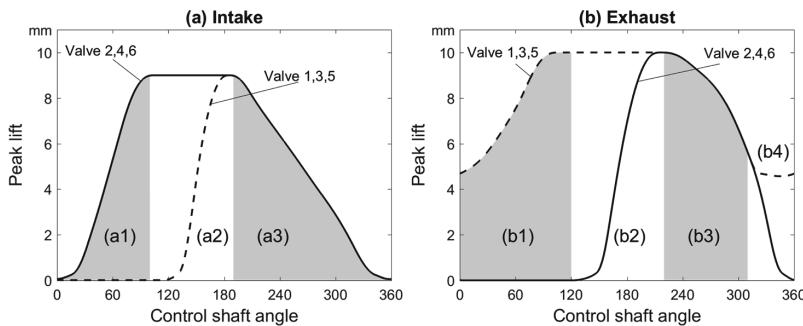


Fig. 9: Peak Lift Characteristics Intake (a) and Exhaust (b)

The exhaust side is shaped to control the twin-boost system. In section (b1) one exhaust valve is kept closed, and the complete exhaust mass flow is directed to the permanently en-

gaged T/C. In this area both exhaust valve opening (EVO) and closing (EVC) can be optimized independently by VVA and VCT controller. (b2) indicates the transition area from single to twin turbo operation. Section (b3) allows for EVO and EVC control at dual T/C operation. Finally, (b4) is used to close the lobe shapes.

Together with offset cams a separation of blowdown and overlapping exhaust gas streams would be possible. However, this opportunity is more relevant for an I4 application with a single-scroll T/C, more suffering from the cross talk of blowdown and overlap events.

5. GASON Test Results: Valve Train Rig and Engine Dyno

After checking the dimensional integrity of the valve train by measuring the valve lift vs. cam and control shaft angle at elevated idle speed an essential testing output is the valve lift as a function of engine speed. For a fast evaluation, the lift curves $h(\alpha, n)$ during a continuous speed sweep are acquired keeping the control shaft in fixed position. The crank angle correlated deviations $\Delta h(\alpha, n) = h(\alpha, n) - h_L(\alpha, n_L)$ of the lift curves vis-à-vis the values h_L at idling speed n_L are depicted in color-coded fashion in a plane formed by crank angle α and the speed n , **Fig. 10 (a)**. The valve lift (A) and acceleration (B) serve as orientation.

As the speed increases, inertia forces initiate compressions (C) and load releases (D) at constant angle positions. In contrast to this, time-constant effects show up along inclined lines (E). From this the natural frequencies of the valve train are derived, forming the basis for frequency-filtered lift curves.

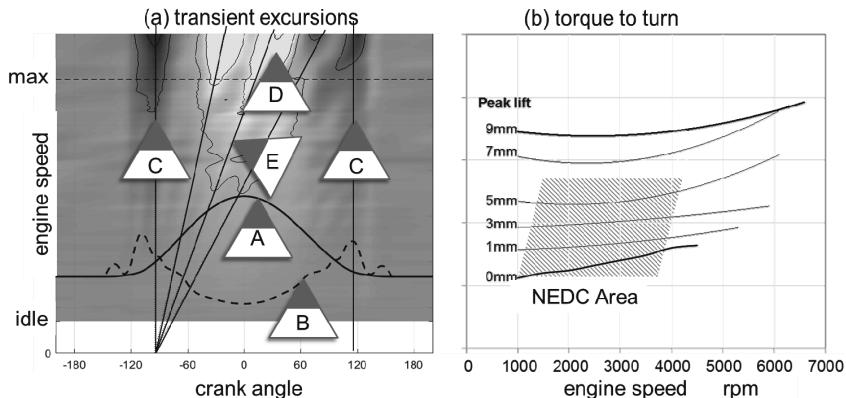


Fig. 10: Evaluation of Speed Sweep and Torque to Turn

Reducing these dynamic excursions was a central development task. Along with the sound valve train arrangement and the robust cover design, structurally rigid components and contacts as well as the lift curves developed in the frequency plane result in very low deformations below 0,15 mm. This favourable behaviour is also proved by seating velocities under 0,8 m/s. Moreover, at partial load and low speeds, a superior NVH is recognized.

The torque to turn the camshaft is revealed with Fig.10(b). At maximum lift, the friction is somewhat higher compared to a standard RFF type valve train, as more parts are engaged. But reducing the peak lift even a torque advantage is obtained, caused by the lower spring and inertia forces introduced into the system. Thus, in the main operating areas of the engine map, a friction gain adds up to the gas exchange advantages.

Initial dyno results suggest the high fuel saving potential of the engine concept. As a lot of parameters have to be tuned in each mapping point for best brake efficiency (e.g. spark and injection timing, valve timings and lifts on intake and exhaust side, boost mode, single/dual valve mode) a huge DOE program was performed. Fig. 11 shows the intake peak lift (controlled by the VVA) for single and dual valve opening as recommended by the DOE response surface.

Obviously a wide area of the VVA authority is used, demonstrating that the continuous adjustment is highly valuable. As expected, the single mode requires higher lifts, and starts to

choke the engine towards higher mass flows. From this, a smoothed strategy for differential lift will be derived in the next step

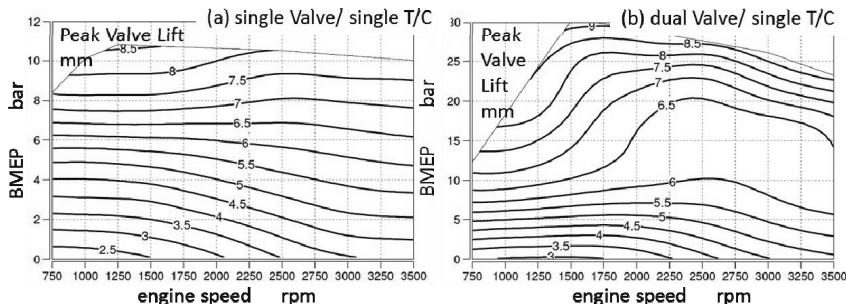


Fig. 11: Peak Lift Settings for best Efficiency in single and parallel Lift Mode

6. Conclusions

It is demonstrated, that an integration of the VVA system UpValve even into a small, down-sized I3 engine on both intake and exhaust side is feasible. Rig tests confirm a high speed capability of the variable valve trains, combined with low friction losses and favourable response. Moreover, for low lifts a superior NVH behaviour is observed.

It is widely accepted, that a VVA application on the intake is reasonable. This study shows, that an additional exhaust side VVA allows for a robust and responsive control of a twin charger system without additional flaps. In a subsequent step, the function of waste gates might be partly covered by the VVA system.

Transition to CNG fuel reduces the CO₂ emissions significantly due to the lower carbon content and high calorific value. A dedicated CNG engine fully utilizes the high knock resistance of the fuel and allows, together with a sophisticated gas exchange and injection system, for massive downsizing. Thus further CNG benefits can be gained. In total, compared to today's best in class, bivalent CNG derivatives, further 20% CO₂ reduction are expected.

References

- [1] Breuer, M.; Grimm, K.; Moormann, S.; Schmitt, S.:
Weiterentwicklung des vollvariablen Ventiltriebs UniValve
6. VDI- Fachtagung *Ventiltrieb und Zylinderkopf*, Würzburg 2015
- [2] <http://www.gason.eu/>
- [3] Breuer, M.; Schmitt, S.; Wübbeke, K.:
VCR and VVA: Substitute or Synergy ?
1. FEV Conference *Variable Compression Ratio*, Garmisch- Partenkirchen 2017
- [4] Möhring, L.; Andersen, J.:
Erdgasmobilität- skalierbarer und bezahlbarer Umwelt- und Klimaschutz jetzt
38th International Vienna Motor Symposium, Vienna 2017
- [5] Kramer, U. et. al.:
Extreme Downsizing of CNG Engines- Opportunities and Challenges
Int. Conference *Advanced Fuels for Sustainable Mobility*, Nürburgring 2014
- [6] Kramer, U. et. al.:
Methane Number Effect on the Efficiency of a Downsized, Dedicated, High Performance Compressed Natural Gas (CNG) Direct Injection Engine
SAE 2017-01-0776, SAE International 2017
- [7] <http://ec.europa.eu/programmes/horizon2020/en/>
- [8] Breuer, M.; Grimm, K.; Schmitt, S., Hunkel, D.:
Development of a fully variable Valve Train to Production Readiness
MTZ worldwide 78(2017)2, 2017

Acknowledgments

This work was performed as part of a research project GASON assigned by the European Commission within the Horizon 2020 framework, supervised by Massimo Ferrera (CRF).

Publication of this paper by courtesy of Ford, Continental, Delphi, FEV and Schaeffler.

Appendix

Eq. 1: CO₂ emission per km. The released CO₂ mass m_{CO2} per driving distance x is

$$\frac{dm_{CO2}}{dx} = \left(\frac{dm_{CO2}}{dt} \right) \left(\frac{dt}{dx} \right) = \frac{\dot{m}_{CO2}}{v}$$

if v is the vehicle speed. The CO₂ mass flow itself can be expressed as

$$\dot{m}_{CO2} = \underbrace{\left(\frac{\dot{m}_{CO2}}{\dot{m}_{C,F}} \right)}_{\xi_{C,F}} \underbrace{\left(\frac{\dot{m}_{C,F}}{\dot{m}_F} \right)}_{1/\eta_e} \underbrace{\left(\frac{\dot{m}_F H_u}{P_e} \right)}_{=1^*} \underbrace{\left(\frac{P_e}{H_u} \right)}_{=44/12} = \underbrace{\left(\frac{\dot{n}_{CO2}}{\dot{n}_{C,F}} \right)}_{=1^*} \underbrace{\left(\frac{M_{CO2}}{M_C} \right)}_{=44/12} \xi_{C,F} \left(\frac{1}{\eta_e} \right) \left(\frac{P_e}{H_u} \right)$$

where

| | | | |
|-----------------|-------------------------------|-----------------|----------------------------------|
| \dot{m}_{CO2} | CO ₂ mass flow | \dot{n}_{CO2} | CO ₂ mole flow |
| $\dot{m}_{C,F}$ | carbon mass flow with fuel | $\dot{n}_{C,F}$ | carbon mole flow with fuel |
| \dot{m}_F | fuel flow | M_{CO2} | mass of CO ₂ molecule |
| P_e | engine brake power | M_C | mass of C atom |
| η_e | brake thermal efficiency | $\xi_{C,F}$ | carbon mass fraction of fuel |
| H_u | lower calorific value of fuel | 1^* | for complete combustion |

Thus, the CO₂ rate per km is

$$\frac{dm_{CO2}}{dx} = \left(\frac{44}{12} \right) \left(\frac{\xi_{C,F}}{H_u} \right) \left(\frac{1}{\eta_e} \right) \left(\frac{P_e}{v} \right) = \left(\frac{44}{12} \right) \left(\frac{\xi_{C,F}}{H_u} \right) \left(\frac{1}{\eta_e} \right) m [gf_R + a] + \frac{\rho_{Air}}{2} c_d A v^2$$

where

| | | | |
|-----|----------------------|--------------|-----------------------------------|
| m | vehicle mass | f_R | coefficient of rolling resistance |
| a | vehicle acceleration | c_d | coefficient of aerodynamic drag |
| A | vehicle frontal area | ρ_{Air} | density of air |

Eq. 2: engine brake power. By plain introduction of sensible ratios the effective output can be written as

$$P_e = \left(\frac{P_e}{\dot{m}_F H_u} \right) H_u \left(\frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_{A,st}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{A,st}}{\dot{m}_A} \right) \left(\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_A + \dot{m}_F} \right) \left(\frac{\dot{m}_A + \dot{m}_F}{\rho_{A[F]} V_H \dot{n}} \right) \left(\frac{p_{in}}{R_{A[F]} T_{in}} \right) V_H \dot{n}$$

where

| | | | |
|------------------|-----------------------------|------------|--|
| L_{st} | stoichiometric AFR | $R_{A[F]}$ | gas constant of air [air/ fuel mixture] |
| λ_v | relative AFR (>1 : lean) | p_{in} | pressure upstream intake valves |
| λ_A | volumetric efficiency | T_{in} | temperature upstream intake valves |
| \dot{m}_A | air mass flow | V_H | engine displacement |
| $\dot{m}_{A,st}$ | stoichiometric air flow | i | power strokes per engine rev. ($=0,5$) |
| | | n | engine speed |

The terms in [brackets] only apply, if the fuel is injected into the ports (PFI), and a homogeneous, gaseous mixture is trapped. The actual gas constant upstream the intake valves is

$$R_{A[F]} = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_A + \dot{m}_F} R_A + \left[\frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_A + \dot{m}_F} R_F \right] = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_A + \dot{m}_F} R_A \left(1 + \left[\frac{1}{\lambda_v L_{st}} \frac{M_A}{M_F} \right] \right)$$

where M_A, M_F are the weights of air and (gaseous) fuel molecules. Thus, the engine output is

$$P_e = \underbrace{\left(\frac{H_u}{L_{st}} \right)}_a \underbrace{\left(1 + \left[\frac{1}{\lambda_v L_{st}} \frac{M_A}{M_F} \right] \right)^{-1}}_b \underbrace{\left(\frac{p_{in}}{R_A T_{in}} \right)}_c \underbrace{\left(\frac{\eta_e \lambda_A}{\lambda_v} \right)}_d (V_H \dot{n}) = BMEP(V_H \dot{n})$$

and is determined by fuel properties (a), the mixture composition in the intake system (b), a boost factor (c), specific (d) and external (e) engine parameters.

Abbreviations

| | | | |
|------|----------------------------------|--------|--------------------------------------|
| BMEP | brake mean effective pressure | I3/ I4 | inline 3/ inline 4 (cylinder engine) |
| BSFC | brake specific fuel consumption | ICE | internal combustion engine |
| CAC | charge air cooler | NVH | noise, vibration, harshness |
| CR | compression ratio | PFI | port fuel injection |
| DI | direct injection | RFF | roller finger follower |
| DOE | design of experiments | RON | research octane number |
| D/V | dump valve (@ T/C) | SOV | shut off valve |
| ECU | engine control unit | T/B | throttle body |
| EGR | exhaust gas recirculation | T/C | turbo charger |
| EVC | exhaust valve closing (time) | ti | twin independent |
| VCT | variable cam timing (phaser) | VCR | variable compression ratio |
| EVO | exhaust valve opening (time) | VCU | valve control unit |
| FMEP | friction mean effective pressure | VVA | variable valve actuation |
| HLA | hydraulic lash adjuster | W/G | (T/C) waste gate |

Ventiltriebtechnologien für die Herausforderung Motorrad

Besonderheiten im Vergleich zu Automobilmotoren

Dipl.-Ing. (BA) **Claudia Zielinski**, Dipl.-Ing. (Univ.) **Christian Ebenhöh**,
Harald Elendt, M. Eng. **Andreas Grötsch**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Kurzfassung

Die konzeptionelle Auslegung von Ventiltrieben in modernen Zweirädern unterliegt einer Vielzahl unterschiedlicher Anforderungen und technologischen Treibern, welche sich im Wesentlichen von den – im Vergleich zu PKW und NFZ – speziellen Einsatzbedingungen, einer ausgeprägten Marktsegmentierung mit spezifischen Kundenbedürfnissen sowie der (Emissions-)Gesetzgebung ableiten lassen. Allen Motorradanwendungen gemein sind die technisch herausfordernden Umgebungsbedingungen, wie ein hohes Drehzahlniveau, die vergleichsweise geringe Verfügbarkeit an Öldruck und Qualität der Ölversorgung, den Forderungen nach geringem Bauraum und Gewicht sowie die hohe thermische Belastung.

Weiter hat der Ladungswechsel im Verbrennungsmotor - und damit auch die Gestaltung der Ein- und Auslasssteuerung – einen maßgeblichen Einfluss auf das Emissionsverhalten und die Leistungscharakteristik des Fahrzeugs. Dabei stehen die Anforderungen an Leistung, Fahrbarkeit, Verbrauch / CO₂-Ausstoß sowie Rohemissionen teils im Konflikt zueinander und haben, je nach Marktsegment und -region, einen unterschiedlichen Fokus. Entsprechend vielfältig sind die eingesetzten technischen Lösungen. Schließlich wird die schärfer werdende Emissionsgesetzgebung, z. B. Euro 5 / BS VI voraussichtl. ab 2020, die Einführung neuer Technologien (insbes. hinsichtlich Variabilität) und den vermehrten Einsatz von reibungsreduzierenden Bauteilen begünstigen sowie die Komplexität des Systems Ventiltrieb steigern. Unter Berücksichtigung der genannten Einflussfaktoren, soll dieser Beitrag auf den aktuellen Stand der Technik für Ventiltrieblösungen im Motorrad eingehen, dabei die Abgrenzung zu Anwendungen im Automobilbereich schaffen und einen Ausblick auf die zu erwartenden zukünftigen Entwicklungen geben.

Abstract

The conceptual design of valve trains in modern motorcycles is subject to a large number of different requirements and technological drivers which can be essentially derived from the

specific operating conditions, a distinctive market segmentation with specific customer requirements and the (emission) legislation (compared to passenger cars and commercial vehicles). Common to all motorcycle applications are the technically challenging environmental conditions, such as a high revolution speed level, the comparatively low availability of oil pressure and quality of the oil supply, the requirements for a small installation space and weight as well as the high thermal load. Furthermore, the change in the internal combustion engine - and thus the design of the intake and exhaust control - has a decisive influence on the emission behavior and the performance characteristics of the vehicle. The requirements for performance, drivability, consumption / CO₂ emissions as well as raw emissions are partly conflicting and have a different focus depending on the market segment and region. Therefore, the technical solutions used are correspondingly varied. Finally, the increasingly stringent emission legislation, for example Euro 5 / BS VI from 2020, will favor the introduction of new technologies (in particular with regard to variability) and the use of friction-reducing components as well as increase the complexity of the system. Taking into account the influencing factors mentioned, this contribution is intended to address the latest state of the art for valve train solutions in motorcycles, thereby creating a distinction from applications in the automotive sector and giving an outlook on the future developments to be expected.

1. Der globale Motorradmarkt

1.1 Marktsegmentierung und -anforderungen

Der Markt motorisierter Zweiräder mit Verbrennungsmotor umfasste 2015 weltweit ein Produktionsvolumen von etwa 51 Mio. Einheiten [1 bis 3]. Er unterliegt einer starken Segmentierung und lässt sich typischerweise nach Herstellerregion, Fahrzeuggattung und Hubraumklasse unterteilen (Bild 1). Eng damit verknüpft sind die Anforderungen an die Motorräder sowie deren hauptsächliche Nutzung.

Den größten Anteil mit über 90% der Produktion stellen Fahrzeuge bis etwa 150 ccm in den asiatischen Massenmärkten Indien, China und Südostasien, getrieben durch Rahmenbedingungen wie Urbanisierung, Bevölkerungswachstum (insbes. in Indien), teils schlechtem Angebot an öffentlichen Verkehrsmitteln und dem daraus resultierenden Bedarf an erschwinglicher, (inter-)urbaner Mobilität. Somit werden die Zweiräder dort in erster Linie als Fortbewegungsmittel mit starkem Fokus auf niedrige Gesamtkosten eingesetzt, wovon sich die Anforderungen an einen niedrigen Anschaffungspreis und Verbrauch sowie an hohe Robustheit und Zuverlässigkeit ableiten lassen.

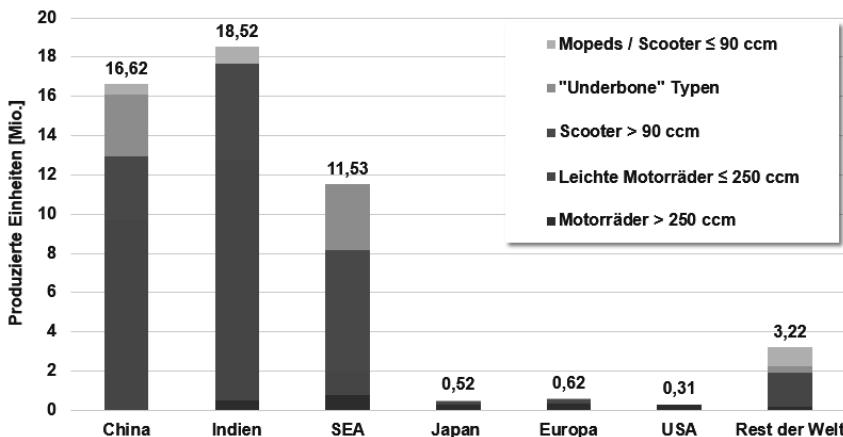


Bild 1: Globales Motorrad Produktionsvolumen (2015) [1 bis 3]

Dagegen steht der sog. Premiummarkt (mittel-)schwerer Maschinen ab etwa 400 ccm mit Produktion hauptsächlich in Europa, Nordamerika und Japan. Während besonders in Südeuropa überwiegend Roller aller Hubraumklassen ebenfalls gerne als Pendlerfahrzeuge eingesetzt werden, werden Motorräder in erster Linie für die Freizeit genutzt. Nach anhaltend schrumpfender Produktion seit der Jahrtausendwende, wird das Motorrad wieder als Lifestyle-Produkt entdeckt, was sich ist seit wenigen Jahren in steigenden Produktionszahlen widerspiegelt. Maßgebliche Anforderungen an dieses Segment sind Performance, Design, Komfort und Sicherheit.

Ein drittes, noch relatives kleines Segment mit starkem Wachstum, ist die Klasse von etwa 200 ccm bis 400 ccm. Diese kann als sog. „Premiumsegment des Massenmarkts“ angesehen werden und bedient eine wachsende Mittelschicht mit dem Anspruch an höherwertigen Produkten. Auch die etablierten Premiumhersteller versuchen in dieser Klasse neue Märkte insbes. in Asien zu erschließen oder Wiedereinsteiger zu locken und kooperieren hierzu häufig mit lokalen OEM (z. B. KTM mit Bajaj, BMW mit TVS).

Allen Segmenten gemein sind die technischen Trends, die sich aus der Gesetzgebung ergeben, z. B. durch EUROIV seit 2016 und Euro V / BSVI voraussichtlich ab 2020 [4 bis 8].

1.2 Bedeutung der Marktanforderungen für das Ventiltrieblayout

Heute findet man im Massenmarkt über alle Fahrzeuggattungen und Hubraumklassen bis etwa 250 ccm überwiegend 2-Ventil Einzylinder OHC Motoren mit Kipphebeln zur Ventil-

steuerung, da diese Bauart die Forderungen nach angemessener Einfachheit und Robustheit kombiniert mit niedrigen Kosten am ehesten erfüllt. Straßenzugelassene Motorräder mit Zweitakt-Motoren sind in den Klassen über 50 ccm aufgrund der Emissionsgesetzgebung und des vergleichsweise hohen Verbrauchs praktisch nicht mehr anzutreffen. Während die Kipphebel in der 50 ccm Klasse aus Kostengründen i. d. R. noch über einen Gleitabgriff zur Nockenwelle verfügen, sind sie zum Zweck der Reibungs- und Verbrauchsreduzierung bei größeren Hubräumen vermehrt mit Nockenrollen ausgestattet. Eine prozentuale Aufteilung der produzierten Einheiten nach eingesetztem Ventiltrieb zeigt Bild 2 (links).

Im reifen Premiummarkt sind die Motorbauformen je nach Fahrzeuggattung und zum Zweck der Differenzierung deutlich diverser. Entsprechend vielfältig fällt die Art des Ventiltriebs aus, welche im Wesentlichen ihrem Einsatzzweck folgt. So verfügen beispielsweise niedrigdrehende V-Motoren in der Cruiser-Gattung häufig noch über eine OHV Anordnung mit schwerer Schubstangensteuerung inkl. Rollenstößen und Kipphebeln. In Hochleistungsmotoren mit hohen Nenndrehzahlen werden neben Tassenstößen dagegen vermehrt Schwinghebel eingesetzt, um der Forderung nach geringen bewegten Massen, hoher Steifigkeit und somit hoher Drehzahlfestigkeit zu genügen. In Bild 2 (rechts) ist die prozentuale Verteilung der Ventiltriebarten über 250 ccm zusammengefasst. Zukünftig ist zu erwarten, dass die Forderung nach höherer Leistung (auch im Massenmarkt) in Kombination mit einer strenger werdenden Abgasgesetzgebung zu einer Erhöhung der Komplexität im Ventiltrieb führen wird. Während beispielsweise die Ventiltriebvariabilität im Motorrad heute noch eine untergeordnete Rolle spielt, ist ein Zukunftstrend in diese Richtung erkennbar, ebenso wie der Übergang von 2- zu 4-Ventilern im Massenmarkt.

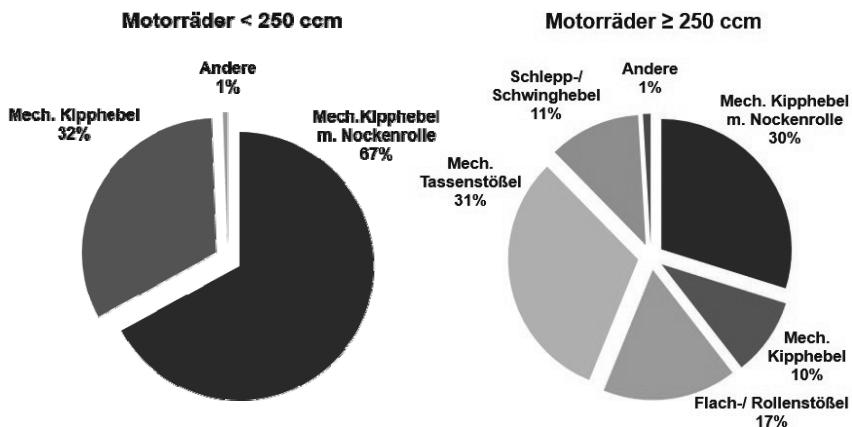


Bild 2: Art des Ventiltriebs nach Hubraumklassen 2015 (Anwendungen) [1], [3]

2. Besonderheiten in der Motorrad Produktentwicklung

2.1 Motivation der Motorrad OEM für Innovationen im Ventiltrieb

Während im Premiummarkt als Haupttreiber für Innovationen die schärfster werdende Gesetzgebung (Tabelle 1) in Kombination mit dem Kundenwunsch nach hoher spezifischer Leistung und besserer Fahrbarkeit anzuführen ist, spielt im mittleren Segment und Massenmarkt der Benzinverbrauch eine entscheidende Rolle.

Tabelle 1: Motorrad Gesetzgebung [4 bis 8]

| | 2014 | 2015 | 2016 | 2017 | 2018 | 2019 | 2020 |
|----------|--------------------|-------|------|-------|----------------|------|-------|
| EUR | EU 3 | | EU 4 | | | | EU 5 |
| IN | BS III | BS IV | | BS IV | | | BS VI |
| SEA - VN | EU 2 | | | EU 3 | | | |
| SEA - TH | Level 6 ~ EU 3 | | | | | | |
| SEA - ID | EU 3 | | | | | | |
| US | Class 3 | | | | | | |
| JP | EU 3 mit Variation | | | EU 4 | | | |
| BR | EU 4 | | | | | | |
| CN | Stage III ~ EU 3 | | | | Stage IV ~EU 4 | | |

2.2 Abgrenzung von der Automotive Produktentwicklung

In der Produktentwicklung muss zwischen global agierenden OEM und lokalen Motorradherstellern unterschieden werden. Ein weltweit aufgestelltes Unternehmen setzt vermehrt auf Plattformentwicklung mit Jahresvolumen von bis zu mehreren Millionen Einheiten. Diese global ausgerollten Plattformen, i. d. R. zentral an einem Standort entwickelt, haben eine Laufzeit von ca. 10 Jahren, wofür ein Entwicklungszeitraum von 3 bis 5 Jahren angesetzt wird. Kleinere Modellüberarbeitungen und -verbesserungen erfolgen dabei in einem Turnus von etwa 1,5 bis 2 Jahren. Entwicklungszyklen von lokalen Herstellern können typischerweise, auch abhängig von Marksegment, deutlich kürzer ausfallen.

Segmentabhängige Unterschiede zeigen sich auch in den Lastenheften. Während der Premiummarkt vergleichbar zu Automotiveanwendungen agiert, stehen im Massenmarkt vornehmlich Gleichteilverwendung und Zugriff auf bereits bestehende (und damit kostengünstige Serienprodukte) im Vordergrund. Trotzdem wird dort häufig eine Wartungsfreiheit in den ersten 5 Jahren gefordert, was einer Km-Leistung von etwa 50.000 Km entspricht.

Der Freigabeprozess der Serienentwicklung liegt i. d. R. in der Verantwortung des OEM, Freigabeversuche des Zulieferers sind nur selten oder in geringem Umfang erforderlich.

3. Kundenanforderungen in der Ventiltriebentwicklung und Entwicklungstrends

Motorradmotoren unterscheiden sich besonders in folgenden Punkten von Motoren aus dem PKW-Bereich, wobei die Hubraumklasse / Fahrzeuggattung wiederum einen maßgeblichen Einfluss hat:

- Bauraum des Motors und damit Bauraum für die Ventiltriebkomponenten
- Motordrehzahl
- Lebensdauererwartung an den Motorradmotor (beziehungsweise Laufleistung)
- Qualität der Ölversorgung

In diesem Kapitel soll auf einige Punkte eingegangen werden, die sich daraus für die Ventiltriebkomponenten ergeben.

3.1 Anforderungen an die Ventiltriebkomponenten für den Servicefall

Schon während der Entwicklung des Ventiltriebs wird bei den Motorradherstellern ein Augenmerk auf die Anforderungen aus der Fahrzeugwartung gelegt.

Für Motorräder im Massenmarkt ist ein wichtiger Wunsch des Nutzers, im Servicefall keine bzw. nur geringe Werkstattkosten zu haben. Beispielsweise fordern einige indische OEM in den ersten fünf Jahren keine planmäßige Wartung. So sollen die Ventiltriebe für die OHC Motoren mit mechanischen Kipphebeln eine Ventilspieleinstellung mittels Einstellschraube und Kontermutter aufweisen. So kann der Nutzer mit einfachen Mitteln (und ohne Werkstattbesuch) das Ventilspiel prüfen und korrigieren. Aus technischer Sicht wäre dagegen eine Verringerung der bewegten Massen möglich, wenn am Kipphebel eine Ventilkontaktgleitfläche angebracht und mit Einstellplättchen im Ventilfederteller der Ventilspielausgleich realisiert würde, was jedoch für den Nutzer mit zusätzlichen Kosten verbunden wäre.

Wenn es Bauraum und Motordrehzahlen erlauben, werden im Premiummarkt auch Komponenten mit hydraulischem Ventilspielausgleich eingesetzt, die neben dem technischen Vorteil konstanter Steuerzeiten über Lebensdauer keinen Serviceaufwand erfordern. Die höheren Teilekosten für hydraulische Ventiltriebkomponenten werden i. d. R. vom Hersteller akzeptiert, da diese wiederum vom Nutzer getragen werden, der den Mehrwert dieser Funktion anerkennt. Ventiltriebe mit hydraulischem Ventilspielausgleich findet man z. B. in einer Vielzahl von Motoren von Harley Davidson, Victory und einzelnen älteren Honda Motoren [3].

3.2 Reibungsreduzierung im Ventiltrieb

Analog zur Emissionsgesetzgebung im Automobilbereich, werden die Grenzen auch für Motorräder strikter und führen zu nötigen Weiterentwicklungen u. a. der Ventiltriebkomponenten. Generell ist eine Verschärfung weltweit zu beobachten, jedoch mit nationalen Unterschieden in den Grenzwerten und Einführungsterminen.

Zur Einhaltung dieser Grenzwerte wird die Ventiltriebarchitektur modernisiert, werden viele Bauteile hinsichtlich Reibung optimiert und variable Ventiltriebsysteme eingeführt.

3.2.1 Reduzierung der bewegten Massen

Über alle Ventiltriebkomponenten hinweg ist es erstrebenswert, die Reibung zu reduzieren, um dadurch den Wirkungsgrad zu erhöhen.

Eine Reduzierung der bewegten Massen - mit der eine Reduzierung der Massenkräfte einhergeht - ist eine wichtige Maßnahme, die wiederum eine Reduzierung der Ventilfederkräfte ermöglicht. Beides zusammen verringert die Reibung im Ventiltrieb und erhöht damit den Wirkungsgrad.

Im Bereich der Tassenstößel liegt hierbei das Augenmerk auf ein möglichst dünnes und kurzes Hemd, um ein geringes Gewicht zu erreichen. Minimale Wandstärken hinunter bis zu 0,6 mm stellen eine Herausforderung an die Lieferanten dar. Im Vergleich zu üblichen Wandstärken von ca. 1,0 mm im Automobilbereich, ist dies ein signifikanter Unterschied. Die Bodenstärke des Tassenstößels kann i. d. R. nicht weiter reduziert werden, da hierdurch die Dauerfestigkeit der Tasse aufgrund der dort angreifenden Nockenkontaktkraft beeinträchtigt werden kann. Tendenziell sind die Baugrößen im Vergleich zu einem PKW-Motor kleiner, übliche Außendurchmesser der Tassenstößel liegen in einem Bereich von 22 mm bis 28 mm und fallen damit rund 5 mm kleiner aus. Die Hemdhöhen der Tassen sind entsprechend kürzer und erreichen dabei teilweise nur 70 % des Durchmessers.

Durch die kürzere Hemdlänge ist auch die Führungslänge des Tassenstößels in der Zylinderkopfbohrung geringer, wodurch die Gefahr eines Verkippens und letztendlich Verklemmens der Tasse in der Bohrung besteht. Um diesem Risiko zu begegnen, werden häufig Stößel mit ballig geschliffenen Hemden verwendet. Die mehrere Mikrometer große Balligkeit soll ein Verkanten der Tassen am oberen und unteren Ende verhindern (Bild 3). Dieses Merkmal erfordert eine angepasste Schleifbearbeitung.

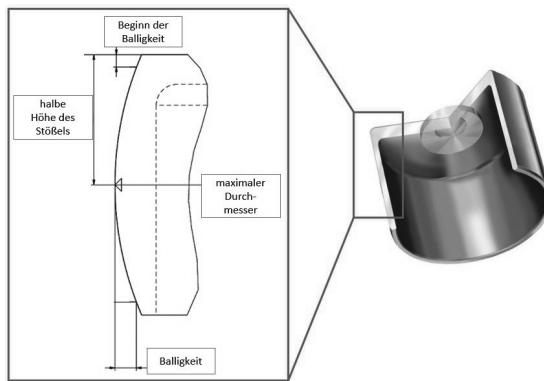


Bild 3: Tassenstößel mit balligem Hemd

Gewichtsreduzierungsmaßnahmen werden auch bei anderen Ventiltriebkomponenten umgesetzt. Bei mechanischen Kipphebeln im Massenmarkt werden für die Nockenrollen meist Bolzen verwendet, die eine mittige durchgängige Bohrung aufweisen (Bild 5), welche ausschließlich der Gewichtsreduzierung dient. Durch die Bohrung wird die Montage nicht behindert und kann konventionell über eine Ringverstemming erfolgen.

Der Einfluss der unterschiedlichen Bolzentypen auf die ventilseitige Steifigkeit des Kipphebels beträgt bei einem gewöhnlichen Kipphebel ca. 4%. Dieser Steifigkeitsnachteil, wie auch der leicht höhere Preis eines hohlen, komplexeren Bolzens, werden zugunsten des geringeren Gewichts von den OEM in Kauf genommen, weshalb sich letzterer fast durchgängig in Motorrädern im Massenmarkt durchgesetzt hat.

Weitere Maßnahmen zur Gewichtsreduzierung bei mechanischen Kipphebeln sind:

- Verkleinerung des Durchmessers von Nockenrolle und Bolzen
- Steigerung der Verschleißfestigkeit von Bauteilen anstelle der Bauteilvergrößerung (z. B. Karbonitrieren von Nockenrolle und Bolzen)

Für Motorräder im Premiummarkt werden bisher überwiegend mechanische Tassenstößel verwendet. Diese sollen - wie beschrieben - durch konstruktive Maßnahmen möglichst leicht ausgeführt werden.

Ein weiterer Entwicklungstrend ist in Richtung mechanischer Schwinghebel erkennbar (Bild 4), da diese Hebelform geringe ventilseitige Massen aufweist und somit hohe Motordrehzah-

len sowie aggressive Ventilhubkonturen realisiert werden können. Dabei tragen die niedrigen Massenkräfte indirekt über geringere erforderliche Ventilfederkräfte zur Reibungsreduzierung bei.

Für einen mechanischen Tassenstößel mit üblichen Abmessungen, muss ein Gewicht von 15 g – 20 g angesetzt werden. Ein Schwinghebel kann dagegen mit nur 10 g deutlich leichter ausgeführt werden. Bezieht man nun dessen Massenträgheit um die Kippehebelachse auf einen Massenpunkt am Ventilkontakt, ergeben sich nur 3 g bis 5 g ventilseitig bezogene Massen.



Bild 4: Schwinghebel mit Einstellscheibe



Bild 5: mech. Kipphebel mit Nockenrolle und hohlem Bolzen

Neuentwicklungen von mechanischen Kipphebeln umfassen vielfach die Integration einer Wälzlagerung des Hebels auf der Kippebelachse. Aktuell wird überwiegend ein Gleitkontakt Stahl/Stahl verwendet. Durch das in die Hauptbohrung des Kipphebels eingepresste Hülsennadel Lager wird die Reibung durch den Wälzkontakt reduziert.

Bild 6 zeigt eine Vergleichsmessung (durchgeführt von Schaeffler an einem geschleppten Zylinderkopf), bei der - abhängig von der Öltemperatur - eine Reduzierung des Reibmoments von beispielsweise 0,2 Nm bei 1400 U/min und 100 °C erzielt wird. Durch die Wälzlagerung wird das Gewicht des Kipphebels nicht beeinflusst, da die Bohrung im Hebel vergrößert wird und die Kippebelachse unverändert bleibt.

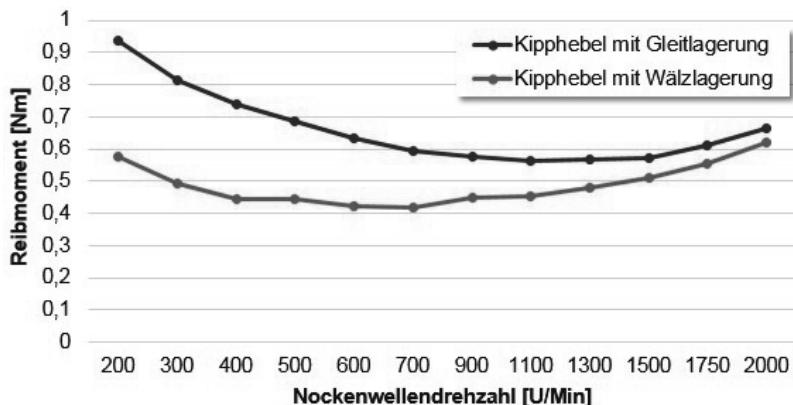


Bild 6: Reibmomentvergleich von Kipphebeln mit und ohne Wälzlagierung

3.2.2 DLC Beschichtungen von Gleitkontaktflächen

Für Motorradmotoren werden Tassenstößel mit spezieller Wärmebehandlung, wie einer Nitrokarburierung, eingesetzt, um die nötige Verschleißfestigkeit zu erreichen. Dem gleichen Zweck dienen DLC Beschichtungen. Ähnliches gilt für die mechanischen Schwinghebel und deren Gleitflächen. Ein Potenzial zur Reibungsreduzierung in einer laufenden Serienanwendung von ungefähr 30% konnte von Schaeffler beispielsweise für einen 6-Zylinder Motorradmotor nachgewiesen werden, indem u. a. Triondur CX+ beschichtete Tassenstößel anstelle der Serienbauteile eingesetzt wurden (Bild 7).

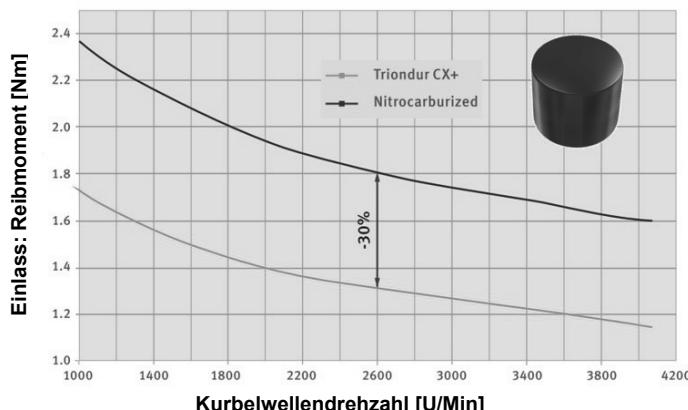


Bild 7: Reibmomentvergleich von Tassenstößeln mit und ohne DLC Beschichtung

4. Ausblick

4.1 Mechanische Ventiltriebsysteme

Während im oberen Marktsegment die Vierventiltechnik basierend auf Tassenstößeln oder achsgelagerten Schlepphebeln (mit mechanischem Ventilspielausgleich) bereits Stand der Technik ist, wird diese Technologie aktuell in das mittlere Marktsegment transferiert. Dabei wird sowohl die Umstellung von SOHC auf DOHC Layout genutzt, als auch Gabelkipphobel eingesetzt. Es ist ein deutlicher Trend im Hinblick auf den Einsatz von endachsgelagerten Kipphobeln (Schwinghebeln) zu erkennen.

4.2 Variable Ventiltriebsysteme

Neben den bereits genannten Entwicklungstendenzen, können variable Ventilsteuerungen den Zielkonflikt in der Auslegung eines Motorradmotors hinsichtlich hoher spezifischer Literleistung, Fahrbarkeit und Abgasgrenzwerte entscheidend abmildern. Die Gestaltung einer üblichen Ventilsteuerung mit festen Steuerzeiten und Ventilhüben ist immer ein Kompromiss aus hoher Motorleistung, Drehmomentverlauf und Abgasverhalten des Verbrennungsmotors. Im Gegensatz zu Automotive, wird im Zweiradbereich überwiegend auf mechanischen Ventilspielausgleich gesetzt. Für variable Systeme begründen sich darin die

- geforderten max. Schaltdrehzahlen deutlich oberhalb gängiger Automotive Größen
- bevorzugt elektromechanisch angesteuerten Systeme mit Vorzug gegenüber einer hydraulisch aktuierten Ansteuerung
- ventileitig bewegten Massen als entscheidende Größe, insbes. im Premiummarkt
- Anforderungen an die Wartungsfreiheit des Systems
- Anforderungen an den Bauraum (Beeinflussung der Motoraußenabmaße)
- akzeptablen System on-top Kosten

Der Einsatz einer variablen Ventilsteuerung bietet eine Reihe von Vorteilen. Für eine bestimmte Fahrzeugklasse wird der Hubraum in der Entwicklung des Motorradmotors i. d. R vordefiniert. Unter dieser Randbedingung versuchen die Motorenentwickler, das maximal mögliche Performance Paket für den Kunden zu finden. Das bedeutet, eine möglichst hohe Motorleistung / Fahrdynamik mit einem geringen Verbrauch zu kombinieren.

So ist z. B. Honda seit 2002 mit einem variablen Ventiltrieb am Markt. Unter der Bezeichnung VTEC wird in dem Modell VFR 800 eine Ventilabschaltung, bei der im unteren und mittleren Drehzahlbereich zwei der vier Ventile geschlossen sind, verbaut. Somit verhält sich der Motor in diesen Betriebspunkten wie ein 2-Ventil Motor, und bei höheren Motordrehzahlen ist

die Füllung durch die zwei zusätzlich öffnenden Ventile für eine hohe Nennleistung verantwortlich. Ein hydraulisch betätigter schaltbarer Tassenstößel ermöglicht die Ab- und Zuschaltung der Ein- und Auslassventile.

Einen anderen Weg geht Kawasaki bei der GTR 1400. Ab 2010 verbaut Kawasaki einen hydraulischen Einlassnockenwellenversteller. Mit dieser Konstruktion wird der Öffnungszeitpunkt des Einlassventils verändert. Somit kann die Ventilüberschneidung, je nach Betriebspunkt, auf gering im unteren Drehzahlbereich oder auf hoch im oberen Drehzahlbereich, dynamisch verstellt werden.

Mit dieser Art der variablen Ventilsteuerung war Kawasaki bis 2015 einzigartig. Danach kam auch bei Ducati in der Multistrada 1200 ein hydraulisches Phasenverstellsystem zum Einsatz. Bei Ducati werden aber an Ein- und Auslassnockenwellen hydraulische Phasensteller verbaut. Somit kann man die Ventilüberschneidung in einem noch größeren Bereich beeinflussen. Die Phasenlage kann im Bereich von 0 bis 50 Grad dynamisch variieren. Laut Ducati steigt das Drehmoment um 10 Nm, der Verbrauch sinkt zusätzlich um 8% bei gleicher Spitzenleistung.

2014 entwickelte Yamaha die „Blue Core Engine“ für den asiatischen Massenmarkt. Diese Neuentwicklung beinhaltet einen variablen Ventiltrieb mit einer Ventilhubumschaltung. Bei diesem System werden die Ventilüberschneidungen nicht durch eine variable Phasenlage der Nockenwellen, sondern über zwei unterschiedliche Ventilerhebungen an der Einlassseite beeinflusst. Das bedeutet eine schmale Ventilerhebung ohne Ventilüberschneidung für den Drehzahlbereich bis 6000 U/min und eine breite Ventilerhebung mit großer Überschneidung bis zur maximalen Motordrehzahl.

Aus den diversen Entwicklungen wird ersichtlich, dass die variable Ventilsteuerung ein wichtiger Baustein für die Weiterentwicklung der Motorradmotoren ist. Aufgrund der genannten steigenden Anforderungen aus der Gesetzgebung und der Kunden, ist der vermehrte Einsatz von variablen Ventiltrieben im Motorradbereich zu erwarten. Im Vergleich dazu ist diese Variabilität im PKW-Bereich schon seit Jahren Stand der Technik. Dort ist die Firma Schaeffler mit ihren innovativen Produkten, wie hydraulischen / elektrischen Nockenwellenverstellern, schaltbaren Ventiltriebelementen (wie Tassenstößeln, Rollenstößeln, Abstützelementen, Schlepphebeln) und dem elektrohydraulischen Ventiltriebsystem UniAir als Serienlieferant bereits weltweit aktiv.



Bild 8: UniAir System



Bild 9: Elektr. Nockenwellenversteller



Bild 10: Schaltbarer Tassenstößel



Bild 11: Schaltbarer Schlepphebel



Bild 12: Hydraulischer Nockenwellenversteller



Bild 13: Schaltbarer Rollenstößel

Literatur / Quellenverzeichnis:

- [1] Power Systems Research (PSR), 2017
- [2] lokale Motorrad- / Zweiradverbände: JAMA, Abraciclo, IVM, ACEM, SIAM, ASEAN Au-tofed, CAAM, 2017
- [3] Schaeffler Recherche
- [4] Amtsblatt der Europäischen Union, EU/168/2013
- [5] Delphi Worldwide Emission Standards 2016 | 2017,
<http://delphi.com/docs/default-source/worldwide-emissions-standards/delphi-worldwide-emissions-standards-passenger-cars-light-duty-2016-7.pdf>, 2017
- [6] Federal Register Vol. 69, No. 1040, CFR, 2004
- [7] Ministry of Road Transport & Highways, <http://morth.nic.in>, 2016
- [8] Thailand Automotive Institute, <http://www.thaiauto.or.th>, 2013

Entwicklung und Validierung einer verschleißfesten Ni-B₄C Ventilschaftbeschichtung für hochbelastete Verbrennungsmotoren

Dipl.-Ing. Alexander Müller, Dipl.-Ing. Alexander Puck,
Adrian Wagner, MAHLE GmbH, Stuttgart

Kurzfassung

Die Bedeutung einer möglichst niedrigen Schadstoffbelastung während des Fahrzeugbetriebs nimmt stetig zu und ist längst zu einem entscheidenden Verkaufsargument geworden. Zusätzlich rückt aber auch die produktionsbedingte Umweltbelastung weiter in den Vordergrund. Im Zuge dieser Entwicklung sieht sich die Zuliefererindustrie seit einiger Zeit mit einem drohenden Verbot von 6-wertigem Chrom als Produktionsmittel konfrontiert, was den weiteren Einsatz als verschleißfeste Ventilschaftbeschichtung ausschließt und somit die Suche nach alternativen Beschichtungen enorm beschleunigt.

In Anbetracht dieser Neuerung gilt es aktuelle und zukünftige Trends in der Motorenentwicklung zu berücksichtigen. Dazu zählen durch Downsizing und Aufladung gestiegene thermische Beanspruchungen der Auslassventile, sowie Veränderungen der Schmierungsverhältnisse.

Um die Verschleißfestigkeit, im tribologisch hochbelasteten Schaftbereich, zu gewährleisten soll eine Ni-B₄C Composite-Beschichtung appliziert werden, in der eine weiche Grundmatrix aus Nickel extrem harte Karbidpartikel aufnimmt und bindet.

Abstract

The importance of the lowest possible pollutant load during the vehicle operation is increasing and has become a decisive sales point. However, production-related environmental pollution is also becoming more and more important. Due to this fact, the supplier industry has been confronted with a restriction for chromium over years, which prevents its further use as an extremely wear-resistant valve coating and increase the need for an alternative coating.

In view of this new coating, current and future trends in engine development have to be considered. This includes increasing thermal loads on the exhaust valves caused by downsizing and charging, as well as changes in the lubrication conditions.

In order to ensure the wear resistance, in the tribological high-loaded valve stem area, a Ni+B4C composite coating is applied. It is a soft base matrix of nickel with embedded hard boron carbide particles.

1. Einleitung

Die Automobilindustrie sieht sich bei dem Betrieb eines Fahrzeugs, als auch bei dessen Herstellung, mit immer strengerem ökologischen Regulierungen konfrontiert.

Im Zuge dieser Entwicklung wurde 6-wertiges Chrom in die europäischen Chemikalienverordnung REACh (Registration, Evaluation, Authorisation and Restriction of Chemicals) aufgenommen. Daraus resultiert die Empfehlung durch die ECHA (European chemicals agency) die Verwendung ab voraussichtlich 2024 gänzlich zu verbieten. Dies hat weitreichende Auswirkungen auf das gesamte produzierende Gewerbe, da so die Herstellung von Hartchromschichten mit dem heutigen Stand der Technik nur noch in begründeten Ausnahmefällen erlaubt ist. Speziell für die Fahrzeugindustrie stellt das eine enorme Herausforderung dar, da hier Chromschichten neben optischen Gesichtspunkten vor allem als verschleißfeste Funktionsschichten in hochbelasteten Bereichen zum Einsatz kommen. Die hohe Härte des Chroms von bis zu 1050HV und damit seine Widerstandsfähigkeit haben es bis dato für bestimmte Anwendungen unverzichtbar gemacht. Jedoch zeigt sich durch die steigenden mechanischen und thermischen Belastungen in Verbrennungsmotoren dass Chrom als Ventilschaftbeschichtung durch einen sukzessiven Härteabfall bei höheren Temperaturen auch an seine Leistungsgrenzen stößt.

Ferner sehen zukünftige Verbrennungsstrategien den Betrieb um Lambda 1 im Großteil des Kennfelds vor, was zu noch höheren Abgastemperaturen führt.

Es soll aufgezeigt werden, ob die bestehende Hartchrom-Ventilschaftbeschichtung adäquat durch eine Nickelborcarbid (Ni-B₄C) Composite-Beschichtung ersetzt werden kann, die ein mindestens vergleichbares Leistungsvermögen aufweist.

Dies gilt einerseits für die Applikation der Schicht auf dem Ventilschaft im Hinblick auf mechanische Eigenschaften wie Schichthaftung, Härte und Verschleißwiderstand. Andererseits existieren aber auch produktionstechnische Faktoren wie zum Beispiel das erreichbare Niveau der Taktzeiten. Ferner muss bei einer tribologischen Optimierung immer das gesamte System betrachtet werden. Ausgehend von der Schichtkomposition am Schaft ist die Auswahl eines passenden Ventilführungsmaterials als Reibungspartner notwendig.

Um die Eignung des modifizierten tribologischen Systems für einen Feldeinsatz festzustellen, werden tribologische Grundlagenversuche, sowie zwei befeuerten Dauerläufe durchgeführt.

Als mögliche Alternative zum Verchromen sollte auch das Nitrieren genannt werden. Hier besteht jedoch der Nachteil, dass die Eigenschaften des Ventils teilweise negativ beeinflusst werden (z.B. Reduzierung der Korrosionsresistenz des Ventilwerkstoffs, abrasiv wirkende Rauheitsspitzen machen erhöhte Finishing-Anforderungen notwendig, größere geom. Toleranzen notwendig, usw.). Des Weiteren ist die Nitrierschicht auf der heißen Auslassseite nicht ausreichend thermisch stabil.

2. Nickelborcarbid (Ni+B₄C)

Beschreibung Schichtsystem

Nickelborcarbid gehört zur Gruppe der Metal-Matrix-Composites. Es besteht aus einer metallischen Nickel-Matrix und sphärischen Borcarbid-Partikeln, die darin eingeschlossen sind. Das Prinzip in Bezug auf verschleißfeste Anwendungen besteht darin, dass die zähe Nickelschicht das Ausbrechen von B₄C-Partikeln bei Belastungen verhindert. Sind diese dann freigelegt, können sie aufgrund ihrer hohen Härte das Eindringen von Gegenkörpern verhindern. Die gezielte Kombination der beiden Materialien führt zu quasiisotropen Eigenschaften, wie einem sehr hohen Verschleißwiderstand, der von den Basiselementen nicht erreicht werden kann.

Nickel in seiner elementaren Form ist ein silberweises Metall mit ferromagnetischen Eigenschaften, das hart und duktil zugleich ist. Ferner lässt es sich ausgezeichnet schleifen und polieren. Dies stellt gerade in der Ventilproduktion einen wichtigen Faktor dar. Was den Widerstand gegen korrosive Medien, wie beispielweise bestimmte Öladditive angeht, bietet Nickel einen ähnlich hohen Schutz wie die bekannte Chrombeschichtung. Die Ölbenetzbarkeit dagegen ist bei Nickel aufgrund der höheren Oberflächenspannung deutlich stärker ausgeprägt [1].

Borcarbid ist eine synthetisch hergestellte nicht-oxid Keramik, die aufgrund ihrer hohen Mohshärte von ca. 9,3 auch als „Black-Diamond“ bezeichnet wird. Zudem besitzt es eine extrem hohe Schmelztemperatur von bis zu 2350°C, weshalb es für Hochtemperatureinsätze prädestiniert ist [2]. Die Kosten im Verhältnis zu Diamant sind extrem niedrig, was zu einer weiten Verbreitung in industriellen Anwendungen geführt hat. Neben der Verschleißbeständigkeit, besitzt Borcarbid auch sehr nützliche triboochemische Eigenschaften, indem es reibwertmindernde Oxide ausbilden kann [3]. Auch die Beständigkeit gegen relativ aggressive Medien wie Öl und in den darin enthaltenen Additiven ist gegeben.

Ablauf Beschichtungsprozess

eben der eigentlichen Dispersionsbeschichtung sind noch weitere Schritte nötig um die Schaftoberfläche mit einer qualitativ hochwertigen Schicht zu versehen. Der gesamte Beschichtungsprozess setzt sich aus mehreren Verfahrensschritten zusammen, wobei die Nickel-Strike und Ni-B₄C Schicht die wichtigsten Schritte darstellen. Der genaue Ablauf kann in Bild 1 nachvollzogen werden.

Zu Beginn wird eine elektrolytische Entfettung durchgeführt, die Lipidrückstände von Schmierölen aus der Fertigung oder von Fingerabdrücken vom Schaft entfernen soll. Nach einer gründlichen Wasserspülung schließt sich eine Oberflächenvorbehandlung (Dekapieren) an. Diese ist dringend notwendig, da die Abscheidung von Nickel oder dessen Legierungen nur möglich ist wenn die zu beschichtende Oberfläche vollständig aktiviert ist [4].

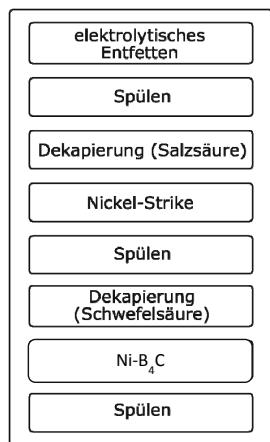


Bild 1: Verfahrensablauf Galvanik

3. Versuchspian

Um die Eignung der Nickelborcarbid-Schicht für die Anwendung auf dem Ventilschaft zu evaluieren wurden verschiedene Versuche durchgeführt, siehe Bild 2.

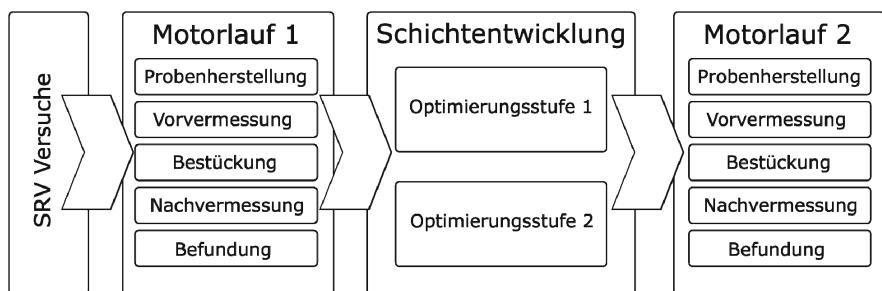


Bild 2: Ablaufplan Versuche

Dazu wird eingangs ein tribologischer SRV (Schwing-Reib-Verschleiß) Grundlagenversuch (s. Kapitel 5) durchgeführt, an den sich zwei befeuerte Motorläufe anschließen.

Diese sollen Aufschluss über die Interaktion der Schicht mit den im Motor vorherrschenden Bedingungen geben.

4. Beschichtungsvarianten

Folgende Beschichtungsvarianten wurden insgesamt für die Versuche (SRV, Motorlauf 1 & 2) hergestellt:

Tab 1: Beschichtungsvarianten Versuche

| Var. | Equip. | Verwendung | Schichttyp | Ventiltyp | Borcarbid Gew. % | Schichtdicke [µm] | pH Wert | Phosphorige Säure im Bad |
|---------------|-------------|----------------------------|-----------------------|-----------|------------------|-------------------|-----------|--------------------------|
| 1 | Reagenzglas | Motorlauf 1 & 2 | Ni-B ₄ C | Einlass | 3,1 | 11-13 | Ref. | nein |
| 2 | | SRV Versuche & Motorlauf 1 | Ni-B ₄ C | Auslass | 3,1 | 11-13 | Ref. | nein |
| 3 | Reaktor | Motorlauf 2 | Ni-B ₄ C | Auslass | 3,4 | 11-13 | Ref. | nein |
| 4 (Opt. 1) | | | Ni-B ₄ C | Auslass | 4,5 | 13-15 | niedriger | nein |
| 5 (Opt. 2) | | | Ni-P-B ₄ C | Auslass | 5 | 13-15 | niedriger | ja |

Ausgehend von den Ergebnissen und Badparametern des ersten Motorlaufes sowie des vorangegangenen SRV-Versuchs (s. Kapitel 5 & 6), soll die Ni-B₄C-Schicht im Sinne einer tribologischen Verbesserung weiterentwickelt werden.

Die Ergebnisse der Befundung aus dem ersten Motorlauf zeigen eine gewisse Schwäche im Matrixzusammenhalt, deshalb soll u.a. die Verstärkung der Matrix im Fokus einer Optimierung sein.

Für eine verbesserte Verschleißbeständigkeit soll zusätzlich der Partikelgehalt in der Schicht deutlich erhöht werden.

Aus dieser Optimierungsschleife ergeben sich folgende Varianten:

- Optimierung 1: Reduzierter pH-Wert ermöglicht eine Erhöhung des Borcarbidgehalt auf 4,5 Gew.%.
- Optimierung 2: Zugabe von phosphorhaltiger Säure, die zu einer Mitabscheidung von reinem Phosphor in die Matrix führt. Auf diese Weise entsteht eine Ni-P-B₄C-Schicht die eine höhere Härte, Schmelztemperatur und Dichte im Vergleich mit der Ni-B₄C-Schicht aufweist. Des Weiteren erhöht sich der Borcarbidgehalt auf 5,0 Gew.% [5].

5. SRV-Versuche

Versuchsablauf

Der Einsatz eines Schwing-Reib-Verschleiß Tribometers (SRV) macht eine Charakterisierung von Schichten und ganzen Schichtsystemen unter kontrollierten Laborbedingungen möglich, siehe Bild 3. Durch Variation einzelner Parameter wie Last, Temperatur, Frequenz oder der optionalen Zugabe von Schmiermittel, kann das Belastungskollektiv gezielt auf bestimmte Bedingungen eingestellt werden. Auf diese Weise lassen sich neben dem Verschleißverhalten von Werkstoffpaarungen die entsprechenden Reibkoeffizienten abbilden.

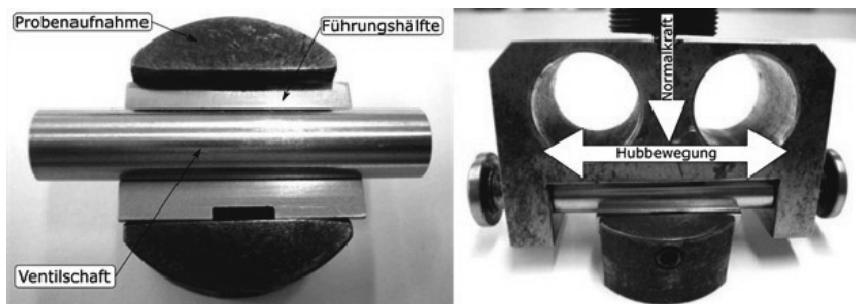


Bild 3: SRV Versuchsaufbau

Versuchsparameter:

Last: 100 N / Zeit: 60 min. / Temperatur: 380°C / Erstbeölung: nein / Ventilführung: PLS 131 (MAHLE Sinterwerkstoff) / bzgl. der Ventilführung wurden auch weitere Werkstoffe erprobt

Ergebnisse

Im Folgenden werden nicht alle, sondern nur die wichtigsten SRV Versuchsergebnisse dargestellt.

Bei der verchromten Probe ist es mit bloßem Auge möglich die Verschleißspuren zu erkennen, siehe Bild 4. In diesen Bereichen lässt sich durch Elementanalysen erkennen, dass auf der Schaftoberfläche Eisenspuren vorhanden sind. Auf dem Führungsmaterial lässt sich dagegen Chrom nachweisen, obwohl es kein Bestandteil von PLS 131 ist. Es kommt zu Materialübertrag zwischen Führungsmaterial und Chromschicht, was auf adhäsiven Verschleiß schließen lässt.

Bei der optischen Begutachtung der Ni-B₄C-Schicht sind keine nennenswerten Verschleißspuren auszumachen, siehe Bild 5.

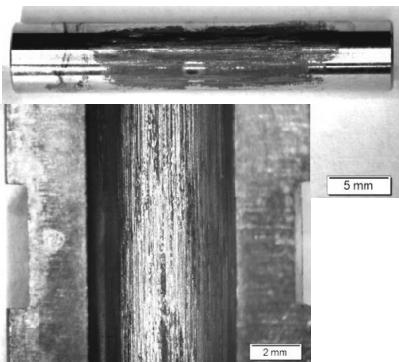


Bild 4: verchromter Schaft vs. PLS 131

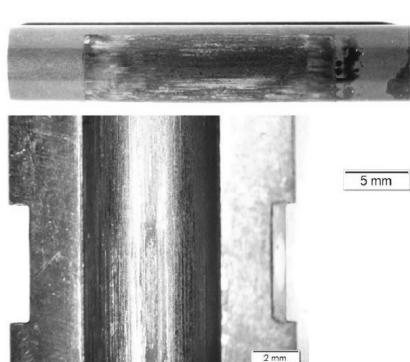


Bild 5: Ni-B₄C Var. 2 vs. PLS 131

Im Querschliff der Schaftproben ist bei der Chromschicht ein deutlicher Verschleiß zu erkennen Bild 6. Die Ni-B₄C-Schicht zeigt im Schliff keinerlei Verschleiß Bild 7.

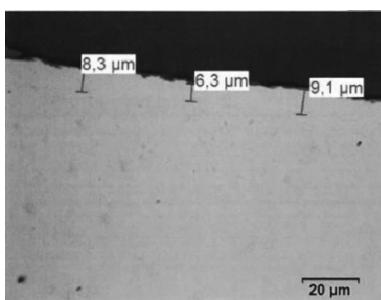


Bild 6: Querschliff Chromschicht

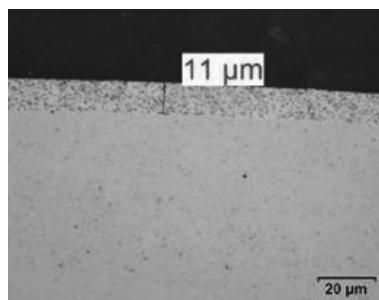


Bild 7: Querschliff Ni-B₄C Var. 2

Die Ergebnisse zeigen deutlich, dass die Ni-B₄C-Schicht eine gute Haftung auf dem Untergrund bietet. Es sind keine Abplatzer oder andere Schichtsschäden zu beobachten, sodass

Ventile mit dieser Schichtzusammensetzung ohne Bedenken im Motor verbaut werden können. Daneben gibt es erste Indikatoren, dass das Verschleißverhalten dem von Chrom tendenziell überlegen ist, wobei hier verlässliche Aussagen erst nach den befeuerten Motorläufen möglich sind.

Auch auf der Führungshälfte sind deutlich weniger Verschleißspuren als bei den SRV- Versuchen gegen einen verchromten Schaft auszumachen, siehe Bild 5. Es sind sehr feine Riefen in Bewegungsrichtung zu erkennen, die sehr wahrscheinlich von den auf der Schichtoberfläche freiliegenden B₄C-Partikel stammen.

6. Motorerprobung

Motordaten Versuchsträger

| | |
|----------------------|--|
| Motortyp | Benzindirekteinspritzer, turboaufgeladen |
| Spezifische Leistung | >> 100 KWL |
| Max Zylinderdruck | 150 bar |
| Abgastemperatur T3 | max. 975 °C (gemessen) |

Tab 2: Motordaten

Für zwei 200 h-Dauerläufe (Motorlauf 1 & Motorlauf 2) wurde gezielt dieser Motor als Versuchsträger ausgewählt, da seine Besonderheit in einer sehr hohen thermischen und mechanischen Bauteilbeanspruchung liegt, die aus vorherigen Motorversuchen bekannt ist und eine hohe Beanspruchung der Ventilschaftbeschichtung darstellt.

Prüfstand und Prüfprogramm

Der Prüfzyklus ist für beide PKW Motorläufe identisch, um vergleichbare Bedingungen zu schaffen. Grundsätzlich kann der Zyklus mit seinem hohen Vollastanteil über 200 h als sehr anspruchsvoll für die Bauteile charakterisiert werden. Er stellt sozusagen das obere Ende der möglichen Belastungen dar, gerade was die thermische Belastung betrifft.

Bestückung Motorläufe 1 & 2

Die Motoren wurden jeweils mit den folgenden Ventilen bestückt. Die jeweiligen Varianten sind in der vorherigen Tabelle 3 erklärt.

Tab. 3: Bestückungsplan Motorläufe

| | | Motorlauf 1 | | Motorlauf 2 | |
|---------------|--------|-------------|---------|-------------|---------------------------------|
| Zylinder | Ventil | Einlass | Auslass | Einlass | Auslass |
| 1 | 1 | Var. 1 | Chrom | Var. 1 | Var. 4 (Opt. 1) + Trowalisieren |
| | 2 | Chrom | Var. 2 | Chrom | Var. 4 (Opt. 1) + Trowalisieren |
| 2 | 3 | Chrom | Var. 2 | Var. 1 | Var. 3 |
| | 4 | Var. 1 | Chrom | Chrom | Var. 3 |
| 3 | 5 | Var. 1 | Chrom | Var. 1 | Var. 4 (Opt. 1) |
| | 6 | Chrom | Var. 2 | Chrom | Var. 4 (Opt. 1) |
| 4 | 7 | Chrom | Var. 2 | Var. 1 | Var. 5 (Opt. 2) |
| | 8 | Var. 1 | Chrom | Chrom | Var. 5 (Opt. 2) |
| Ventilführung | | PLS 120 | PLS 120 | PLS 131 | PLS 131 |

Motorlauf 1 – Ergebnisse Metallografie

Der Querschliff im oberen Ventilschaftbereich (kalte Seite), zeigt nahezu keine sichtbaren Verschleißspuren, siehe Bild 8.

Der Querschliff im unteren Ventilschaftbereich (heiße Seite), zeigt dagegen deutliche Verschleißspuren. Es gibt Bereiche in denen die Chromschicht nahezu völlig verschlissen ist.

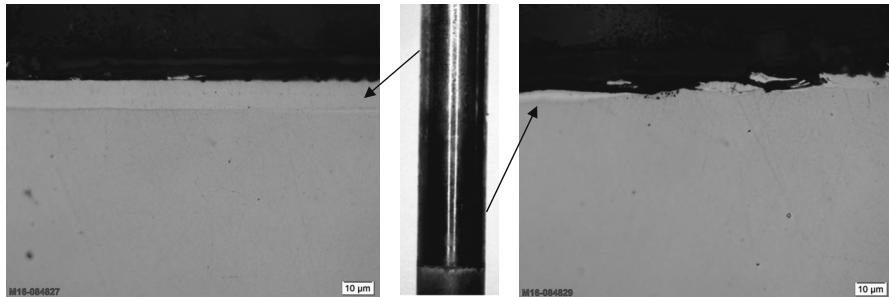


Bild 8: Querschliff Chromschicht nach 200 h Dauerlauf

Die Ni-B₄C-Schicht in Bild 9 zeigt im oberen Bereich des Schaftes keinerlei Verschleißspuren. Die Schichtdicke entspricht praktisch dem Maß vor dem Einbau und weist über den gesamten Schliff einen konstanten Verlauf auf.

Der Schliff unteren Bereich des Schaftes, zeigt dagegen ein komplett anderes Bild. Hier sind Ausbrüche oder Abplatzungen zu erkennen. Dieser Befund ist Anlass für weitere Optimierung am Schichtsystem Ni-B₄C, um den Schichtzusammensetzung innerhalb der Matrix zu stärken.

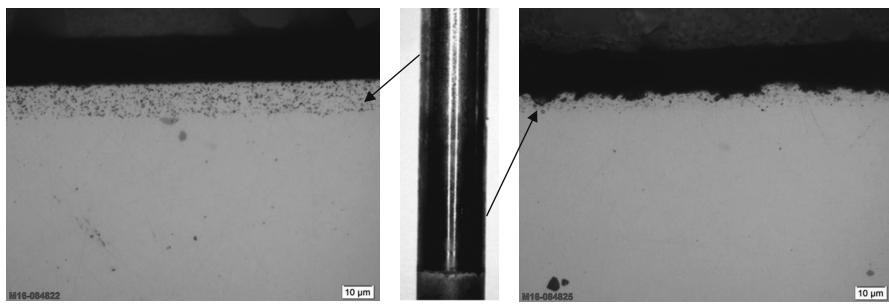


Bild 9: Querschliff Ni-B₄C nach 200 h Dauerlauf

Der Verschleißbetrag der Nickelborcarbid-Schicht entspricht ungefähr dem Niveau der verchromten Ventilschäfte.

Motorlauf 1 – Ergebnisse Messtechnik

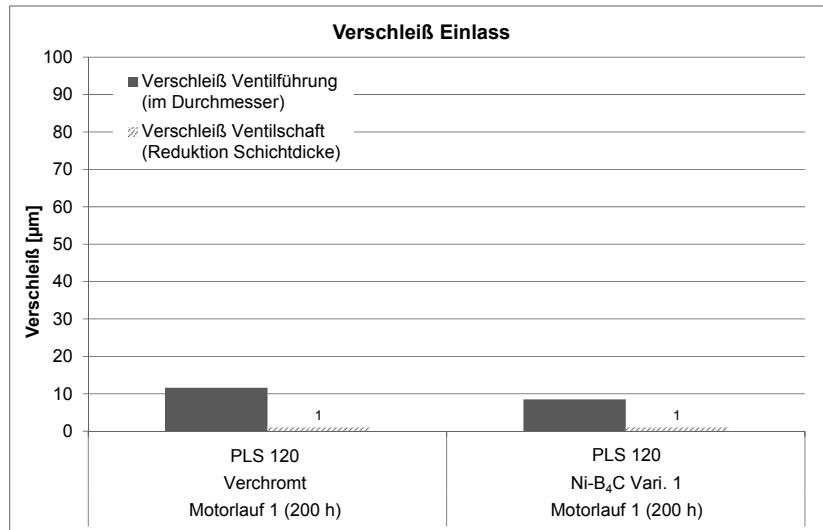


Bild 10: Verschleißergebnisse Einlassseite - Motorlauf 1

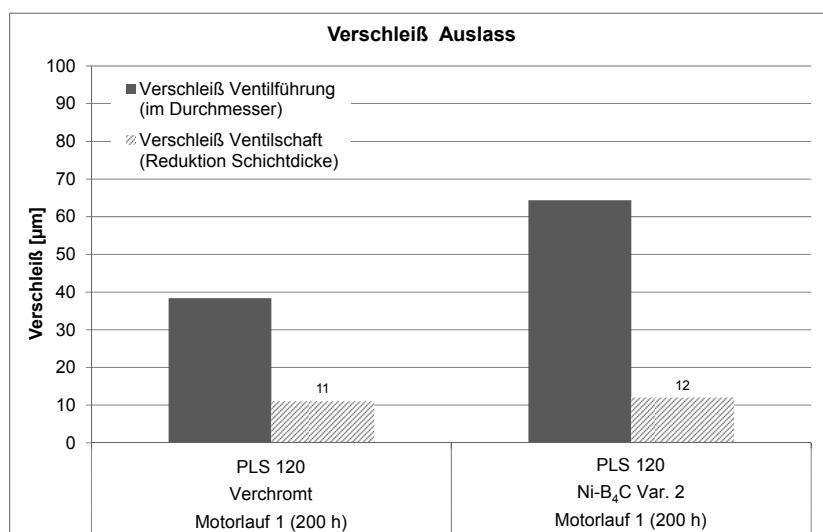


Bild 11: Verschleißergebnisse Auslassseite - Motorlauf 1

7. Fazit

Die ersten SRV Ergebnisse zeigen sehr vielversprechend Ergebnisse und geben Anlass, dass eine metallischen Nickel-Matrix mit eingelagerten Borcarbid-Partikeln eine alternative Beschichtung zu Chrom darstellen könnte.

Auf der Einlassseite konnten die Ergebnisse aus dem SRV Versuchen grundsätzlich im Motorlauf bestätigt werden. Die Verschleißwerte der Ni-B₄C-Schicht aus Motorlauf 1 zeigen sehr gute Ergebnisse und sind sogar geringfügig besser, verglichen zu verchromten Ventilen.

Auf der Ausslasseite sind die Verschleißwerte der Ni-B₄C Schicht jedoch etwas schlechter zu werten. Die in der Werkstoffanalyse aufgezeigten Abplatzter in der Schicht deuten auf eine Schwäche im Matrixzusammenhalt hin. Das gesetzte Ziel ist jedoch eine grundsätzlich bessere Verschleißbeständigkeit als Chrom zu erreichen. Die Verstärkung der Matrix liegt somit auch im Fokus einer weiteren Optimierung und soll in weiteren Motorläufen erprobt werden.

Bei den optimierten Schichtparametern konnte die Borcarbid-Beladung insgesamt von 3,1% auf bis zu 5 % gesteigert werden.

Des Weiteren konnte die Schichthärte mit eingelagertem Phosphor geringfügig gesteigert werden.

8. Ausblick

Zukünftige Schritte konzentrieren sich auf die weitergehende Verbesserung der tribologischen Fähigkeiten sowie auf die Herausforderungen einer Industrialisierung des Beschichtungsverfahrens für Motorventile.

Ein zentraler Punkt ist und bleibt die weitere Steigerung der Partikeleinlagerung, sowie die ideale Menge an Phosphor in der Matrix.

Die Badentwicklung stellt einen wichtigen Teil der Skalierung auf einen industriellen Maßstab dar. Ziel ist es bis 2020 die erste Serienanwendung aus einer Serienanlage zu beliefern.

Weitere alternative Lösungen, wie z.B.: galvanisch abgeschiedene Nickellegierungen (Mischkristall), sind Bestandteil weiterer Studien.

9. Literaturverzeichnis

- [1] Richter, K.; Faßhauer, D.; Handreg, I. (1999): Handbuch Oberflächentechnik.
- [2] Vaghefi, S.; Saatchi, A.; Ebrahimian-Hoseinabadi, M. (2003): Deposition and properties of electroless Ni-P-B4C composite coatings. In: *Surface and Coatings Technology* 2003, 2003 (168).
- [3] Meyer, J.; Sörgel, T. (2013): Chemisch Nickel- Dispersionsschichten in Verschleißschutzanwendungen. In: WOMAG, 2013 (9).
- [4] Diebold, Bernd, 67136 Fußgönheim, DE (2008): Verfahren zum Beschichten von Bauteilen und Apparaten. Angemeldet durch SNT Schauenburg Nanotec GmbH, 67098 Bad Dürkheim, DE am 21.04.2008. C23C 18/30 (2006.01) A, F, I, 20080421, B, H, DE.
- [5] Lampke, Th.; Wielage, B.; Leopold, A.; D. (2006): Mikrostruktur- Untersuchungen zum Schwingungsverschleißverhalten von Nickelkomposit- und Ni-P-Schichten. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 2006 (37), S. 1039–1048.

Gezielte Steuerung des Ladungswechsels mittels vollvariablen Ventiltrieb mit zwei synchron rotierenden Kurvenscheiben

Dipl.-Ing. **David Woike**, Dipl.-Ing. **Anton Schurr**,

Prof. Dr.-Ing. **Michael Günthner**,

Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik, TU Kaiserslautern

Kurzfassung

Neue Brennverfahren erfordern eine gezielte Steuerung des Ladungswechsels im Verbrennungsmotor. Dabei liegt das Hauptaugenmerk auf der schnellen internen Restgassteuerung sowie der präzisen Dosierung der Frischluft.

Das vorgestellte System basiert auf dem mechanisch vollvariablen Ventiltrieb „UniValve“. Allerdings werden statt einer Nockenwelle und einer stehenden Exzenterwelle, zwei synchron rotierende Nockenwellen eingesetzt.

Es ergibt sich die Möglichkeit, die Steuerzeit, bzw. die Steuerzeit und den Hub des Einlassventils zu stellen, sowie ein zweites Hubereignis des Auslassventils während des Ansaugvorgangs in Hub und Steuerzeit zu variieren, ohne Einfluss auf den Haupthub zu nehmen. Diese Funktionalität kann eingesetzt werden, um die zurückströmende Restgasmenge zylindergenau einzustellen, die dem Zylinder zugeführte Menge an Frischluft zu dosieren sowie die Ladungsbewegung im Zylinder gezielt zu steuern.

Eine Co-Simulation aus Mehrkörpersimulation sowie einer strukturmechanischen Analyse nach der Finite-Elemente-Methode wird herangezogen, um die Auslegung zu validieren und optimieren. Durch dieses Modell werden alle maßgeblichen Einflussfaktoren berücksichtigt, die zu einer Abweichung im Ventilhub führen. Die Ergebnisse werden durch eine Komponentenerprobung validiert. Es wird gezeigt, in welchem Rahmen die Funktionen dargestellt werden können.

Die Bewertung der Variabilität für den Motorbetrieb erfolgt durch eine Ladungswechselsimulation. Das verwendete Modell verfügt über eine turbulenzgesteuerte prädiktive Verbrennung und ist somit in der Lage, Einflüsse aus der Ventiltriebsvariabilität abzubilden.

Die Kombination der Funktionen auf Ein- und Auslassseite ermöglichen z.B. einen HCCI-Betrieb oder ein Hoch-Restgas-Verfahren bzw. weiten deren nutzbaren Kennfeldbereich aus. Somit wird ein wichtiger Beitrag zum Erreichen der ambitionierten Klimaziele durch motorische Maßnahmen geleistet.

Einleitung

Zur Erschließung innermotorischer Verbrauchspotentiale gibt es die Möglichkeit neue Brennverfahren einzusetzen. Verfahren wie etwa eine Verbrennung mittels homogener Kompressionszündung (HCCI) oder eine Verbrennung mit einem besonders hohen Restgasgehalt (Hochrestgas) ermöglichen Verbrauchs- sowie Emissionsvorteile, erfordern allerdings spezielle Zündrandbedingungen im Zylinder. Um diese Verfahren zu ermöglichen, muss der Ladungswechsel im Verbrennungsmotor gezielt gesteuert werden. Dabei gilt es die Menge an Frischluft und Restgas präzise zu dosieren sowie die Ladungsbewegung zu steuern und somit die Verbrennungsrandbedingungen einzustellen.

Das vorgestellte System wird im Folgenden VZRK für Ventiltrieb mit zwei rotierenden Kurvenscheiben genannt. Es basiert auf dem mechanisch vollvariablen Ventiltrieb „UniValve“ [1]. Wie auch UniValve verwenden die meisten mechanisch vollvariablen Ventiltriebe wie etwa „VALVETRONIC“ von BMW [2] oder „UpValve“ von der Rheinmetall Automotive AG [3] eine rotierende Nockenwelle sowie eine stehende Stellwelle. Im Gegensatz dazu werden beim hier betrachteten System zwei synchron rotierende Nockenwellen eingesetzt. Daher ähnelt es dem System „FlexValve“ der Rheinmetall Automotive AG [4], allerdings liegen hier die beiden Nockenwellen nicht auf einer Achse. Der Kreisexzenter wird durch eine weitere Kurvenscheibe ersetzt. Ein Zwischenhebel tastet beide Kurvenscheiben jeweils mit einer Rolle ab und überlagert die Bewegungen. Diese wird über eine Arbeitskurve auf einen Rollenschlepphebel und damit auf das Ventil übertragen. Durch die gezielte Entkoppelung der öffnenden und schließenden Mechanismen können die entsprechenden Flanken im Ventilhub unabhängig voneinander ausgelegt und realisiert werden.

Die Steuerzeitvariation wird auf der Einlassseite genutzt, um die dem Zylinder zugeführte Menge an Frischluft zu dosieren. Im Gegensatz zu den heute üblichen Systemen sind definierte Schließzeitpunkte mit gleichbleibend hohen Schließbeschleunigungen möglich. Die gezielte Steuerung der Ladungsbewegung erfolgt durch Hubscharen, die sowohl frühes als auch spätes Einlassschließen darstellen und in der Steuerzeit variiert werden.

Für das Auslassventil ergibt sich die Möglichkeit, ein zweites Hubereignis während des Ansaugvorgangs in Hub und Steuerzeit zu variieren, ohne Einfluss auf den Haupthub am Auslass zu nehmen. Diese Funktionalität kann eingesetzt werden, um die zurückströmende Restgasmenge zyklusgenau einzustellen.

Aktuelle Entwicklungen

Bei mechanisch vollvariablen Ventiltrieben wird der Schlepphebel (und damit das Ventil) nicht direkt von der Nockenwelle aktuiert. Stattdessen lenkt der Nocken einen Zwischenhe-

bel aus, der die Bewegung über ein Kurvengetriebe auf den Rollenschlepphebel überträgt. Durch einen Exzenter kann die Position des Zwischenhebels relativ zum Schlepphebel verändert werden. Dadurch ändert sich dessen Übertragungsverhalten, und der Ventilhub kann somit variiert werden. Der Exzenter wird von einer Stellwelle aufgenommen. Die Entwicklungsgeschichte mehrerer mechanisch vollvariabler Ventiltriebe ist in Bild 1 dargestellt.

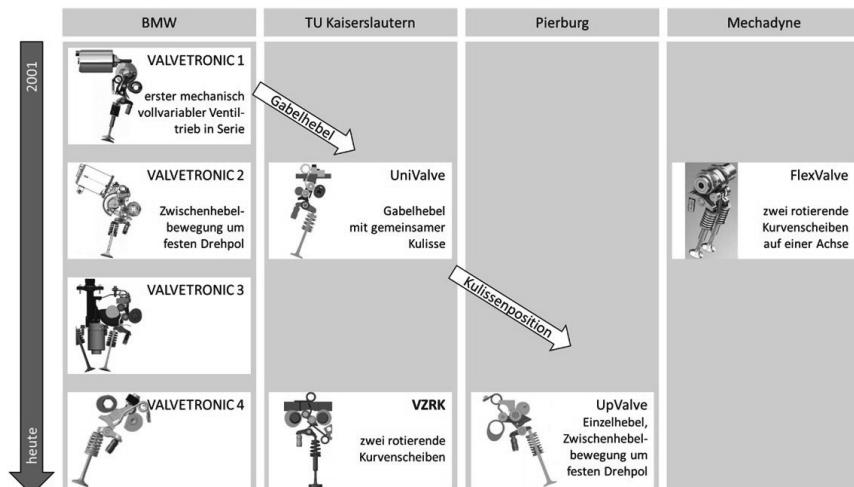


Bild 1: Zeitliche Entwicklung der diskutierten Ventiltriebe [2] [1] [3] [4]

BMW hat mit der VALVETRONIC den ersten vollvariablen Ventiltrieb in Serie gebracht. Seitdem wurde dieser in vier Generationen optimiert. In [2] wird gezeigt, wie dadurch der benötigte Bauraum, die Drehzahlfestigkeit sowie die Kosten verbessert wurden. In der Großserie wird das System bisher größtenteils zur Dosierung der Frischluft und damit zur Last- und Restgassteuerung von Otto-Motoren verwendet. Zusätzlich wird ein Phasing (Differenzhub) zwischen den beiden Einlassventilen eines Zylinders genutzt, um die Ladungsbewegung bei kleinen Ventilhüben anzuheben.

Am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen an der TU Kaiserslautern wurde ein vollvariabler Ventiltrieb von der VALVETRONIC abgeleitet. Hieraus entstand UniValve. In [1] wurde mit diesem System eine Laststeuerung für einen Otto-Motor umgesetzt und untersucht.

Die Dosierung von Restgas mittels veränderlichem zweitem Hubereignis („Second Event“) des Auslassventils wurde in [5] mit dem UniValve System umgesetzt. Dabei wird der zusätzliche Hub auf die Nockenkontur aufgeprägt. Durch Stellen der Exzenterwelle können so der Haupthub sowie der Zusatzhub in Höhe und Steuerzeit variiert werden. Dabei geht mit dem

Stellen des Zusatzhubs immer eine Veränderung des Haupthubs einher. Die Verringerung des Hubs kann durch eine sog. Hubrast annähernd kompensiert werden. Das Ventil wird dazu in der maximalen Auslenkung einige °NW gehalten. Allerdings verringert sich die Steuerzeit weiterhin. Um den Schließzeitpunkt des Auslassventils konstant zu halten, muss mit einem Phasensteller die symmetrische Steuerzeitverkürzung korrigiert werden.

Die Rheinmetall Automotive AG hat auf Basis des UniValve Systems eine Weiterentwicklung namens UpValve in [3] vorgestellt. Die Kulissenrolle und damit auch die Kulisse wurden von der Nockenrollenachse auf die Exzenterrollenachse verlegt. Somit erhält der Zwischenhebel einen festen Drehpunkt und rollt nicht mehr auf der Exzenterrolle ab. Das grundsätzliche Verhalten bleibt jedoch gleich.

Ein von den bisher genannten Systemen unabhängiger, mechanisch vollvariabler Ventiltrieb ist „FlexValve“, das auch von der Rheinmetall Automotive AG angeboten wird. Wie in [4] dargestellt, verfügt das System über sehr ähnliche Funktionen wie das hier betrachtete VZRK. Der Zwischenhebel tastet dort ebenfalls zwei Kurvenscheiben ab. Jedoch werden diese von zwei Wellen aufgenommen, die ineinander liegen. Eine Kurvenscheibe ist durch einen Bolzen mit der inneren Welle verbunden und kann so relativ zur Kurvenscheibe auf der äußeren Welle verstellt werden. Das Stellen der Phase ist somit begrenzt auf den Durchbruch in der äußeren Welle. Da bei VZRK die beiden Wellen aufgelöst sind, ist dort diese Einschränkung nicht gegeben.

Der Zwischenhebel ist beim FlexValve System durch eine Achse mit dem Rollenschlepphebel verbunden. Diese Verbindung führt dazu, dass die Folgerollen von Nocken und Exzenter nicht immer den Kontakt sicherstellen können. Bei VZRK ist dieser Freiheitsgrad nicht blockiert, allerdings muss dadurch der Zwischenhebel mit zwei statt einer Feder in Position gehalten werden.

Das System VZRK

VZRK ist ein mechanisch vollvariabler Ventiltrieb und setzt einen klassischen Rollenschlepphebeltrieb voraus. Jedoch betätigt die Nockenwelle nicht den Rollenschlepphebel selbst, sondern einen Zwischenhebel. Dieser wird synchron von einer zweiten Nockenwelle, im Folgenden Exzenterwelle genannt, ausgelenkt. Der Zwischenhebel wird in vertikaler Richtung von der Kulisse geführt. Die Überlagerung des Nockenhubs und des Exzenterhubs wird vom Zwischenhebel über eine Arbeitskurve auf den Rollenschlepphebel weitergegeben. Die Arbeitskurve enthält eine Übertragungsfunktion, welche die Schwenkbewegung des Zwischenhebels in den gewünschten Ventilhub wandelt.

Unter Nockenhub verstehen wir in diesem Kontext die Bewegung der Nockenfolgerolle während einer Umdrehung der Nockenwelle. Ebenso beschreibt der Exzenterhub die Bewegung der Exzenterfolgerrolle.

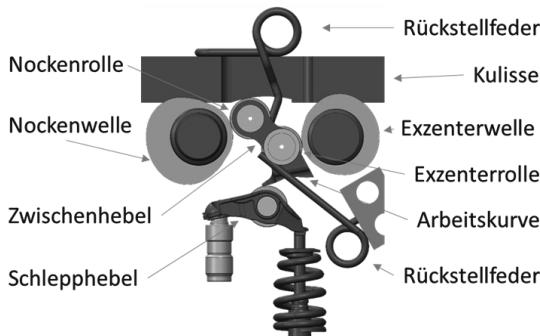


Bild 2: CAD Modell VZRK

Wie auch bei anderen mechanisch vollvariablen Ventiltrieben wird bei voll ausgelenkter Exzenterrolle der Nockenhub vollständig auf das Ventil übertragen. Bei VZRK wird der Exzenter bei jeder Umdrehung der Nockenwelle voll zu- sowie weggestellt und ist damit im Verhalten analog zur Nockenwelle. Die Überlagerung von Nocken- und Exzenterhub kann vereinfacht als Multiplikation angesehen werden. Beträgt ein Hub 0 mm, d.h. die Rolle wird nicht ausgelenkt, so wird auch kein Hub auf das Ventil übertragen. Nur wenn beide Hübe in ihren jeweiligen Maximalstellungen stehen, wird der maximale Ventilhub ausgeführt.

Die bisher für UniValve genutzte Auslegungsmethodik gibt einen Nockenhub (Schwenkgesetz) sowie einen Ventilhub für den gewünschten Vollhub (Hubgesetz) vor. Aus diesen beiden Vorgaben ergibt sich mit der Geometrie die Arbeitskurve durch gradweise Überlagerung der Bauteile.

Im Gegensatz dazu wird bei VZRK die Arbeitskurve im ersten Schritt erzeugt. Durch die Vorgabe des Grundkreises sowie des Maximalhubkreises der beiden Wellen ergeben sich die möglichen Positionen des Zwischenhebels. Als weitere geometrische Randbedingung fließt die Position der Rollenschlepphebelrolle bei minimal und maximal ausgelenktem Ventil ein. Die Krümmung der Arbeitskurve wird im nächsten Schritt durch einen Optimierungsprozess so gesteuert, dass kein Doppelkontakt mit der Rollenschlepphebelrolle auftritt. Durch Vorgabe der Arbeitskurve sowie des Ventilhubs kann dann die Nockenscheibe beziehungsweise die Exzenter scheibe generiert werden.

Durch verschiedene Auslegungsstrategien ergeben sich folgende Funktionen:

Steuerzeit durch Hubrast

Zum einen kann die öffnende Flanke des Ventilhubs bis zum Maximalhub von der schließenden Flanke entkoppelt werden. Dazu stellt zunächst der Exzenter komplett zu und hält diese Position durch ein Plateau auf der Kurvenscheibe. Dabei wird der Nullhubbereich der Arbeitskurve auf der Schlepphebelrolle abgefahrene, ohne eine Bewegung des Ventils auszulösen. Danach kann das Ventil durch den Nocken geöffnet werden. Der Hubbereich der Arbeitskurve wird bis zum Maximalhub durchfahren.

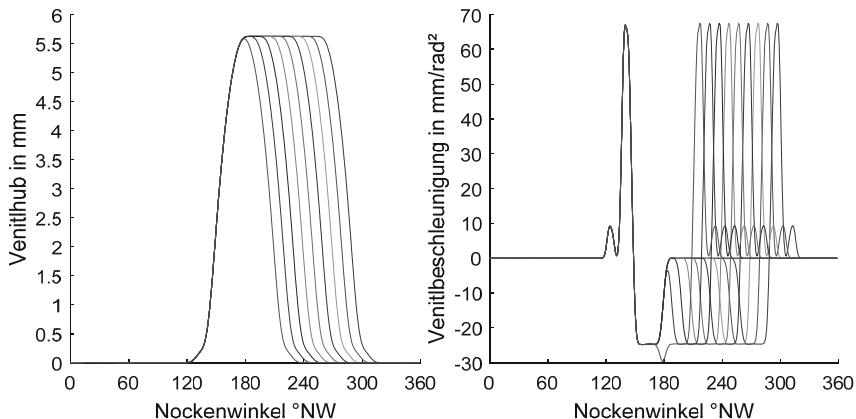


Bild 3: Ventilhub und -beschleunigung mit veränderlicher Steuerzeit und festem Maximalhub

Nun werden die Aufgaben der Wellen getauscht. Die Nockenscheibe hält den Nockenhub durch ein Plateau konstant, und die Exzenterwelle schließt das Ventil. Die Arbeitskurve steht somit wieder am Übergang zwischen Hub- und Nullhubbereich. Der Nockenhub wird zurückgenommen, um die nächste Umdrehung einzuleiten.

Wie in Bild 3 gezeigt, werden die Beschleunigungen von Nocken- und Exzenterhub nicht voneinander beeinflusst, da zum Zeitpunkt des Öffnens und Schließen die jeweils andere Beschleunigung gleich null ist. Durch das Ändern der Phase zwischen beiden Wellen kann durch das Verlängern der Hubrast die Steuerzeit eingestellt werden.

Second Event

Eine weitere Auslegungsstrategie verfolgt den Grundsatz, dass der gewünschte Hub komplett durch den Nocken abgebildet wird. Die Exzenter scheibe nimmt hier eine steuernde Rol-

le ein. Der Exzenter wird so ausgeformt, dass vom Grundkreis aus der Maximalkreis schnell angefahren wird und dieser mit einem Plateau lange gehalten wird. Dies ist vergleichbar mit einem herkömmlichen mechanisch vollvariablen Ventiltrieb, bei dem der Exzenter nur für eine begrenzte Zeitspanne voll zugestellt ist und in der restlichen Zeit komplett zurückgestellt ist. Durch das Verschieben der schließenden Flanke der Exzenterwelle in den Hub kann dieser verringert bzw. verkürzt werden.

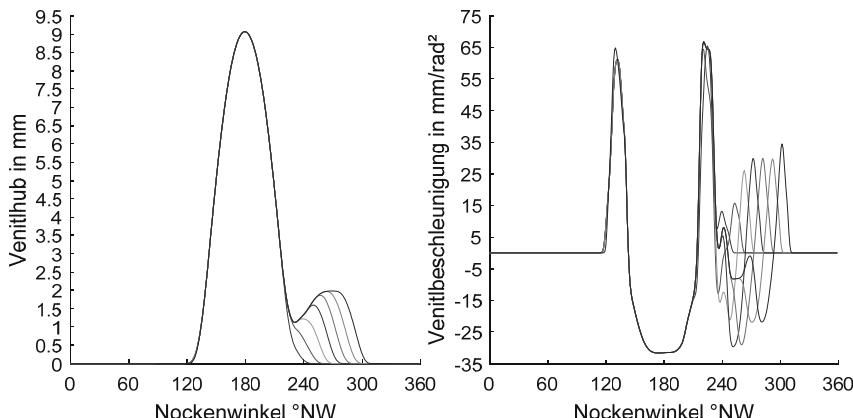


Bild 4: Ventilhub und -beschleunigung mit veränderlichem Second Event

Diese Funktion wird genutzt, um ein weiteres Hubereignis (Second Event) zu variieren, ohne den Haupthub zu beeinflussen. Während der Dauer, in der der Haupthub vom Nocken durchlaufen wird, steht der Exzenter mit einem Plateau auf voller Zustellung. Die schließende Flanke der Exzenterwelle bestimmt dann den Zeitpunkt zu dem das Second Event schließt. Mit dieser Methodik wurde eine Hubschar erstellt und in Bild 4 dargestellt. Der Haupthub bleibt bei allen Varianten konstant. Das Second Event ist hier nahe am Haupthub angegliedert, um die Phase hoher Kolbengeschwindigkeiten auszunutzen. Eine größere Differenz ist möglich.

Steuerzeit und Hub

Die Kombination der beiden bisher genannten Auslegungsvarianten führt dazu, dass sich die Bewegungsgesetze von Nocken- und Exzenterhub überlagern. Dies ermöglicht es neben der Steuerzeit auch den Maximalhub einzustellen.

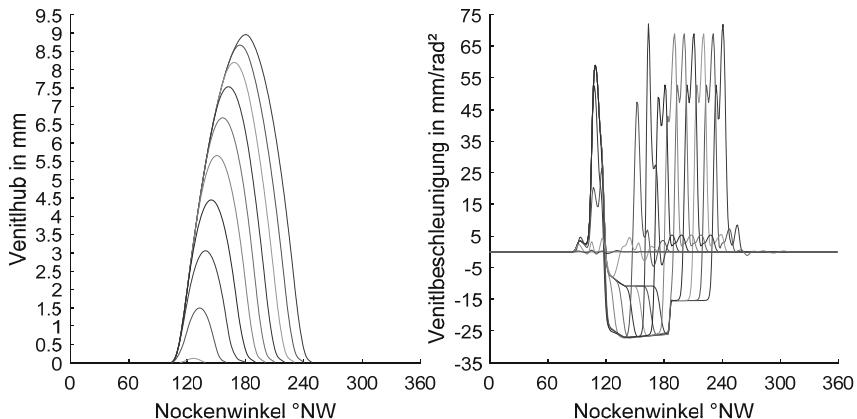


Bild 5: Ventilhub und -beschleunigung mit veränderlicher Steuerzeit und veränderlichem Maximalhub

In Bild 5 ist eine solche Hubschar dargestellt. Das Nocken- und Exzentergesetz werden analog zur veränderlichen Steuerzeit mit Hubrast in einander geschoben. Es entstehen schlanke Hübe, deren Schließbeschleunigungen lange Zeit konstant hoch bleiben und zu kleinen Hüben hin abfallen. Die Schließbeschleunigungen von mechanisch vollvariablen Ventiltrieben mit einer statischen Verstelleinrichtung fallen prinzipbedingt deutlich stärker ab. Dies führt bei gleichem Hub zu einer größeren Steuerzeit.

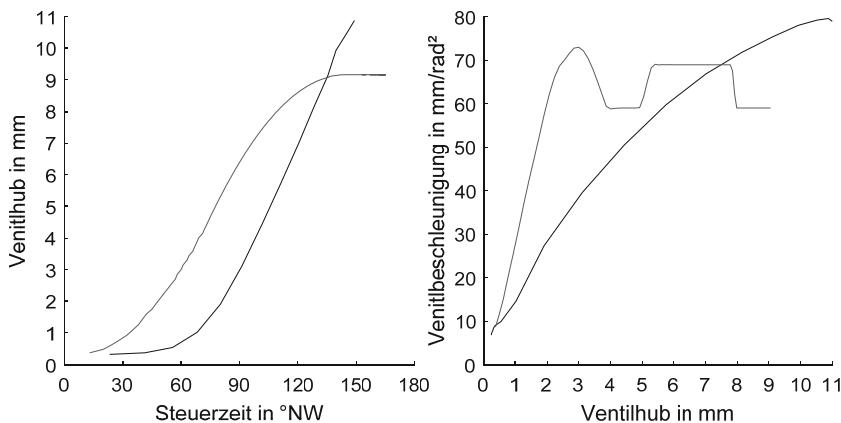


Bild 6: Maximaler Ventilhub in Bezug auf die Steuerzeit des jeweiligen Teilhubs / Maximale Schließbeschleunigung in Bezug auf den maximalen Hub. Grau: VZRK, Schwarz: UniValve

Dieser Zusammenhang ist in Bild 6 dargestellt. Es ist der maximale Ventilhub über die entsprechende Steuerzeit der Teilhübe aufgetragen. Die Steuerzeit wird hier bei einem Ventilhub von 0.3 mm ausgewertet. Bei gleichem Hub erreicht VZRK kleinere Steuerzeiten als ein UniValve-System. Beispielsweise beträgt die Steuerzeit für einen 2 mm hohen Hub beim UniValve-System 160 °KW und beim VZRK System 104 °KW.

Auf der rechten Seite ist die Schließbeschleunigung über den Maximalhub aufgetragen. Der Hubverlauf von VZRK erreicht bereits bei 3 mm die maximale Schließbeschleunigung von 70 mm/rad².

Eine Grenze für die Auslegung stellt die negative Beschleunigung dar. In der gezeigten Auslegung überlagert sich diese auf einen Wert von -26 mm/rad² und bleibt damit ausreichend groß.

Mechanische Absicherung

Nachdem die Geometrie ausgelegt und hinsichtlich Bauraum und Belastungen optimiert wurde, werden die Einzelteile mittels CAD erstellt. Um verschiedene Ansätze schnell darzustellen, werden die für die Gestalt der Hebel entscheidenden Parameter übergeben. Der nächste Schritt in dem Entwicklungsprozess ist die mechanische Absicherung auf Basis einer Co-Simulation aus Mehrkörpersimulation (MKS) und einer strukturmechanischen Analyse nach der Finite-Elemente-Methode (FEM). In der MKS werden auf Basis bisheriger Mes-

sungen sowie Sensitivitätsanalysen alle Kontakte sowie Lager modelliert. Durch die schnelle Erzeugung von CAD-Modellen für die Hebel können diese herangezogen werden, um die Trägheitseigenschaften der Bauteile abzugleichen. Auf dieser Basis werden diejenigen Bauteile genauer modelliert, die eine signifikante Verformung erfahren. Mit Hilfe der FEM können die Verformungen sowie die Effekte auf Grund von Schwingungen in den entsprechenden Eigenmoden berücksichtigt werden. Ein Zeitschritt dieser Simulation während des Maximalhubs ist in Bild 7 dargestellt. Die Deformation der Hebel ist in einer Farbskala auf den Bauteilen dargestellt und verläuft von Schwarz, minimal, bis Weiß, maximal.

Im nächsten Schritt wird der Ventiltrieb auf einem Komponentenprüfstand aufgebaut. Dies plausibilisiert die Simulationsergebnisse und demonstriert die Machbarkeit.



Bild 7: Deformation der Hebel aus der Co-Simulation einer Mehrkörpersimulation sowie einer strukturmechanischen Analyse zum Zeitpunkt des Maximalhubs. Weiß: maximale Deformation, Schwarz: minimale Deformation

Diese Simulation beinhaltet alle relevanten Mechanismen, die zu einer Abweichung des Ventilhubs von der Auslegung führen. Mit einem Rückschluss auf die Auslegung wird dies kompensiert. Es werden Erkenntnisse über Steifigkeit und Drehzahlfestigkeit gewonnen. Diese Methode ermöglicht es, den gewünschten Ventilhub schnell in Hardware umzusetzen, und reduziert die Zahl notwendiger Optimierungsschleifen am Prüfstand.

Einsatzfelder der Variabilität

Die Variation des Second Event in Steuerzeit und Hub ermöglicht es, beim Einsatz auf der Auslassseite das Auslassventil während des Ansaugvorgangs erneut zu öffnen und bereits ausgeschobenes Restgas wieder in den Zylinder zurückzusaugen. Durch die Variabilität kann die Menge an zurückgesaugtem internem Restgas gesteuert werden. Dies erfolgt unabhängig von der Einlassseite. Bei der klassischen Abgasrückhaltung ist dagegen das Öffnen des Einlassventils stark an das Schließen des Auslassventils gebunden, da sonst das zurückgehaltene Restgas ins Saugrohr ausströmt und abkühlt. Eine gezielte Steuerung der Restgasmenge ohne derartige Einschränkung für die Einlassseite ist somit für den HCCI-Betrieb nützlich.

Die Hub- und Steuerzeitenverstellung stellt auf der Einlassseite eine Möglichkeit der Laststeuerung dar. Dies ist die klassische Funktion eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs. Prinzipbedingt bleiben die Öffnungs- und Schließbeschleunigungen bis zu kleinen Hüben konstant hoch. Dies führt zu einem definierten Schließzeitpunkt.

Auch das VZRK bietet diese Funktion bis hin zum Nullhub und ist damit auch imstande, die Ventile eines Zylinders stillzulegen.

Die Methode der reinen Steuerzeitverstellung durch Hubrast ermöglicht es, einen kleinen Hub mit kurzer Steuerzeit auf eine sehr lange Steuerzeit zu verstehen. Der Stellbereich der Steuerzeit liegt hier bei 140°KW bis 298°KW. Damit kann die Auslegung sowohl Hübe für ein frühes Einlass-Schließen (Miller-Verfahren) als auch ein spätes Einlass-Schließen (Atkinson-Verfahren) bereitstellen. Der gleiche Lastpunkt kann mit zwei Stellungen des Ventiltriebs erreicht werden. Diese unterscheiden sich jedoch in ihrer Art und Intensität der Ladungsbewegung. Für den HCCI-Betrieb ist eher eine geringe Ladungsbewegung erwünscht, um Wärmeverluste an die Wand zu minimieren und die ggf. gezielte Inhomogenitäten in den Zündrandbedingungen im Brennraum aufrecht zu erhalten. Demgegenüber ist für ein Hoch-Restgas-Brennverfahren eine möglichst hohe turbulente kinetische Energie wünschenswert, damit die Zündung und Flammenausbreitung überhaupt erreicht wird.

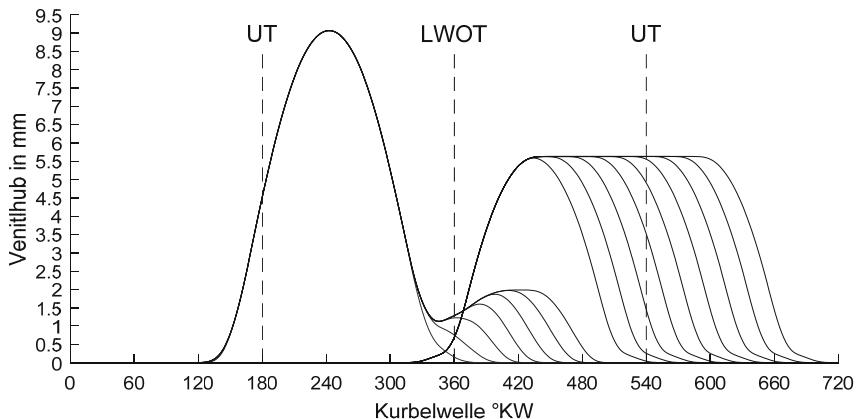


Bild 8: Steuerzeitendiagramm eines VZRK-Ventiltriebs auf Auslassseite mit Second Event und Einlassseite mit Steuerzeitverstellung

Ladungswechselsimulation

Die Möglichkeiten des VZRK konnten durch Ladungswechselsimulationen mit der Software GT-Suite simulativ erforscht werden. Hierfür stellt ein Turbo-DI-Motor die Basis der Simulationen dar. Dieses Motormodell wurde am LAF aufgebaut und abgeglichen. Das Modell verfügt über einen detailliert modellierten Kühlkreislauf mit Wassermantel. Die Wärmeübergangs-, Durchfluss- und Tumblekoeffizienten sowie die Turbulenzgenerierung (aus dem Tumblezerfall) stammen aus CFD-Rechnungen, welche mit AVL FIRE angefertigt wurden. Für den Abgleich des Motormodells standen neben einer Grundvermessung des Serienmotors mehrere Messreihen mit verschiedenen Modifikationen des Ventiltriebs zur Verfügung. Dabei wurde ein- und auslassseitig das UniValve System schrittweise integriert, unter anderem mit Funktionen wie Zylinderabschaltung und Second Event auf der Auslassseite [6]. Mit Hilfe dieser Daten konnte ein physikalisches Modell einer prädiktiven Verbrennung implementiert werden, welches sensitiv auf Restgasgehalt, Ladungsausdünnung und Strömungsrandbedingungen (p , T , TKE) zum Zündzeitpunkt reagiert. Hierdurch ist es möglich, die Grundvermessung mit Korrelationskoeffizienten von $R > 95\%$ abzubilden.

Dieses Motormodell wurde auf Ein- und Auslassseite mit dem VZRK in verschiedenen Ausführungen versehen. Zum einen wurde der Original-Einlasshub und eine Restgasdosierung über ein Second Event auf der Auslassseite dargestellt. Wie in Bild 9 an dem Lastpunkt $p_{me}=2\text{bar}$ bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$ zu sehen, ist eine Restgasdosierung von 12% bis knapp 50% in einem Bereich von 46° Phasenwinkel zwischen beiden Wellen möglich.

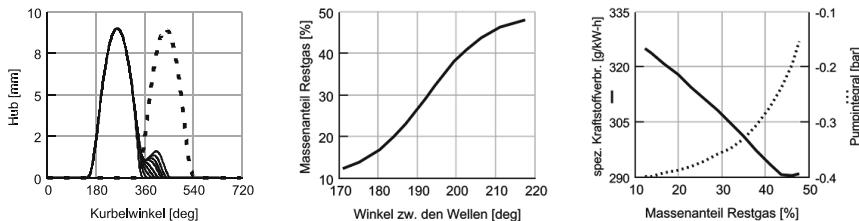


Bild 9: Steuerzeitendiagramm mit veränderlichem Second Event auf der Auslassseite (links) / Restgasgehalt in Abhängigkeit des Phasenwinkels zwischen Nocken- und Exzenterwelle (mitte) / Kraftstoffverbrauch und Pumpintegral in Abhängigkeit des Restgasgehalts (rechts)

Eine merkliche Entdrosselung durch Restgas ist in Bild 9 an dem stetig kleiner werdenden Betrag der Ladungswechselarbeit erkennbar. Dies spiegelt sich nur bis zu einem gewissen Restgasgehalt im spezifischen Verbrauch wieder. Die Abhängigkeit des Wirkungsgrads wird mit steigendem Restgasgehalt nicht mehr maßgeblich durch den Ladungswechsel geprägt, sondern die Verbrennung übernimmt den größeren Anteil. Besonders im Fall einer zyklusgenauen Restgassteuerung, wie es ein Zusatzhub auf der Auslassseite darstellt, eliminieren sich der aufeinandertreffende Ein- und Auslassmassenstrom (bei gegebener Ein- und Auslassstromführung) und verringern somit die Ladungsbewegung und im folgenden Schritt die Turbulenzintensität. Dadurch entfällt der Vorteil durch Entdrosselung bei hohen Restgasgehalten dramatisch.

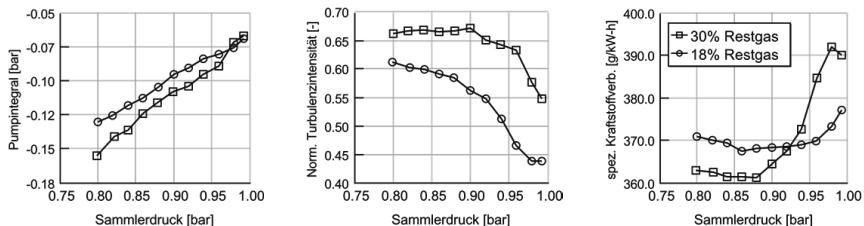


Bild 10: Einfluss des Sammlerdrucks auf die Ladungswechselarbeit (links), die Turbulenzintensität (mitte) und den spezifischen Verbrauch (rechts) bei $n=2000\text{rpm}$, $p_{me}=2\text{bar}$, EGR=18% bzw. 30%

In Bild 10 wird eine Möglichkeit gezeigt, wie man mit Hilfe einer Druckabsenkung im Sammler Einfluss auf die Ladungsbewegung nehmen kann. Mit abgesenkten Sammlerdruck wer-

den kleinere Second Event Hübe nötig, um einen bestimmten Restgasgehalt einzustellen. Daraus folgen bessere Randbedingungen für die Verbrennung. Es ergibt sich damit ein Stellhebel für die Ladungsbewegung. Dieser kann im HCCI Betrieb zur Steuerung der Homogenisierung und damit der Verbrennung genutzt werden.

Einschränkungen

Im Gegensatz zu den gängigen mechanisch vollvariablen Ventiltrieben wird bei VZRK eine weitere Welle dauerhaft angetrieben. Dies führt zwangsläufig zu einer höheren Reibung. Ein Kraftstoffverbrauchsvorteil im Gesamtmotor wird damit schwer zu erreichen sein. Allerdings ist nicht vorgesehen, diesen Ventiltrieb für eine reine Laststeuerung anzuwenden mit dem Ziel, den Kraftstoffverbrauch zu senken. Vielmehr soll er als Werkzeug in der Brennverfahrensentwicklung dienen. Dazu ist es im nächsten Schritt geplant, einen Einzylinder-Forschungsmotor ein- und auslassseitig mit diesem System zu versehen. Auch wenn ein Sonderbrennverfahren erst damit ermöglicht wird, ist es denkbar, dass der Funktionsumfang für ein spezielles Brennverfahren wieder eingeschränkt werden kann, sodass nach Abschluss der grundlegenden Brennverfahrensentwicklung ein einfacherer Ventiltrieb ausgewählt bzw. entwickelt werden kann.

Ein Unterscheidungsmerkmal des VZRK ist der große Verstellbereich der Steuerzeit durch Hubrast. Dies erfordert eine Stelleinrichtung, die einen solchen Verstellbereich darstellen kann. Ein klassischer hydraulischer Flügelphasensteller erreicht dies prinzipbedingt nicht; jedoch befinden sich bereits elektrische Phasensteller in der Markteinführung, welche theoretisch keine Einschränkung in der stellbaren Phase besitzen.

Zusammenfassung

Der vorgestellte mechanisch vollvariable Ventiltrieb VZRK verwendet statt einer Nockenwelle und einer Stellwelle zwei synchron rotierende Kurvenscheiben. Dadurch ist es möglich, wie bisher Hub und Steuerzeit zu variieren und damit auf der Einlassseite eine Laststeuerung bis hin zur Zylinderabschaltung darzustellen. Weiterhin kann durch ein zweites Hubereignis des Auslassventils während des Ansaugvorgangs die in den Zylinder zurückgesaugte Restgasmenge dosiert werden. Über die Steuerung der Ladungsmenge hinaus ist es möglich, mit Hilfe der Steuerzeitverstellung durch Hubrast die Ladungsbewegung gezielt zu beeinflussen. Mittels Motorprozesssimulation konnte gezeigt werden, dass mit der Restgassteuerung durch Second Event die Restgasmenge exakt dosiert werden kann. Es steht somit ein wertvolles Tool zur effizienten Entwicklung neuer Brennverfahren mit hohem Restgasanteil (z.B. HCCI- bzw. Hochrestgasbrennverfahren) zur Verfügung.

Literatur:

- [1] R. Flierl, D. Gollasch, A. Knecht, D. Pohl und W. Hannibal, „Perspektiven des vollvariablen Ventiltriebs Univalve auf Basis eines 2,0-l-Ottomotors,“ *Motortechnische Zeitschrift*, Nr. 7, 2006.
- [2] B. Klaus, H. Fischer, J. Lerch, D. Leinhos und D. Wabbals, „BMW VALVETRONIC – Ladungswechselsteuerung von Teillast bis Volllast,“ in *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, 8. MTZ-Fachtagung*, 2015.
- [3] S. Schmitt, M. Breuer, K. Grimm und S. Moermann, „Aktuelle Entwicklungsarbeiten an mechanisch vollvariablen Ventiltrieben,“ in *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, 9. MTZ-Fachtagung*, 2016.
- [4] Mechadyne International Limited, „FlexValve,“ [Online]. Available: <https://www.mechadyne-int.com/app/uploads/2016/03/FlexValve-Handout.pdf>. [Zugriff am 24.04.2017].
- [5] R. Flierl, D. Hosse, A. Temp und C. Werth, „Restgassteuerung am Verbrennungsmotor mit variablen Steuerzeiten durch Zusatzventilhub,“ *Motortechnische Zeitschrift*, Nr. 2, 2014.
- [6] R. Flierl, F. Lauer, D. Hosse, S. Schmitt und W. Hannibal, „Variabler Ventiltrieb auf der Auslassseite - Potenziale und Auslegungskriterien,“ in *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, 5. MTZ-Fachtagung*, 2012.

Dynamische Ventilhubmessung im gefeuerten Betrieb am Einlass- und Auslassventil

Dynamic valve lift measurement during fired operation on intake and exhaust valve

Dr.-Ing. Heino Beermann, Dipl.-Ing. Derrol Clarke,
Dipl.-Ing. Christof Gorski, AVL SCHRICK GmbH, Remscheid

Kurzfassung

Zur Bestimmung des Ventilhubs im Zylinderkopf von Verbrennungsmotoren stehen verschiedene Messmethoden zur Verfügung. Die gängigen Methoden messen den Ventilhub im geschleppten Betrieb.

Zur Erfassung des Ventilhubs unter realen Bedingungen wurde bei AVL eine Messmethode entwickelt, welche es ermöglicht, den Prüfling während der Messung gefeuert bis hin zur Volllast zu betreiben. Hierbei werden sowohl der Hub des Einlass- sowie des Auslassventils präzise gemessen. Diese Methode stellt gegenüber etablierten Messverfahren an geschleppten Zylinderköpfen eine Optimierung dar, da alle dynamischen Effekte aus dem gefeuerten Betrieb inklusive der Verbrennungseinflüsse berücksichtigt werden.

Im beschriebenen Verfahren wird ein magneto-resistiver Sensor (MR) in die Ventilführung eingebracht. Dieser erfasst eine auf dem Ventilschaft aufgebrachte Zahnstruktur mit einer Genauigkeit von 5 µm. Diese Applikation kann mit einer DMS Applikation der Ventilbetätigung (z.B. Rollenschlepphebel) kombiniert werden.

Abstract

Various measurement methods are available to determine the valve lift of the cylinder head within combustion engines. These established methods measure the valve lift in motored operation.

AVL developed a method of measurement in order to determine the valve lift under real conditions. This method enables to operate the test item fired up to full load throughout the measurement cycle. The lift of the intake valve as well as of the exhaust valve are able to be

measured precisely via this method. This shows an optimization compared to the conventional measurement procedures, as it considers all dynamic impacts of the fired operation including the combustion influences.

A magneto-resistive sensor (MR) is placed into the valve guide. This sensor detects a sprocket-structure which is hinged to the shaft with an accuracy of 5 µm. This application can be combined with a DMS application of the valve activation (as for example the respective roller-type finger follower).

1. Einleitung

Zur Auslegung und Beurteilung des Ventiltriebs stehen verschiedene Simulationsmethoden zur Verfügung. Für die Verifikation der Simulationsergebnisse werden Messungen an Bauteilen durchgeführt.

Die vorgestellte Methode der dynamischen Ventilhubmessung im gefeuerten Betrieb ermöglicht folgende Messungen:

- Messung des Ventilhubverlaufs
- Ermittlung der Ventilgeschwindigkeit
- Ermittlung der Ventilbeschleunigung
- Ermittlung der Aufsetzgeschwindigkeit
- Ermittlung weiterer Kenndaten der Ventiltriebsdynamik
- Identifikation des Abhebens von der Nockenkontur

Im Folgenden wird das Verfahren der dynamischen Ventilhubmessung im gefeuerten Betrieb beschrieben, die Vorteile dieses Verfahrens aufgezeigt und beispielhafte Messergebnisse dargestellt.

2. Messtechnik-Applikation

Der Ventilhub wird mit einem magneto- resistiven Sensor (MR) erfasst, welcher in die Ventilführung eingebracht wird. Räumlich positioniert ist der Sensor unterhalb der Ventilfeder- Auflagefläche angeordnet. Die Vorteile des MR- Sensors liegen in seiner kleinen Bauform und der hohen Messgenauigkeit, welche 5 µm beträgt. Die geringe Temperaturbeständigkeit des Sensors erfordert auslassseitig eine Sensorkühlung.

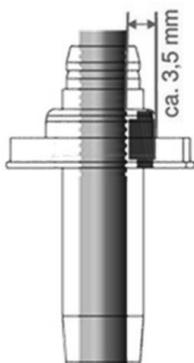


Bild 1: Prinzipielle Anordnung der Messtechnik

Neben der Ventilhubapplikation werden oft ebenfalls die Rollenschlepphebel mit einer DMS-Applikation instrumentiert, um die Hebelbelastung zu erfassen. Hierzu werden die DMS auf beide Hochkanten des Rollenschlepphebels aufgebracht und als Vollbrücke verschaltet.



Bild 2: DMS Positionen auf Rollenschlepphebel

3. Motormodifikationen

Um die verwendete MR- Sensorik vor thermischen Defekten zu schützen, wird auslassseitig eine aktive Kühlung vorgesehen.

Zur Erfassung des Ventilhubs wird eine Zahnstruktur auf dem Messventil aufgebracht. Prüflinge, die mit einem natriumgefüllten oder nichtmagnetischen Ventilschaft bestückt sind, wer-

den durch ein Vollventil mit magnetischen Eigenschaften ersetzt. Die mögliche Gewichtsdifferenzen, die zwischen Serienventil und Sonderventil bestehen, werden durch Entfernung von Material (erodieren) an geeigneten Stellen am Ventilschaft ausgeglichen.



Bild 3: Zahnstruktur am Ventilschaft



Bild 4: Verschweißter Ventilteller nach Hohlbohrung

Die Ventilführung wird aus dem Zylinderkopf demontiert. Zur Sensoraufnahme wird die Ventilführung mechanisch bearbeitet. Nach erfolgter Fräsbearbeitung und Instrumentierung wird die Ventilführung samt Sensorik wieder eingepresst.



Bild 5: Bearbeitete Ventilführung

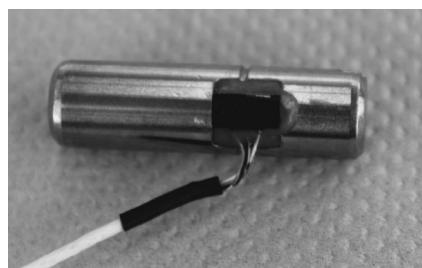


Bild 6: Einlassventilführung mit MR-Sensorik

Der Zylinderkopf wird durch Fräsen- und Erodierbearbeitungen modifiziert, um einen nötigen Freigang für die Montage der Messsensorik zu erzielen. Durch eine Nut wird die Sensorleitung aus dem Zylinderkopf geführt.



Bild 7: Unterer Federteller



Bild 8: Versorgungsbohrung zur aktiven Sensorkühlung



Bild 9: Eingepresste instrumentierte Ventilführung



Bild 10: Unterer Federteller montiert

4. Kalibrierung

Die Kalibrierung der MR- Sensorik erfolgt im Zylinderkopf. Das Ventil wird mittels Einbaumessschraube auf den jeweiligen Ventilhub eingestellt.

Die Kalibrierung des DMS- Rollenschlepphebels findet unter Berücksichtigung der Zylinderkopfgeometrie in einer Kalibriervorrichtung statt. Der sich während des Motorbetriebs ändernde Krafteinleitungswinkel wird während der Kalibrierung mit einbezogen.

5. Messung und Ergebnisse

Für die Durchführung der Messungen wird der instrumentierte Motor auf einem Prüfstand installiert und die Konditionierung des zusätzlichen Kühlkreislaufs realisiert.

Die Messungen erfolgen unter stationären und transienten Randbedingungen im gesamten Betriebskennfeld auch geschleppt.

Im Folgenden sind beispielhafte Messergebnisse dargestellt.

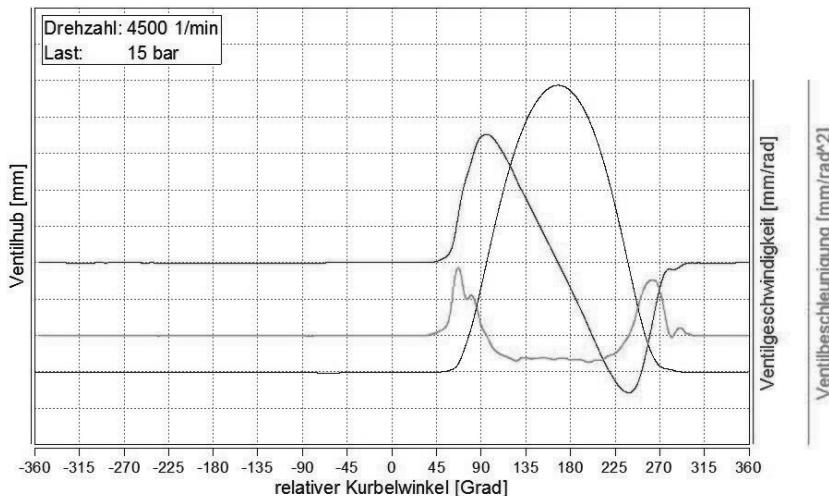


Bild 11: Beispieldhafte Messergebnisse

Abbildung 11 zeigt den Ventilhubverlauf, die Ventilgeschwindigkeit und die Ventilbeschleunigung.

Die Qualität der Verläufe, vor allem der Ventilbeschleunigung, zeigt die hohe Messgüte, die mit diesem Verfahren erzielt werden kann.

Aufgrund der hohen Messdatenqualität können die gewünschten Ventiltriebs-Kenndaten, wie z. B. die Ventilaufsetzgeschwindigkeit und weitere Kennwerte zuverlässig ermittelt werden.

6. Alternative Messverfahren

Ein alternatives Messverfahren zur Erfassung des Ventilhubs ist die Laservibrometermessung. Hierbei wird der Zylinderkopf bzw. Dummymotor auf einem Komponentenprüfstand geschleppt betrieben. Der Laserstrahl ist von unten auf den Ventilteller gerichtet und misst den Ventilhub durch den Doppler- Effekt.

Dieses Verfahren bietet keine Möglichkeit, die Einflüsse des gefeuerten Motorbetriebs (Verbrennung, Lastabhängigkeit, Ungleichförmigkeit ...) zu erfassen.

7. Fazit

Mit der dynamischen Ventilhubmessung steht ein Messsystem zur Verfügung mit dem es möglich ist, den Ventilhub am gefeuerten Vollmotor sowohl am Einlass- als auch am Auslassventil präzise zu erfassen. Die aus der Verbrennung resultierenden Einflüsse auf die Ventiltriebsdynamik werden im Gegensatz zu alternativen Messverfahren berücksichtigt.

Ventiltriebsanalyse in befeuerten Verbrennungsmotoren mittels magneto resistiven Sensoren

Dr. Rolf Slatter, Dipl.-Ing. (FH) Tobias Lenze,
Dipl.-Ing. (FH) Harry Knöller, Sensitec GmbH, Lahnau

Kurzfassung

Elektronik ist nicht nur wichtig im Serienfahrzeug, sondern spielt eine zunehmend wichtige Rolle auch während des Entwicklungsprozesses eines Fahrzeugs, zum Beispiel bei der Ventiltriebsanalyse. Die Reduzierung von Schadstoffen und Effizienzsteigerungen der Motorenleistungen stehen bei der Entwicklung von Fahrzeugen stets im Vordergrund. Lange war es ein Traum von Motorenentwicklern, die Bewegung von Ventilen im befeuerten Motor zu messen – eine echte Herausforderung in Bezug auf die geforderte Geschwindigkeit, gewünschte Genauigkeit und schwierige Umgebungsbedingungen. Bisher war es nahezu unmöglich, die Bewegung von Ventilen im befeuerten Motor zu messen. Der Ventiltrieb steuert den Gaswechsel, von dem wiederum das Verbrennungsverhalten und die Leistungsfähigkeit des Motors abhängen. Für die Ventiltriebsanalyse werden daher präzise, dynamische elektronische Messsysteme gefordert, die zudem im befeuerten Motor eingesetzt werden können.

1. Einleitung

Magneto resistive (MR) Sensoren sind besonders flexibel und können in verschiedenen Messanordnungen eingesetzt werden. Als besonders interessant und erfolgreich hat sich dabei ein bestimmtes Anwendungsgebiet erwiesen, bei dem die periodische Modulierung eines starken Magnetfeldes durch ferromagnetische Funktionsbauteile, z. B. Zahnräder oder Zylinderstangen, zur berührungslosen und dynamischen Erfassung von Bewegungen genutzt wird.

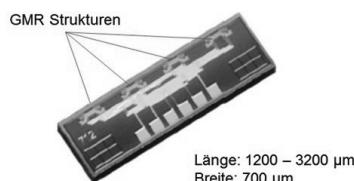


Bild 1: GLM700 GMR-Zahnsensorchip

Zur Realisierung wurden spezielle GMR Schichten entwickelt, die in Kombination mit Stütz- magneten ein sehr lineares und störunempfindliches Signal liefern. Nachdem in Zusammenarbeit mit Pilotkunden erste Lösungen auf Chipebene (Bild 1) entwickelt worden sind, wurden Produkte mit einfacher mechanischer und elektrischer Schnittstelle entwickelt, um mit der GMR-Sensorik neue Anwendungsfelder zu erschließen. Durch die Integration des Stützmagneten in einem SMD-bestückbaren Zahnsensormodul entfällt ein aufwändiger Justage durch den Anwender.

2. Zahnsensormodul für Ventilwegmessung

Seit mehreren Jahren beschäftigt sich die Sensitec GmbH damit, die GMR-Technologie auch für Anwendungen der industriellen und medizinischen Messtechnik, also für analoge Sensoren, anzupassen und weiterzuentwickeln.

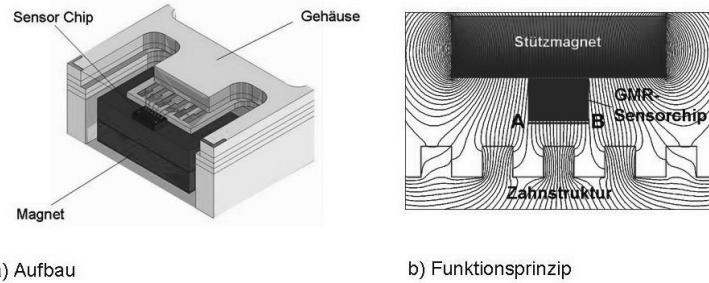


Bild 2: GLM Zahnsensormodul.

Als besonders interessant und erfolgreich hat sich dabei ein Anwendungsgebiet erwiesen, bei dem die periodische Modulierung eines starken Magnetfeldes durch ferromagnetische Funktionsbauteile (Zahnräder oder Zylinderstangen) zur berührungslosen und dynamischen Erfassung von Bewegungen genutzt wird. Inzwischen wird diese Technologie auch in ersten Anwendungen im Automobil-Bereich eingesetzt [1].

Bild 2b zeigt die Simulation des Feldverlaufes einer durch einen Stützmagneten aufmagnetisierten weichmagnetischen Zahnsstruktur. Eine Modulation der Feldstärke ist klar ersichtlich. Der eingesetzte Zahnsensor ist ein Gradientensor oder Magnetfelddifferenzsensor. Er misst die Differenz der Feldstärke an zwei verschiedenen Punkten. Der Sensor ist aufgebaut aus zwei Wheatstone-Brücken (Vollbrücken), die geometrisch zueinander um ein Viertel der Periodenlänge λ der Maßverkörperung versetzt sind (Sinus- und Cosinus-Brücke in Bild 3).

Die Einzelwiderstände der Wheatstone-Brücke bestehen wiederum aus mehreren GMR-Streifen, die ineinander verschachtelt sind.

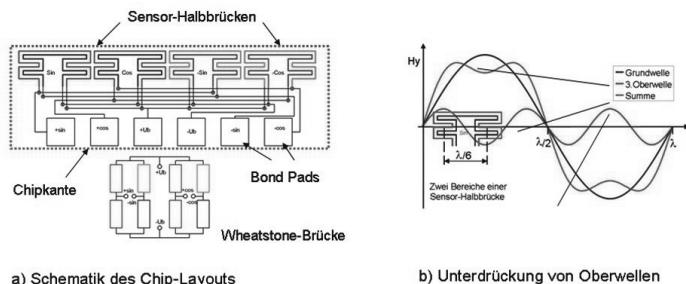


Bild 3: Prinzip der Oberwellenfilterung.

Das Ausgangssignal des Sensors ist ein dem Gradienten proportionales Signal. Unter idealen Bedingungen ist der Magnetfeldverlauf sinusförmig und der Zahnsensor erzeugt dann ein analoges Sinus- und Kosinus-Ausgangssignal. Die Realität sieht anders aus, das heißt, der Feldverlauf ist unharmonisch und es entstehen Oberwellen im Sensorausgangssignal, die die Signalgüte negativ beeinflussen.

Durch eine geschickte Anordnung der Widerstandsstreifen können diese Oberwellen größtenteils eliminiert werden. Wie in Bild 3 dargestellt, werden die beiden Bereiche im Sensorschiplayout, die zu einer Halbbrücke gehören, in einem Abstand von $\lambda/6$ angeordnet. Dadurch wird der Anteil der dritten Oberwelle im Verlauf der Magnetfeldkomponente H_y unterdrückt. In einem optimal aufeinander abgestimmten Gehäuse ($13 \times 5,5 \times 3,5$ mm) werden sowohl der GMR Zahnsensorchip als auch der Stützmagnet untergebracht und gegen Fremdeinflüsse geschützt (Bild 2a). Der starke Magnet erzeugt eine sehr hohe Feldstärke, was die Störempfindlichkeit dieses Moduls deutlich reduziert und ein sehr gutes Signal-Rausch-Verhalten gewährleistet [1].

Die GLM Zahnsensormodule sind in verschiedenen Ausführungen erhältlich, um die einfache Nutzung mit unterschiedlichen Zahnteilungen (1, 2 und 3 mm) oder Zahnmodulen (0,3 und 0,5) zu ermöglichen. Die Module können bei Umgebungstemperaturen zwischen -40 und +125 °C eingesetzt werden und liefern ein klirrarmes Sinus/Kosinus Signal mit hohem Signal-Rausch-Verhältnis. Die hohe Signalgüte macht eine sehr präzise 100fache Interpolation sinnvoll, welche lineare Geschwindigkeiten von mehr als 50 m/s bei einer Auflösung von 10 µm oder die Erfassung von Drehzahlen von mehr als 100.000 1/min bei Auflösungen im

Winkelminutenbereich zulässt. Die GLM Zahnsensormodule ermöglichen dadurch eine präzise und hochdynamische Erfassung von linearen und rotatorischen Bewegungen und werden in Gebersystemen für geregelte hydraulische, pneumatische und elektrische Antriebe im Maschinen- und Anlagenbau eingesetzt. Es gibt auch zahlreiche Anwendungen im Bereich Prüfstandstechnik bei der Motoren- und Fahrwerkentwicklung. Beispielhaft ist die Anwendung des GLM Zahnsensormoduls für die Ventilhubmessung.

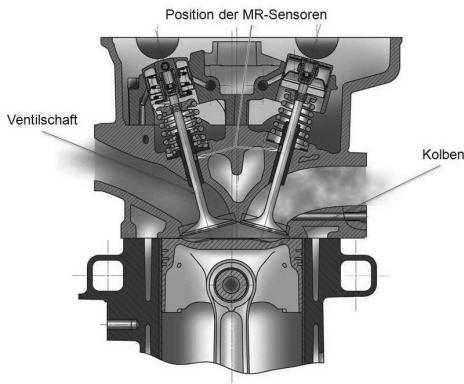


Bild 4: Ventilwegmessung im befeuerten Motor mit GMR Zahnsensormodul

(Bildquelle: Porsche Engineering Services).

Die Anforderungen an die Steuerung des Ladungswechsels bei Verbrennungsmotoren sind in den letzten Jahren stark gestiegen [2]. Der Ventiltrieb steuert den Gaswechsel, von dem wiederum das Verbrennungsverhalten und die Leistungsfähigkeit eines Verbrennungsmotors abhängen. Der erforderliche Ventilhubverlauf muss deshalb über den gesamten Arbeitsbereich gewährleistet werden. Bisher wurden Ventiltriebsdynamik-Messungen hauptsächlich an geschleppten Zylinderkopfatrappen mittels Laser-Doppler-Vibrometer durchgeführt. Um die Ventilbewegung direkt am Ventilteller messen zu können, müsste dabei die Brennraumdecke zugänglich gemacht werden. Viele Einflüsse aus dem realen Motorbetrieb bleiben dabei unberücksichtigt. Um ein genaueres Bild zu bekommen, muss die Ventiltriebuntersuchung im befeuerten Motorbetrieb durchgeführt werden.

Bild 4 zeigt, wie GMR Zahnsensormodule eingesetzt werden, um solche Messungen am befeuerten Motor möglich zu machen. Die Ventile werden mit einer Zahnstruktur versehen, welche vom Zahnsensormodul gelesen werden kann. Die kompakten Abmessungen des Moduls ermöglichen den Einbau in kleinsten Bauräumen und die Sensormodule werden di-

rekt in den Ventilführungen eingebaut (Bild 5). Ausführliche Messreihen haben bestätigt, dass es keine wesentlichen Unterschiede zu Ergebnissen, die mit einem Laser-Doppler-Vibrometer gemessen wurden, gibt. Der kompakte Aufbau macht sogar eine Ventiltriebsanalyse direkt auf einer Rennstrecke im Fahrzeug bei Extrembedingungen möglich [3].

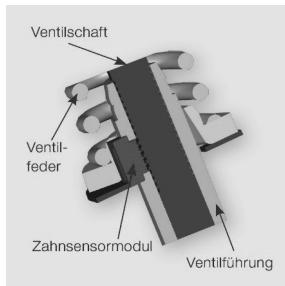


Bild 5: Funktionsprinzip der Ventilwegmessung im Detail.

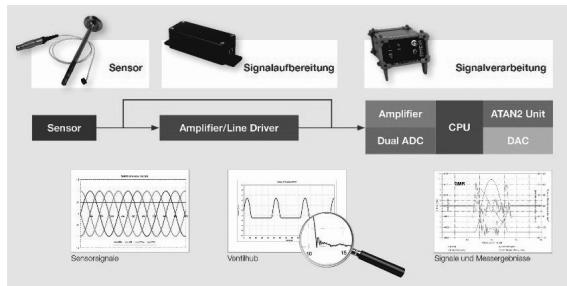


Bild 6: Signalaufbereitung und -verarbeitung.

Diese speziell angepassten Zahnsensormodule können bei Umgebungstemperaturen zwischen -40 und +175 °C eingesetzt werden und liefern ein klirrarmes Sinus/Kosinus-Signal mit hohem Signal-Rausch-Verhältnis. Die hohe Signalgüte macht eine sehr präzise 100-fache Interpolation möglich, welche eine Auflösung von besser als 10 µm bei linearen Geschwindigkeiten von mehr als 100 m/s ermöglicht. Das Messsystem besteht aus einem GMR Sensor, einem Verstärker und einem Prozessor, der über einen PC gesteuert wird (Bild 6).

Dieses Anwendungsbeispiel zeigt einen ganz neuen Ansatz auf – d. h. die direkte Messung von Winkeln oder Wegen an vorhandenen ferromagnetischen Bauteilen. Dieses Prinzip macht Messungen an Zahnrädern, Zahnstangen, Wellen oder Gewindespindeln möglich, ohne die Notwendigkeit einer separaten magnetischen Maßverkörperung in Form eines Dipolmagnets, Polrings oder Maßstabs. Daher eignet sich das Messprinzip nicht nur für den Einsatz in der Ventiltriebsanalyse in Verbrennungsmotoren, sondern kann auch auf weitere Anwendungen in der Automobiltechnik übertragen werden, so zum Beispiel zur Messung der Ventilrotation, Nockenwellen- und Kurbelwellenumdrehung, Einspritzventilbewegung oder Turboladerbeschleunigung.

3. Winkelsensor für vollvariables Ventilsteueringssystem

Bei dem vorhergehenden Anwendungsbeispiel handelt es sich um eine inkrementelle Winkel erfassung, aber Elektromotoren benötigen weiterhin ein Messsystem, um die Winkellage des Rotors zu erkennen (Rotorlagegeber), zwecks Kommutierung.

Bisherige Lösungen, wie z.B. Resolver oder Drehgeber, benötigen ein zusätzliches Bauteil, welches an der Motorwelle befestigt wird. Das Massenträgheitsmoment dieses zusätzlichen Bauteils begrenzt die Dynamik des Motors. Darüber hinaus führt dieses zusätzliche Massenträgheitsmoment zu einem höheren Energiebedarf, und die begrenzte Festigkeit dieses Bauteils kann auch die maximal zulässigen Drehzahlen begrenzen.

Besonders bei hochdynamischen Anwendungen mit schnellen Richtungswechseln wäre es vorteilhaft, wenn eine vorhandene Welle (Motor- oder Nockenwelle) selbst als Maßverkörperung dienen könnte. Damit wäre ein massenträgheitsloses oder „Zero Inertia“ Messsystem realisierbar. Bei neuartigen vollvariablen Ventilsteueringssystemen ohne Nockenwelle werden die Ventile mittels hochdynamischen elektrischen Aktuatoren einzeln oder paarweise angetrieben (Bild 7). Durch solche Konzepte wird eine zylinderselektive und bedarfsgerechte, vollvariable Steuerung der Einlass-Ventile in Benzin- und Dieselmotoren ermöglicht. Damit wird der Motor immer in einem optimalen Wirkungsgrad betrieben, was eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitiger Erhöhung der Leistung und des Drehmoments im unteren Drehzahlbereich bewirkt.

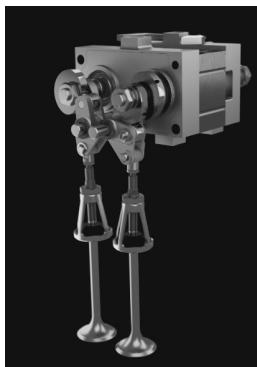


Bild 7: Vollvariables Ventilsteuersystem (Bildquelle: Camcon Ltd.)

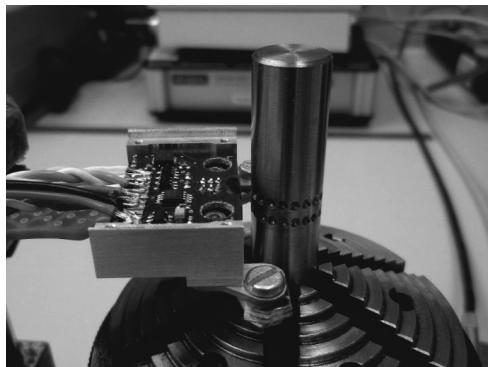


Bild 8: Absolutwinkelmesssystem in der Erprobung.

Erlaubt ist jede urheberrechtliche Nutzung unter Acht, insbesondere die Nutzung des Inhalts in Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für die Erfassung der Rotorlage ist eine absolute Winkelmessung erforderlich und hierzu gibt es Neuentwicklungen, um feine Strukturen auf der Oberfläche der Welle direkt abzutasten. Das neue Konzept beruht auf dem Nonius-Prinzip, d. h. es werden zwei oder drei Spuren mit unterschiedlichen Zahnteilungen benutzt, und der Winkel wird durch die unterschiedlichen Phasenlagen der Signale der jeweiligen Sensoren (ein Sensor pro Spur) berechnet. Dieses Konzept (Bild 8) ermöglicht eine absolute Winkelmessung für Motorkommutierung und Positionsregelung und ist eine „True Power On“ Funktion, was bedeutet, dass keine Referenzfahrt erforderlich ist.

4. Geschwindigkeitssensor für die Nockenwelle

Ein neu entwickelter Drehzahlsensor (Bild 9, Bild 10) wird für die Analyse von Torsionsschwingungen an der Nockenwelle benutzt und kann vorhandene Zahnräder mit unterschiedlichen Zahnteilungen abtasten. Die Anforderungen sind sehr komplex und mit vorhandenen Zahnsensor-Lösungen nicht zu erfüllen. Aufgrund schwieriger Einbau- und Umgebungsbedingungen müsste der Sensor größere Luftspalten zulassen bzw. sehr robust sein gegenüber hohen Betriebstemperaturen und extrem kleinen Abmessungen aufweisen. Last, but not least, gab es weitere Wünsche an zahlreichen elektrischen Schnittstellen (Bild 6) und eine erweiterte Funktionalität des Sensors, z. B. integrierte Temperaturfassung und Betriebsstundenzähler. Diese anspruchsvolle Anforderungsliste führte zu einer Neuentwicklung.



Bild 9: Geschwindigkeitssensor für Zahnabtastung.



Bild 10: Geschwindigkeitssensor (ohne Gehäuse) in der Erprobung

Die Neuentwicklung betrifft einen Sensor für die anspruchsvolle Drehzahlmessung an Zahnrädern in Motorprüfständen (Bild 9). Die Messung kann an unterschiedlichen Zahnteilungen von 2 bis 8 mm mit großem Abstand (bis 5 mm) von Sensor und Zahnrad erfolgen (Bild 10). Speziell für die Prüfstandstechnik ist der Sensor mit einem Temperatursensor ausgestattet, der eine präzise Vierleitermessung mit PT1000 ermöglicht. Mit der Ausgabe des digitalen Drehzahlsignals wird zusätzlich auch die analoge Geschwindigkeitsinformation ausgegeben. Optional besteht die Möglichkeit, das in der Auswerteelektronik erzeugte TTL Drehzahlsignal über eine Schnittstelle auf ein symmetrisches Puls-Pausenverhältnis abzugleichen. Sensor und Auswerteeinheit sind getrennt in einem robusten Aluminiumgehäuse untergebracht und können über einen sehr weiten Temperaturbereich bis 150 °C betrieben werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Steigende Anforderungen an Sensoren im Fahrzeug führen zu einem wachsenden Anteil an magnetischen Sensoren, insbesondere jener, die auf dem magnetoresistiven Effekt basieren. MR Sensoren sind ein gelungenes Beispiel für die Mikro-Nano-Integration. Aktuelle Neuentwicklungen öffnen neue Möglichkeiten für den Fahrzeugentwickler. Bei AMR Sensoren verfügt eine neue Winkelsensorfamilie über eine höhere Winkelgenauigkeit und höhere Dynamik als bisherige AMR Sensoren und auch Hall-Effekt Sensoren. Ein neues Zahnsensormodul, welches sich den GMR-Effekt zu Nutze macht, erlaubt die direkte Messung von Bewegung an vorhandenen mechanischen Bauteilen, was die Systemkosten deutlich verringern kann. Es werden auch energiesparende TMR Sensoren in den Markt eingeführt, die autarke, drahtlose Sensoranwendungen greifbar machen [4], [5]. MR Sensoren sind nicht nur für Winkel- und Längenmessaufgaben geeignet, sondern auch für Anwendungen im Bereich der mobilen Navigation, des Verkehrsmanagements oder der Strommessung [6].

Literatur

- [1] Slatter, R., Buss, R., „Neuartige Zahnsensoren auf GMR-Basis für anspruchsvolle Winkel- und Längenmessaufgaben“, 2. GMM Workshop Mikro-Nano-Integration, Erfurt, 2010
- [2] van Basshuysen, R., Schäfer, F., Handbuch Verbrennungsmotor (7. Aufl.), Springer Vieweg, 2014
- [3] Kerres, R., Schwarz, D., Bach, M., Fuoss, K. et al., „Overview of Measurement Technology for Valve Lift and Rotation on Motored and Fired Engines“: SAE Int. J. Engines 5(2), 2012
- [4] Paul, J. et al, “Sensors based on Tunnel Magnetoresistance – New Technology, New Opportunities”, 17th International Conference on Sensors and Measurement Technology, Nürnberg, 2015
- [5] Slatter, R. & Doms, M., “Energy Efficient Magnetoresistive Sensors for Low-power and Wireless Applications”, 8th Smart Systems Integration Conference, Vienna, 2014
- [6] Slatter, R., “Magnetoresistive (MR) Sensors for Angle-, Path- and Current Measurement in Harsh Environments”, 17th International Conference on Sensors and Measurement Technology, Nürnberg, 2015

Innovative Kettentriebsysteme für die Automobilindustrie

Dr.-Ing. Thomas Fink,

Joh. Winklhofer Beteiligungs GmbH & Co. KG, München;

Florian Zimmermann, M.Sc.,

iwis motorsysteme GmbH & Co. KG, München

Kurzfassung

Die Trends in der Motorenentwicklung beeinflussen maßgeblich die Leistungsfähigkeit von Kettenrieben. Insbesondere die Ölalterung zeigt deutliche Auswirkungen auf das Verschleißverhalten von Steuerketten. Als erstes wichtiges Entwicklungsthema werden Maßnahmen zur Verschleißreduktion vorgestellt und der Einfluss des Rußanteils im Motoröl aufgezeigt. Als weiterer Schwerpunkt der Entwicklung ist die Kraftstoffverbrauchsreduktion zu nennen. Zu deren Optimierung werden Verfahren zur Reibleistungsverringerung genannt. Einerseits können diese Maßnahmen durch Veränderungen der Kettengeometrie erzielt werden, andererseits ergeben sich deutliche Potenziale durch neuartige Spann- und Führungs-schienen-auslegungen. Darüber hinaus bietet der Kettenspanner Möglichkeiten zur CO₂ – Reduktion, indem der Öldurchsatz auf ein erforderliches Minimum verringert wird. Weiterhin wird aufgezeigt, dass das Spannsystem nicht nur maßgeblich für die Dynamik des Steuer-triebes ist, sondern auch die Effizienz stark prägt. Die wichtigsten Erkenntnisse der vorge-stellten Entwicklungspotenziale werden abschließend zusammengefasst.

Abstract

Trends in engine development have major implications on the performance of chain drives. In particular, oil ageing clearly impacts on the wear of timing chains. Therefore, measures which reduce wear, focusing on the influence of soot content in engine oil, are presented accordingly. Reducing fuel consumption is another key aspect of development work. Furthermore, possibilities for reducing friction losses in order to optimize fuel consumption are shown. On the one hand, these measures can be achieved by changing the chain geometry. On the other hand, there is also clear potential in new tensioning and guide rail designs. Moreover, chain tensioners provide scope for CO₂ reductions by decreasing the oil flow rate to the necessary minimum. Furthermore, it is shown that the clamping system is not only decisive for the dynamics of the timing drive, but also strongly influences the efficiency. The summary then brings together the key findings of the various potential developments.

1. Trends in der Motorenentwicklung und deren Auswirkungen auf den Kettentreib

1.1. Trends in der Motorenentwicklung

Erhöhte Leistungsdichte, Downsizing sowie die Verlängerung der Ölwechselintervalle sind nur einige Trends, die aktuell bei der Entwicklung neuer Motoren generationen realisiert werden. Darüber hinaus kann man feststellen, dass Leichtlauföle und Start-Stop-Einrichtungen konsequent Einzug in die künftigen Motorenkonstruktionen halten. Diese Motorenentwicklungstrends haben erhebliche Einflüsse u. a. auf die Kettentreibsdynamik und die Ölbeschaffenheit. Dadurch ändern sich die Ketteneigenschaften (z. B. Verschleiß-längung und Reibung) zum Teil deutlich, so dass der Entwickler weitgehende Maßnahmen treffen muss, um die Entwicklungsziele zu erreichen.

1.2. Auswirkungen auf die Steuerkette

In Bezug auf die wesentlichen verschleißfördernden Mechanismen können zwei Wirkprinzipien, nämlich die „Abrasion“ und die „Korrosion“, genannt werden. Diese beiden unterschiedlichen Verschleißmechanismen entstehen durch den Ruß- / NOx-Trade-Off des gealterten Motorenöls. Einerseits führt ein erhöhter Rußeintrag in das Motorenöl zu abrasivem Verschleiß, andererseits entsteht Korrosion durch Ölversäuerung und durch die NOx enthaltenen blow-by Gase. Die Problematik, die sich daraus ergibt, stellt den Entwickler vor eine neue Herausforderung, denn beide Effekte der Ölbeeinflussung können in der Regel nicht mit derselben Technologie behandelt werden. Somit wird immer nach einem sinnvollen Kompromiss zu suchen sein.

1.3. Auswirkungen auf das Spannsystem

Im Bereich der Spannsysteme haben die Reduktion der Ölpumpenleistung und die Verwendung von niedrig viskosen Leichtlaufölen Auswirkungen auf die Funktion. Sollte der Öldruck weiter gesenkt werden, besteht die Gefahr der Unterversorgung des hydraulischen Dämpfungssystems. Dies kann zu einer unerwünschten Geräuschentwicklung, erhöhtem Verschleiß oder sogar einem Überspringen der Steuerkette führen. Verschärft wird die Problematik durch die Start-Stop-Automatik und somit erhöhte Anzahl von Startvorgängen. Je nach Einbaulage des Spanners, wird es bei Stillstand des Motors und der Ölpumpe zu einer teilweisen oder vollständigen Entleerung des Druckraumes kommen. Beim Starten kann der Kettenspanner nicht schnell genug gefüllt werden, was fallweise zu Startklappern führt. Weiterhin ist es möglich, dass aufgrund anderer Verbraucher in der Ölleitung Druckschwankungen auftreten, die ein zuverlässiges Arbeiten des Kettenspanners beeinträchtigen.

2. Verschleißreduktion

2.1. Verschleiß im Kettentreib

Beim Verschleiß im Kettentreib unterscheidet man Kettenverschleiß, Schienenverschleiß und Kettenradverschleiß. Typische Bilder dieser drei Phänomene sind in Bild 1 dargestellt. Üblicherweise bildet sich im Kettengelenk (Bolzen-Hülse bzw. Bolzen-Lasche) kaum Verschleiß am Kettenbolzen aus. Am Gegenkörper (Hülse bei Hülsen bzw. Rollenketten bzw. Lasche bei Zahnketten) hingegen ist der Verschleiß deutlich ausgeprägter. Diese ungleiche Verschleißverteilung stellt jedoch ein absolut bekanntes Verhalten dar. Untersuchungen haben gezeigt, dass alleinige Maßnahmen am Kettenbolzen durchaus den Verschleiß des Gegenkörpers beeinflussen können, ohne dass das sehr gute Verschleiß-verhalten des Kettenbolzens verschlechtert wird.

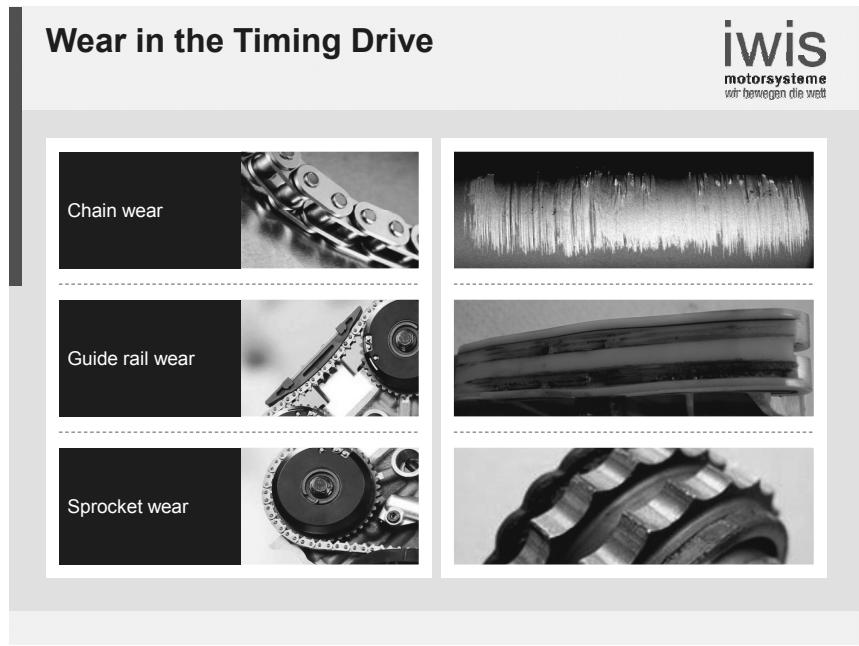


Bild 1: Verschleißphänomene in Kettentreibskomponenten

Den zweiten wesentlichen Ort des Verschleißes in Kettentreiben bildet der Kontakt „Kette-Schiene“. Hierbei erfolgt durch das Gleiten der Kettenlaschen auf dem Kunststoff-Material der Spann- und Führungsschienen ein Materialabtrag bzw. eine thermische Beschädigung.

Diesem Alterungs-Prozess kann jedoch durch die Auswahl geeigneter hitzestabilisierter Polyamide entgegengewirkt werden.

Der dritte Verschleißbereich in einem Kettentrieb ist im Kontakt zwischen der Kette und dem Kettenrad zu finden. Ein überproportionaler Verschleiß an den Kettenradzähnen ist jedoch nur dann zu erwarten, wenn die Verzahnungsgeometrien der Kettenräder nicht optimal mit den gewählten Kettentypen korrelieren bzw. bei Material- und Wärmebehandlungsfehlern im Bereich der Kettenräder.

Da sich die eingangs genannten Motoreinflüsse hauptsächlich auf den Kettenverschleiß auswirken, werden im nachfolgenden Kapitel verschiedene Maßnahmen zur Reduktion von Kettenverschleiß vorgestellt.

2.2. Verschleiß in der Steuerkette

Durch die spezielle Bewegungscharakteristik der Steuerkette (oszillierende Schwingbewegung des Kettengelenks) entsteht ein Verschleiß am Kettenbolzen sowie am Gegenkörper (Lasche bei Zahnketten bzw. Hülse bei Rollen- und Hülsenketten). Mithilfe von verschiedenen Oberflächenbeschichtungen bzw. Wärmebehandlungen können deutliche Reduzierungen des Verschleißverhaltens erreicht werden. Dabei ist insbesondere das neuartige TRITAN - Verfahren hervorzuheben, welches selbst bei hohen Rußgehalten die beste Robustheit und die geringste Empfindlichkeit aufweist.

Bild 2 im linken Teil zeigt den Anstieg des Verschleißes von TRITAN-Ketten über die Betriebsdauer für verschiedene Rußgehalte. Wie erwartet, steigt die Verschleißrate mit Erhöhung des Rußanteils an. Auf der rechten Seite im Bild 2 ist die Verschleißrate verschiedener Bolzenbeschichtungen über dem Rußgehalt des Motoröls aufgetragen. Es ist deutlich erkennbar, dass die TRITAN - Kette im Vergleich zu den marktüblichen Beschichtungen eine erheblich niedrigere Verschleißrate aufweist. TRITAN stellt hierbei den Markennamen der iwis motorsysteme GmbH & Co. KG für ein neuartiges Beschichtungsverfahren dar. Hierbei wird auf die Kettenbolzen eine Chromnitrid-(CrN) Schicht aufgebracht, die nur wenige µm Dicke aufweist.

CrN als Verschleißschutzschicht ist eine seit vielen Jahren bekannte Methode zur Verschleißreduktion. Der wichtige Unterschied zum bisherigen Verfahren einer industriellen Beschichtung ist jedoch die Tatsache, dass bei der TRITAN-Technologie ein kontinuierliches

Beschichten im Durchlaufprozess erfolgt. Bisher war diese Methode nicht großserientechnisch entwickelt, und man war gezwungen, die Komponenten im sogenannten „Batch-Verfahren“ zu beschichten.

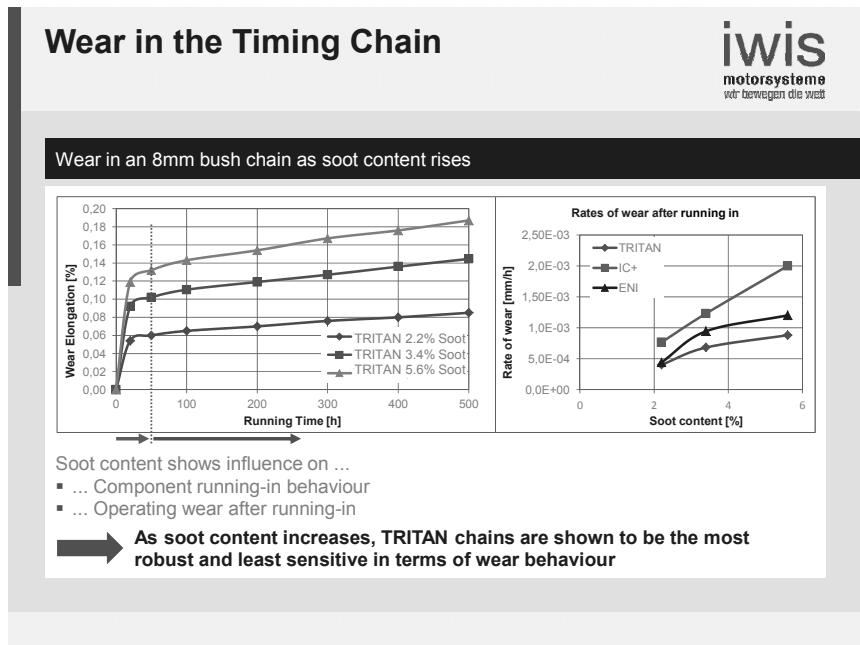


Bild 2: Verschleiß in einer 8mm Hülsenkette bei steigenden Rußgehalten

Die Entwicklungstätigkeit der iwis motorsysteme GmbH & Co. KG hatte daher die Intention, eine wirtschaftlich interessante Methode zu schaffen, um viele Millionen Bolzen pro Tag effizient und mit hoher Qualität mit CrN beschichten zu können. Durch das neuartige TRITAN-Verfahren ist es jetzt möglich, mit der bekannten Verschleißschutzschicht auch große Mengen von Einzelkomponenten zu beschichten.

Die TRITAN-Beschichtung stellt somit eine leistungsfähige und kommerziell sinnvolle Lösung dar, um die Anforderungen der zukünftigen Motoröle zu erfüllen.

Neueste Untersuchungen (Bild 3) haben gezeigt, dass die TRITAN-beschichteten Bolzen auch in Zahnketten wirksam sind und gegenüber den bekannten VC-Bolzen (Vanadium-

carbid-Bolzen) eine deutlich höhere Verschleißfestigkeit aufweisen. Im Diagramm ist eine 30%ige Reduktion des Verschleißes nach einer Laufzeit von 150 h auf dem Komponentenprüfstand (Verwendung von Test-Öl mit hohem Rußanteil) zu erkennen.

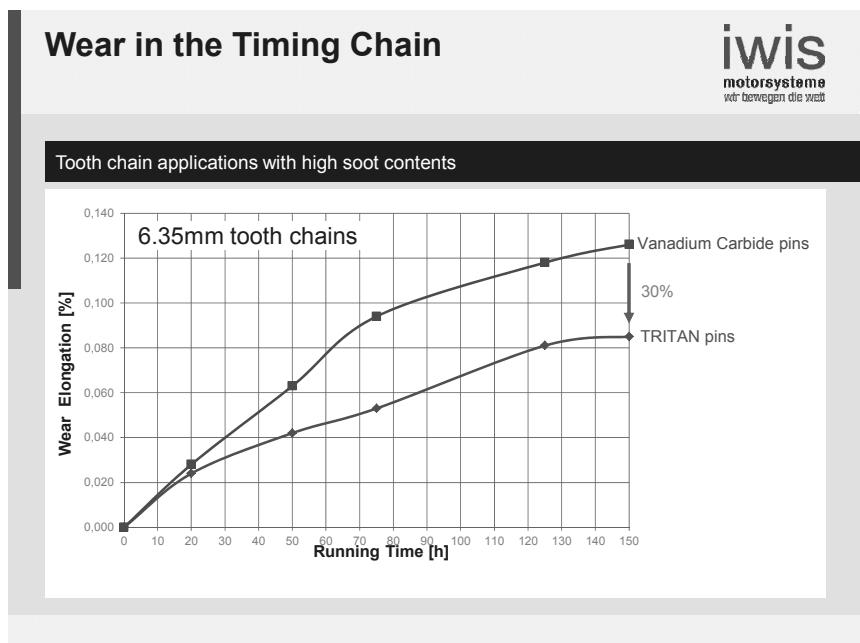


Bild 3: Zahnkettenanwendungen bei hohen Rußgehalten

Die zukünftigen Kettentypen der iwis motorsysteme GmbH & Co. KG werden somit um die Option TRITAN-Beschichtung ergänzt und runden das Portfolio nach oben ab.

Darüber hinaus sind Untersuchungen veranlasst worden, um den Einfluss der Oberflächenqualität auf das Verschleißverhalten von Ketten zu erforschen. Eine stufenweise Reduktion der Rauigkeit von Kettenbolzen bzw. Gegenkörper führte zu einem Verschleißminimum bei einem spezifischen Rauigkeitswert.

Eine weitere Verringerung der Rauigkeit lieferte keine zusätzliche Verbesserung und ließ den Verschleißgradienten in diesem Fall sogar ansteigen.

Bild 4 zeigt den Unterschied im Verschleißverhalten einer optimierten Oberfläche (Bolzen, Hülse, Lasche) und dem ursprünglichen Zustand. Man erkennt deutlich die Abflachung des Betriebsverschleißes und den damit verbundenen Vorteil für die Lebensdauer der Steuerkette.

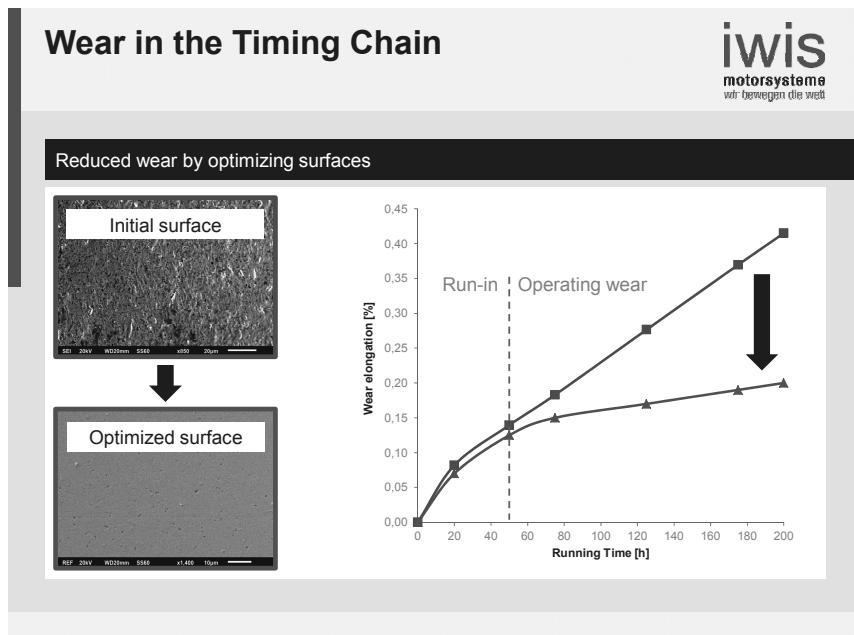


Bild 4: Unterschied im Verschleißverhalten bei optimierten Oberflächen

3. Verbrauchsreduktion

3.1. Reibleistungsreduktion an der Kette

Die Gesamtreibung im Kettentreibung teilt sich auf in Gelenkreibung in der Kette, Kette-Schiene-Reibung und Kette-Kettenradreibung. Bild 5 stellt die ungefähre Verteilung dieser Reibungsanteile für einen repräsentativen Kettentreib dar. Die größten Beiträge zur Reibung sind im Kettengelenk bzw. im Kontakt „Kette-Schiene“ zu finden, während die Reibung zwischen Kette und Kettenrad weitgehend vernachlässigbar ist. Daher wird dieser Anteil aufgrund seines geringen Beitrages im Folgenden nicht weiter betrachtet. Die Normalkraft der Kettenlasche auf die Spann- und Führungsschienen erzeugt in Kombination mit dem Reib-

wert die Reibkraft zwischen Kette und Schienenbelag. Dabei ist der Reibwert keine Konstante, sondern von anderen Größen wie Gleitgeschwindigkeit, Ölmenge und Ölsorte, Temperatur usw. abhängig. Der Kontakt „Kette-Schiene“ stellt sich als ein komplexes Tribosystem mit vielen Einflussgrößen dar. Grundsätzlich lassen sich bei der Reduzierung der Reibung zwei Stellgrößen regeln, denn die Reibkraft kann sowohl durch die Optimierung der Laschenkontur als auch durch die Auswahl des Gleitbelags (Material und Form) beeinflusst werden.

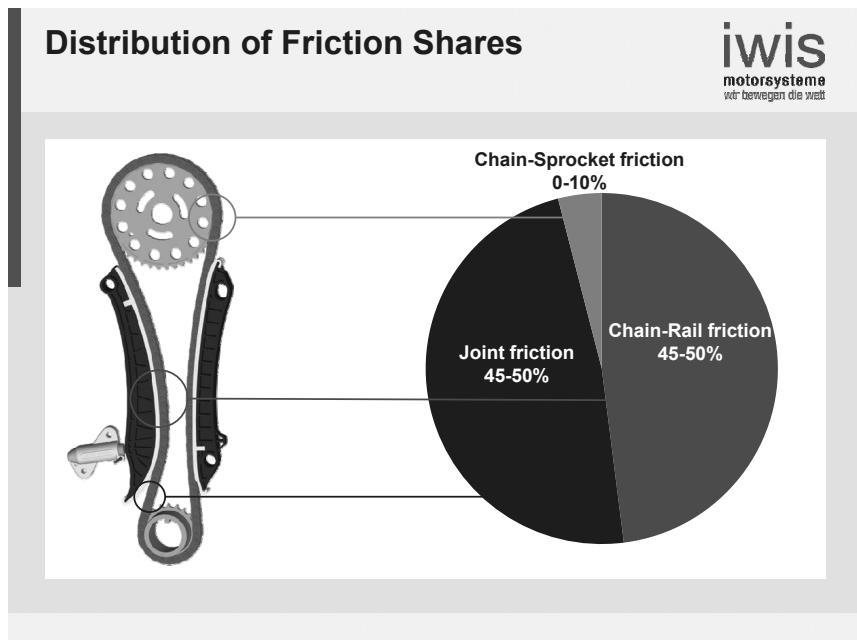


Bild 5: Verteilung der Reibungsanteile in einem typischen Kettenantrieb

Erste Untersuchungen an einem Reibungsprüfstand haben gezeigt, dass durch die Auswahl des Materials durchaus Reibungsreduktionen von bis zu 10% der Ketten-Schienen-Reibung erzielt werden können. Bei diesen Prüfungen wurden unterschiedliche Polyamide verschiedener Hersteller in einem Versuchswerkzeug zu Führungsschienen abgespritzt und im Prüfstand unter realitätsnahen Einsatzbedingungen vermessen. In einem zweiten Schritt konnte der Vorteil einiger dieser Werkstoffe in einem geschleppt betriebenen Strip-Motor verifiziert werden. Selbstverständlich schloss sich nach den Reibungsuntersuchungen auch ein Dauerauflauf an, bei dem der Reibungsvorteil im Langzeit-Test sowie die Verschleiß-eigenschaften

des Kunststoff-Materials bewertet wurden. In einer zweiten Untersuchungsreihe wurde das Material konstant gehalten und die Geometrie variiert. Als erstes ist untersucht worden, welcher Einfluss bei Reduzierung der Materialdicke zu erwarten ist. Aktuell werden im Serien-einsatz Kunststoff-Beläge mit einer Stärke von ca. 3,0 mm verwendet. Hauptgrund hierfür ist das Länge-Breite-Durchmesser-Verhältnis von gespritzt hergestellten Kunststoff-Komponenten, das eine Reduzierung der Belagstärke nur eingeschränkt zulässt. Ziel der Untersuchung war jedoch die Überprüfung des Dickeneinflusses der Kunststoffbeläge auf das Reibverhalten ohne zunächst die Möglichkeiten einer Herstellbarkeit in den Fokus zu nehmen. Bild 6 zeigt eine Reibkraftreduktion von über 5% bei Halbierung der Serien-Belagstärke von 3,0 mm auf 1,5 mm. Dieses unerwartete Ergebnis führte im Anschluss zu einer Untersuchung der Herstellbarkeit solcher geringen Belagdicken im Kunststoffspritzgussverfahren.

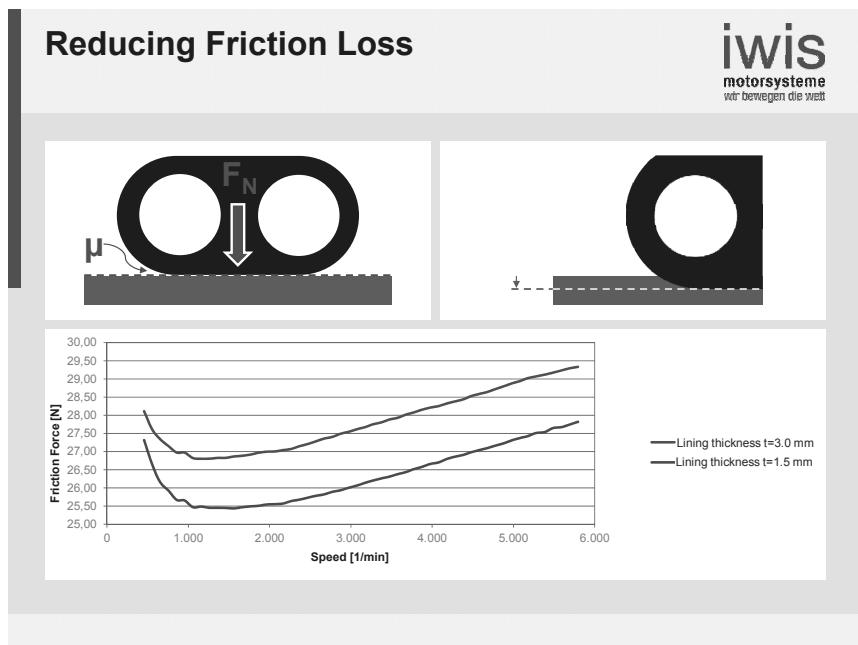


Bild 6: Reibleistungsreduktion durch Verringerung der Belagdicke

Darüber hinaus wurden jedoch auch alternative Verfahren der Kunststoffverarbeitung diskutiert und bewertet. Als Resultat dieser Betrachtung konnte das Extrusionsverfahren als mög-

liche Alternative identifiziert werden. Die technische Realisierung geringer Belagdicken kann durch dieses Verfahren sichergestellt werden, bei dem neben Materialersparnis auch eine Kostenreduzierung erzielt werden kann.

3.2. Reibleistungsreduktion an Spann- und Führungsschienen

Kettentriebe benötigen bauartbedingt in jedem Trumstück eine ausreichende Führung. Die Führungselemente bestehen in aller Regel aus einem steifen Grundkörper und einem aufgebrachten Kunststoff-Gleitbelag. Der Kontakt der Kette auf diesem Belag erzeugt an den Be- rührungsstellen Reibung. Üblicherweise gleitet die Kette über den kompletten Bereich der Führungsschiene, die im Last-Trum zwischen zwei benachbarten Kettenrädern montiert ist. Die Länge der Führungsschiene ist dabei so gewählt, dass die Kette möglichst bis an die Kettenräder heranreicht, damit Kettenschwingungen oder das Überspringen der Kette in der Verzahnung verhindert werden.

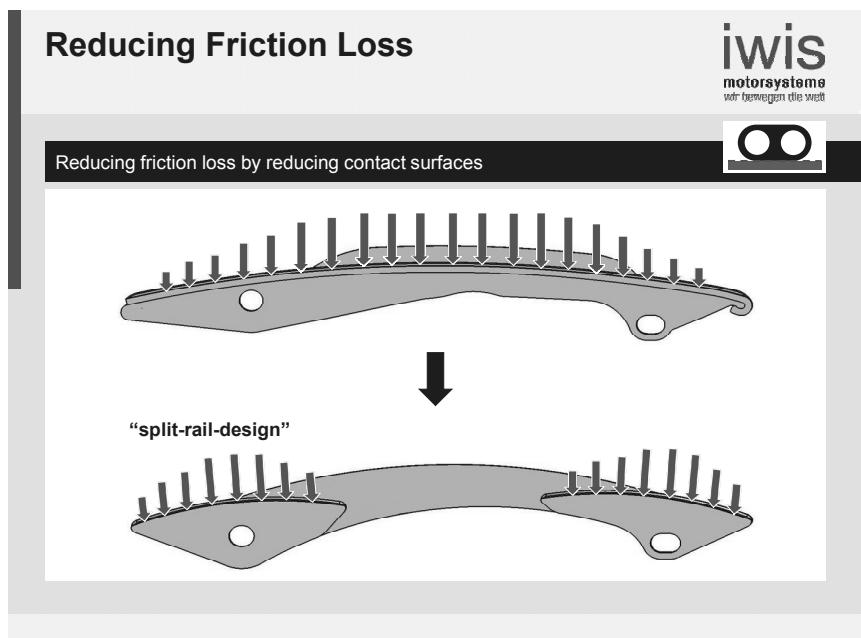


Bild 7: Split-Rail-Design zur Reibleistungsreduktion

Eine Verringerung der Führungsbereiche auf ein akzeptables Minimum, das ausreicht um die Kettenschwingungen aufzufangen, führt zum sogenannten „Split-Rail-Design“ (Bild 7). Zwischenzeitliche Reibungsmessungen mit Split-Rail-Kettentrieb an einer Ottomotor-Reibatrappe haben im Vergleich zu einem Serien-Kettentrieb Vorteile im Reibmoment von bis zu 0,15 Nm ergeben. Inzwischen werden solche konstruktiven Lösungen in Serienentwicklungsprojekten verwendet und stehen kurz vor der Einführung in die Serienproduktion. Das Design des Split-Rails muss kettentriebsspezifisch ausgelegt werden, so dass einerseits die Dynamik der Kette beherrscht wird, andererseits ein höchstmöglicher Reibungsvorteil erzielt werden kann. Dazu verwendet die iwis motorsysteme GmbH & Co. KG ein hauseigenes Mehrkörper-Berechnungstool, das sämtliche dynamischen Effekte eines Kettentriebs realitätsnah abbilden kann. Eine weitere Möglichkeit der Reibungsverringerung an einer Steuerkette ist die Reduzierung der Gelenkreibung.

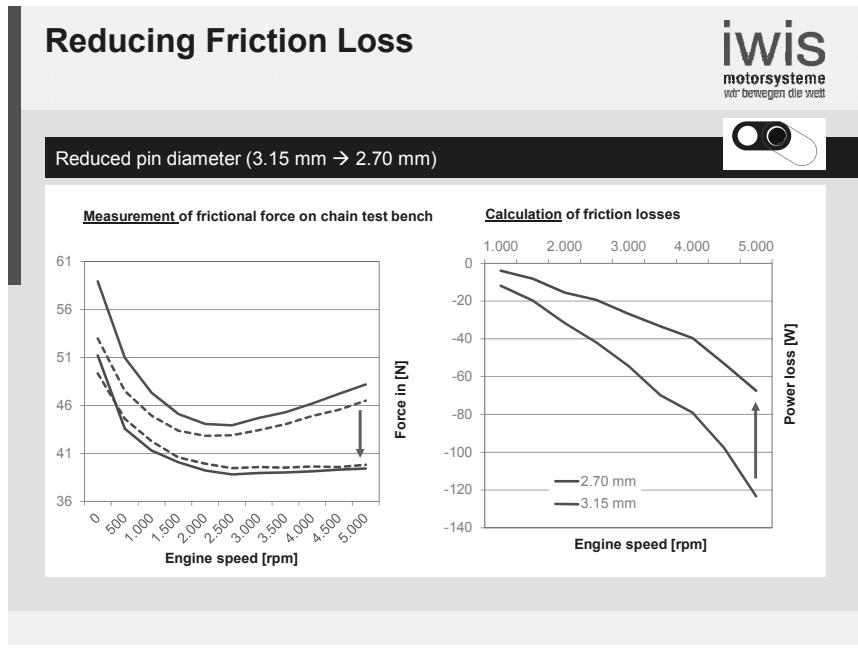


Bild 8: Einfluss des Bolzendurchmessers auf die Kettengelenkreibung

Es wird davon ausgegangen, dass die Reibung im Kettengelenk durch die Schwenkbewegung der Kettenglieder zueinander entsteht. Diese Schwenkbewegung ist im Wesentli-

chen vom Kettentriebs-Layout abhängig und kann durch entsprechendes Design des Kettentriebs positiv beeinflusst werden.

Weiterhin ist der Kontakt zwischen dem Kettenbolzen und dem Gegenkörper (Hülse bzw. Lasche) eine wirksame Stellgröße zur Beeinflussung der Reibung. Unter der Prämisse konstanter Materialpaarungen kann allein durch Reduktion des Bolzendurchmessers (siehe Bild 8) eine deutliche Verringerung des Reibmoments erzielt werden. Im dargestellten Beispiel wurde der Bolzendurchmesser von 3,15 mm auf 2,7 mm reduziert und dadurch eine ca. 10 % geringere Reibleistung erreicht. Es ist jedoch zu erwähnen, dass durch diese Verringerung der Gelenkfläche im Kettengelenk unter der Annahme gleicher Kettenkräfte ein proportional höherer Kettenverschleiß zu erwarten ist. Durch Aufbringen geeigneter Verschleißschutzschichten am Kettenbolzen muss dann diesem höheren Verschleiß entgegengewirkt werden.

3.3. Reibleistungsreduktion am Kettenspanner

In Kettenrieben (Steuertrieb und anspruchsvolle Nebenaggregate-Triebe) kommen ausschließlich hydraulische Kettenspanner zum Einsatz. Der hydraulische Kettenspanner wird entweder am Motorblock oder am Zylinderkopf verbaut und vom Motoröl versorgt. Zwei Hauptaufgaben muss der Kettenspanner dabei erfüllen. Zum einen sind eine ausreichende Vorspannung der Kette sowie ein Nachführen der Spannschiene bei verschleißgelanger Kette erforderlich. Zum anderen soll der Kettenspanner die auftretenden Schwingungen der Kette unter dynamischer Belastung dämpfen. Grundsätzlich konnten zwei Möglichkeiten identifiziert werden, um die Reibleistung des Steuertriebes durch den Kettenspanner zu beeinflussen. Die erste besteht darin den Öldurchsatz des Kettenspanners auf ein Minimum zu verringern, die zweite besteht darin über eine bedarfsgerechte Dämpfung die Dynamik zu beeinflussen, sodass die Reibung im Kontakt zwischen Kette und Schiene und in den Kettengelenken selbst minimiert wird.

Wenn der Ölverbrauch des Kettenspanners reduziert wird, kann die zur Versorgung notwendige Ölpumpe kleiner dimensioniert und die Leistung des Motors effizienter genutzt werden. Um das tatsächliche Einsparungspotenzial zu quantifizieren, wurde ein 3-Zylinder Otto-Motor untersucht und der Reibungsanteil der Ölpumpe sowie der Öldurchfluss des Kettenspanners ermittelt. Die Auslegung der Pumpengröße erfolgt aufgrund der Worst-Case Bedingungen bei maximalen Öltemperaturen, niedrigen Ölviskositäten und maximalen Spaltmaßen. Wenn man von der Annahme ausgeht, dass die variable Ölpumpe in diesem Betriebsbereich einen Druck von 0,6 bar in der Ölgalerie aufrechterhält, liegt der Durchfluss eines Kettenspanners

bei 0,55 l/min. Somit kann die Leistung der Ölpumpe um 1,55 cc/rev verringert werden. Überträgt man die Ergebnisse in eine Verbrauchssimulation ergeben sich die in Bild 9 dargestellten Einsparungen. Im Durchschnitt liegt die CO₂-Verringerung bei 0,14 g/km. Das in Bild 9 dargestellte Potenzial steht zur Verfügung, wenn ein Kettenspanner eingesetzt wird, der nicht auf eine externe Ölversorgung angewiesen ist.

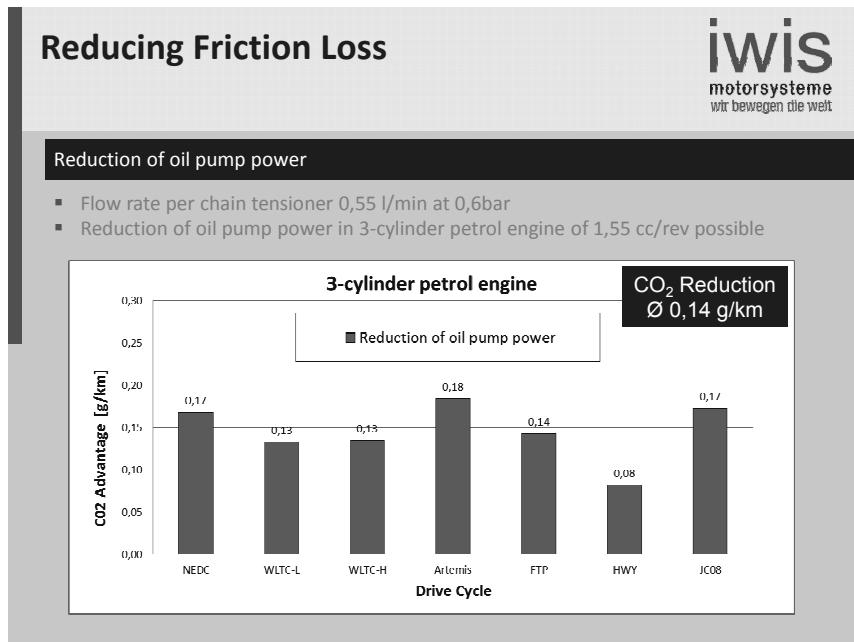


Bild 9: Reibleistungsreduktion durch Verringerung der Ölpumpenleistung

Wie bereits in Bild 5 dargestellt und erläutert, entsteht ein Großteil der Reibung im Kontakt zwischen Kette und Schiene und in den Kettengelenken selbst. Die wirkenden Kräfte werden aber durch den Kettenspanner beeinflusst. Eine Verringerung der Kräfte hat auch eine Verringerung der Reibung zur Folge. Die Herausforderung liegt darin, die auftretenden Kräfte zu minimieren und dennoch die Betriebsfestigkeit und Funktion des Steuertriebes zu gewährleisten. Krupp beschreibt in [8] Reibleistungsmessungen an einem geschleppten Zylinderkopf mit dem Steuerkettentrieb eines 3-Zylinder Otto-Motors und variiert die Spannkraft des Kettenspanners durch die Anpassung des Versorgungsdrucks.

Der Versorgungsdruck kann in stationären Betriebszuständen von 5 bar auf 1 bar gesenkt werden, ohne die Betriebssicherheit zu gefährden. Dadurch kann der Wirkungsgrad um 10 % gesteigert werden. Da im Verbrennungsmotor auch instationäre Vorgänge auftreten, ist die Reduktion des Versorgungsdruckes natürlich eingeschränkt. Auf Basis dieser Ergebnisse wurde bei der iwis motorsysteme GmbH & Co. KG eine Reibleistungsmessung an einem geschleppten 4-Zylinder Otto-Motor durchgeführt und die Federkraft des Kettenspanners variiert. Eine Verringerung der Federkraft im Arbeitspunkt um 32 N reduziert die Reibung im Steuertrieb um 4 %.

Überträgt man diese Ergebnisse auf die unterschiedlichen Fahrzyklen, ergeben sich die in Bild 10 dargestellten Einsparungspotenziale. Im Durchschnitt kann dadurch 0,17 Gramm CO₂ pro Kilometer eingespart werden.

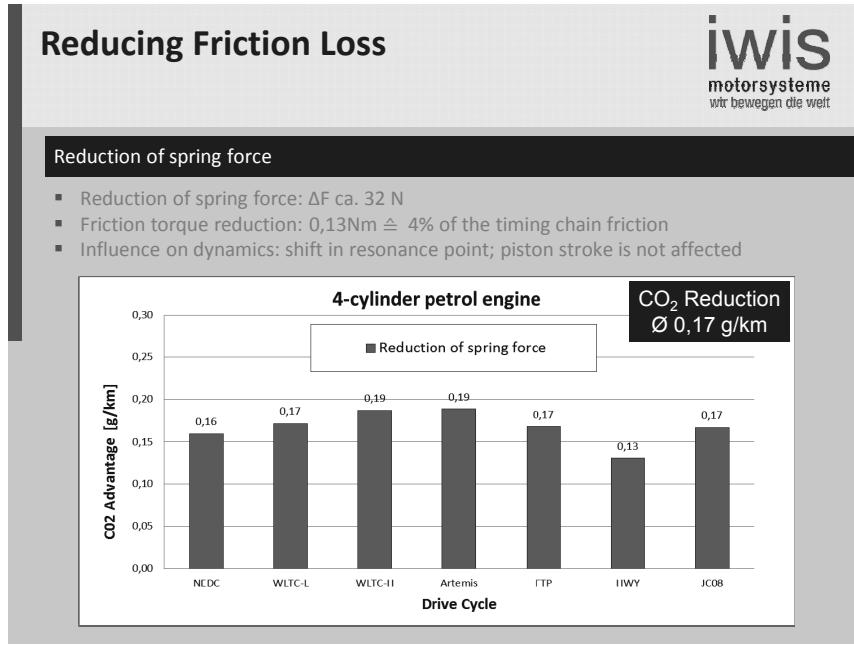


Bild 10: Reibleistungsreduktion durch Verringerung der Kraft der Kettenspanner Feder

Die Dynamik des Steuertriebs wird dadurch nur gering beeinflusst, da sich der Resonanzpunkt des Triebes zu niedrigeren Drehzahlen verschiebt, die dynamische Amplitude

des Kolbens aber konstant bleibt. In derzeitigen Kettenspannern muss aber eine harte Feder eingesetzt werden, da nicht ausgeschlossen werden kann, dass der Hochdruckraum bei einem Startvorgang noch nicht vollständig gefüllt ist. Die harte Feder verhindert bei unvollständig gefüllten Kettenspanner ein Aufschlagen des Kolbens auf dem Gehäusegrund und das Startklappern des Triebs.

4. Autarker Kettenspanner

Um die beschriebenen Reibungsvorteile nutzen zu können, wurde bei der iwis motorsysteme GmbH & Co. KG ein autarker Kettenspanner entwickelt. Dieser Kettenspanner zeichnet sich dadurch aus, dass er nicht mehr mit dem Ölkreislauf des Motors verbunden ist, sondern eine Lebensdauer-Befüllung aufweist. Bild 11 zeigt die Entwicklungszielsetzungen eines autarken Kettenspanners.

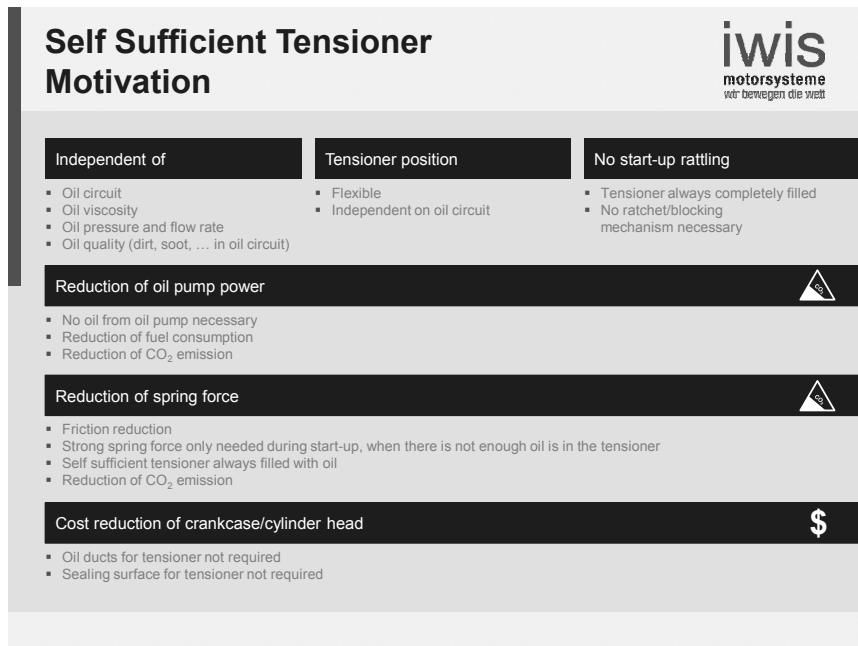


Bild 11: Entwicklungszielsetzungen eines autarken Kettenspanners

Die Abdichtung des Kettenspanner-Kolbens gegenüber der Umgebung erfolgt durch eine speziell entwickelte Elastomerdichtung, der Ausgleich des Ölvolumentums wird durch Verwendung einer Membrankammer (sh. Bild 12 unten) sichergestellt.

Dauerlaufuntersuchungen an Komponentenprüfständen bzw. an befeuert betriebenen Motoren haben die Robustheit des Systems bewiesen und die prinzipielle Konzepteignung aufgezeigt. In einem nächsten Schritt werden die Kettenspanner-Komponenten hinsichtlich einer späteren Serienproduktion optimiert und auf die Applikation im Motor angepasst. Mit dem autarken Kettenspanner reduziert sich der Ölbedarf des Kettenspanners auf Null, somit kann das Einsparungspotenzial durch Reduktion der Ölpumpenleistung vollständig ausgeschöpft werden.

Self Sufficient Tensioner Technical details



3D-printed prototype for functional tests

- Current dimensions:
36 mm x 36 mm x 75 mm/95 mm
- Piston stroke 20 mm
- Weight: 250g (filled)
- First endurance tests on component test benches (1000h)
- First function tests and short endurance tests on fired combustion engine

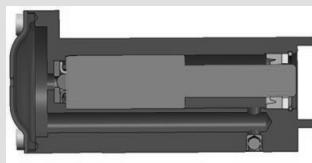
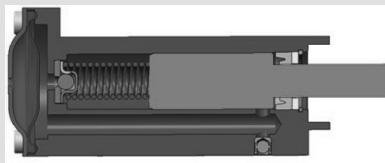


Bild 12: Prinzipdarstellung eines autarken Kettenspanners

Weiterhin besteht die Möglichkeit, den Wirkungsgrad mit einer schwächeren Feder zu verbessern, da der autarke Kettenspanner immer mit Öl gefüllt ist. Der Unterschied im Startverhalten ist in Bild 13 erläutert. Die Messung wurde an einem 4-Zylinder Otto-Motor

durchgeführt. Auf der linken Seite ist das Startverhalten eines herkömmlichen Kettenspanners dargestellt. Nach dem Start des Motors dauert es ca. zwei Sekunden bis Motoröl im Niederdruckraum des Kettenspanners ankommt und der Niederdruck ansteigt. In diesem Zeitraum wird die Bewegung der Spannschiene nicht gedämpft und sie schwingt mit einer Amplitude von ca. 2 mm. Sobald der Druck im Niederdruckraum ein konstantes Niveau erreicht hat, wird der Kettenspanner innerhalb kurzer Zeit entlüftet und der Druck im Hochdruckraum steigt, während der Kolbenweg abnimmt. Beim autarken Kettenspanner (Bild 13, rechts) steigt der Hochdruck mit dem ersten Kolbenhub an und der Kettenspanner dämpft die Bewegung von Beginn an. Der Kettenspannerweg ist konstant minimal. Ein Startklappern ist nicht möglich. Durch dieses Verhalten wird die Robustheit des Steuertriebes bei Verwendung von Start-Stop-Einrichtungen erhöht.

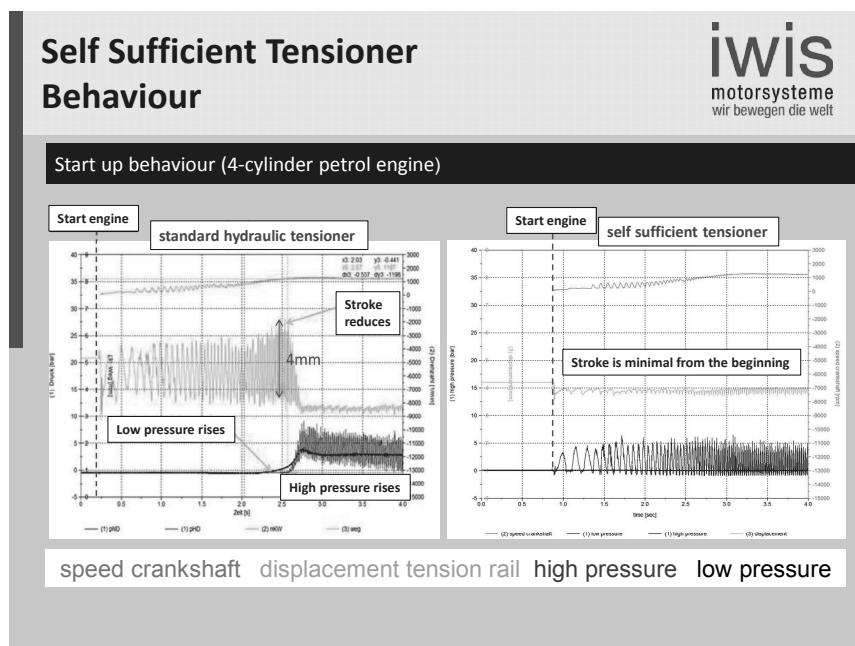


Bild 13: Vergleich des Startverhaltens: Standard KSP (links) und autarker KSP (rechts)

5. Zusammenfassung

Die wesentlichen Erkenntnisse lauten wie folgt:

- Die Weiterentwicklung der Motoren bzw. der Motoröle stellt neue Herausforderungen an den Steuertrieb.
- Oberflächenbeschichtungen der Kettenbolzen und deren Wärmebehandlungen müssen deshalb entsprechend optimiert werden.
- TRITAN-Ketten zeigen bei steigenden Fußgehalten die höchste Robustheit und die geringste Empfindlichkeit im Verschleißverhalten.
- Eine deutliche Reibungsreduktion wird durch Geometrieoptimierungen an Schienen („Split-Rail-Design“) und an den Kettenbauteilen Bolzen und Laschen erzielt.
- Die Reduzierung der Verschleißlängung liefert über die Steuerzeitenkonstanz einen indirekten, aber wichtigen Beitrag zur CO₂-Reduktion.
- Der Einsatz eines autarken Kettenspanners leistet durch Reduktion der Ölpumpenleistung und optimierte Dämpfungseigenschaften einen Beitrag zur CO₂-Verringerung.
- Der Einsatz eines autarken Kettenspanners erhöht die Betriebsfestigkeit des Steuertriebes bei Einsatz von Start-Stop-Einrichtungen und unzureichender Ölversorgung.

Literatur:

- [1] Belmer, S.; Fink, Th.; Lorenz, I.; Neukirchner, H.: Steuertriebe für Verbrennungsmotoren. Motortechnische Zeitschrift, Heft 6/2005
- [2] Fink, Th.; Fritz, P.: Berechnungsverfahren zur Ermittlung der dynamischen Effekte in Kettentrieben. Motortechnische Zeitschrift, Heft 5/1999
- [3] Fink, Th.; Bodenstein, H.: Möglichkeiten der Reibungsreduktion in Kettentrieben. Motortechnische Zeitschrift, Heft 7-8/2011
- [4] Fink, Th.: Möglichkeiten zur Dynamik- und Akustikoptimierung von modernen Steuerkettentrieben in Verbrennungsmotoren. Sonderdruck aus Motortechnische Zeitschrift, Heft 7-8/2011, Springer Automotiv Media Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH
- [5] Hirschmann, V.; Bongard, A.; Welke, L.: Neue Zahnkettengeneration für den Einsatz in Steuertrieben von Dieselmotoren. Motortechnische Zeitschrift, Heft 11/2006
- [6] Bauer, P.: Kettensteuertriebe, Verlag Moderne Industrie 2013, Die Bibliothek der Technik, Band 353, Süddeutscher Verlag onpac GmbH, 81677 München
- [7] Dietsche, K.-H.: Robert Bosch GmbH, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 28. Aufl. 2014, Seite 360 ff.
- [8] Krupp, F.; Sauer B.: Experimentelle Untersuchungen zur Reibungsminderung im Steuerkettentrieb, Wirkungsgradverbesserung im Steuerkettentrieb durch Anpassung der Kettenspannkraft und Optimierung der Schmierung. ant Journal, Ausgabe 1/2014 (2014), 14-20

Lowering Friction in Timing Chain Drive Systems by Tuning Tensioner Materials

Jippe van Ruiten, DSM Engineering Plastics;

Marcel Meuwissen, Thijs Besseling, DSM Ahead;

Maik Broda, Ford Research & Advanced Engineering Europe;

Brian Pearce, Ford Dagenham, UK;

Brian Atzberger, BorgWarner Ithaca, USA

Abstract

Fuel economy improvement efforts in engines have focused on reducing parasitic losses. This paper addresses the friction losses in the valve train chain drive system where about half of the losses is caused by the chain sliding on plastic guide and tensioner arm faces (Figure 1). Efforts have been made to reduce these friction losses by optimizing the chain link profile, the geometry of the guide and tensioner arm rails, and developments towards low friction materials.

This paper describes the approach taken for the development of new low-friction chain tensioner arm plastic materials. The approach is characterized by building an understanding of the friction mechanisms and identifying the most critical material's properties. A lab-scale test is used for a first assessment of the friction performance of materials. The link between this lab-scale test and the actual chain-on-tensioner arm application is discussed. The effect of a number of key parameters such as temperature, oil viscosity, oil age, and surface roughness is illustrated and explained. Finally, the performance of a new low-friction polyamide 46 based material is demonstrated.

Aluminiumgusslegierung für thermo-mechanisch hoch belastete Diesel- und Ottomotor-Zylinderköpfe

Dipl.-Ing. **Bernhard Stauder**, Nemak Linz GmbH, Österreich;
Prof. Dr.-Ing. **Franz-Josef Feikus**, Prof. Dr.-Ing. **Christian Oberschelp**,
Nemak Europe GmbH, Deutschland

Kurzfassung

Nemak ist ein global agierender Konzern für die Fertigung von Komponenten aus Aluminiumguss. Das Fertigungspotential umfasst Zylinderköpfe, -kurbelgehäuse, Getriebegehäuse, Strukturkomponenten sowie Gusskomponenten für die E-Mobilität.

Die heute vorwiegend verwendeten Gusslegierungen auf Basis von AlSi-Legierungen mit Mg und Cu stoßen vor allem im Temperaturbereich über 250 °C an die Grenzen ihrer thermischen Belastbarkeit. Zur Realisierung weiterer Lasterhöhungen und Leistungsdichten sind höherfeste Werkstoffe zu entwickeln. Im Rahmen werkstofftechnischer Forschungs- und Entwicklungsarbeiten ist eine AlCu-basierte Gusslegierung für thermisch und mechanisch höher belastbare Zylinderköpfe entstanden. AlCu-Legierungen verfügen über das höchste Festigkeitspotenzial bei Anwendungstemperaturen über 200 °C. Allerdings werden sie aufgrund ihrer Warmrissempfindlichkeit kaum in der Fertigung von Verbrennungsmotoren eingesetzt.

Die von Nemak neu entwickelte Legierung AlCu7MnZr (NemAlloy® HT 200) zeichnet sich durch hohe Festigkeiten insbesondere bei hohen Temperaturen aus. Auch die zyklischen Festigkeiten sowohl unter HCF als auch TMF Belastung liegen auf höchstem Niveau. Im Vergleich zur Serienlegierung AlSi7Cu0.5 Mg wird eine um 18% höhere Dauerfestigkeit bei Raumtemperatur erreicht. Thermomechanische Prüfungen weisen ebenfalls auf Vorteile der NemAlloy® HT 200 gegenüber klassischen Serienlegierungen hin.

Eine exzellente Gusslegierung, eine effektive Kornfeinung der Schmelze, die Sicherstellung einer gelenkten Erstarrung zur Kontrolle der Volumenkontraktion (Einsatz des Rotacast®-Verfahrens) und eine dem Werkstoff angepasste Wärmebehandlung stellen wesentliche Faktoren als Basis ermüdungsfester Bauteile dar. Heutige Zylinderkonzepte

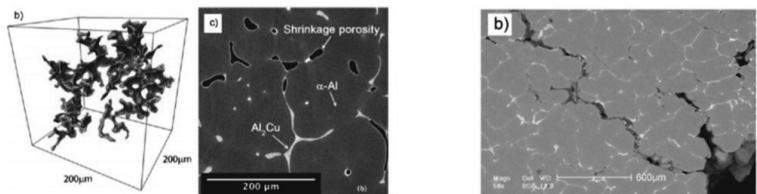
hoher Komplexität sind ohne gravierende Änderungen des Bauteildesigns mit NemAlloy[®] HT200 darstellbar. Die Gusslegierung befindet sich derzeit in der Prototypenphase einer Zylinderkopf-Serienentwicklung.

1. Die Gusslegierung NemAlloy[®] HT200

Der Werkstoff Aluminium zeichnet sich als Leichtmetall mit guter Wärmeleitfähigkeit aus, weshalb er für annähernd 100 % der Zylinderköpfe und auch etwa die Hälfte der Motorblöcke im PKW-Segment etabliert hat. Darüber hinaus findet Aluminium zunehmend Anwendung für Karosserie-, Struktur- und Gehäuseteile. Die für technische Anwendung relevanten Festigkeitsniveaus werden über Legierungssysteme erzielt. Gusslegierungen für Motor-Applikationen basieren üblicherweise auf untereutektischen AlSi-Legierungen zumeist mit Mg und Cu für Ausscheidungshärtung unter Nutzung von AlCu-, MgSi-Ausscheidungsphasen [1].

Bereits aus den Datenblättern der Normung kann entnommen werden, dass im Vergleich der Eigenschaften von Raumtemperatur zu 250 °C deutliche Festigkeitseinbußen bei Al-Si – Gusslegierungen vorliegen, die auf begrenzte Stabilität der aushärtenden Phasen zurückgeführt werden können [2-8]. Einige dieser Veröffentlichungen [2, 3, 5, 7] beziehen sich auch auf Verbesserungen der AlSi-Gusslegierungen über Zugabe von Ti, Zr, V, Ge, Cr, usw. Andere beziehen sich auf neue Systeme, wie AlCu bzw. auch AlMg [6, 8, 10]. Es geht daraus ebenfalls hervor, dass Legierungen mit höheren Cu-Gehalten auch höhere Festigkeiten und Härte bei 250 °C aufweisen als Cu-freie AlSi-Legierungen. Dazu ist die thermisch höchst beständige AlCu5Ni1,5CoSbZr-Gusslegierung, wie dokumentiert in [1] gegenüber gestellt, die anhand dieser Daten selbst bei 250 °C kaum einen Festigkeitsabfall aufweist. Aufgrund der komplexen Ausbildung von intermetallischen Phasen ist deren Gießbarkeit allerdings begrenzt.

Für komplexe Bauteile sind die Nachspeisungseigenschaften des Materials besonders wichtig. Die Flüssig-Fest-Schwindung von Aluminium von ca. 7 Vol.-% gilt es über das Erstarrungsintervall zu kompensieren. Im Zuge der Erstarrung eines Bauteiles nach dem Abguss ergeben sich zeitlich fortschreitende, komplex zusammenhängende teilerstarre Gebiete. Deren Nachspeisung erfordert Transport von wenigen Vol.-% Restschmelze zwischen den Kristalliten bis zum Abschluss der Erstarrung. Durch eine richtige Prozessentwicklung sind Gießfehler, wie Poren oder Warmrisse zu vermeiden (Bild 1).



Speisungsdefizit (M. Felberbaum, M. Rappaz, *Acta Materialia*, 59: 6849-6860, 2011)

Warmriss (M. R. Nasr Esfahani, B. Niroumand, *Materials Characterization*, 61: 318-324, 2010)

Bild 1: Darstellung von Speisungsdefiziten in 3D-Tomographie bzw. Schliffbild (links), sowie eines Warmrisses (rechts).

Neben den mechanischen Eigenschaften kommt der Wärmebehandlung eine wichtige Rolle zur Minimierung der Interkonnektivität von Cu-haltigen Korngrenzenphasen zu [12], was für die Korrosionsbeständigkeit bedeutend ist.

Dieses Charakteristikum stellt auch die hauptsächliche gießtechnische Herausforderung von AlCu-Legierungssystemen dar. Für Motorblöcke hat sich als Ergebnis der Entwicklung der Legierungstyp AlCu4,5Ti ergeben, da diese Legierung sehr hohe Festigkeiten bei hoher Duktilität bietet und für Zylinderköpfe die AlCu7-basierte NemAlloy® HT200 Legierung [13].

Feinste Dispersoide entstehen durch die Zugabe von Zirkon, die den entscheidenden Beitrag für die exzellente Warmfestigkeit leisten. Das Element Mangan begrenzt die Diffusion. Es bewirkt eine Stabilisierung der ausscheidungshärtenden Phasen und die Mischkristallbildung. Bei Langzeitbeanspruchung bei 300 °C ist eine hervorragende thermische Stabilität der NemAlloy® HT200 gegeben, was sowohl durch Restfestigkeit als auch Resthärte belegt werden konnte. Die Warmfestigkeit wurde mit 500 h Haltezeit der Proben auf Prüftemperatur geprüft und ergab bei 250 °C eine um mindestens den Faktor 3 höhere Festigkeit verglichen mit AlSi-Gusslegierungen. Die Alterungsbeständigkeit wurde über Auslagerung von Zugproben bis 500 h bei 300 °C und anschließendem Raumtemperatur-Zugversuch geprüft und zeigt ab 8 h keinen weiteren Abfall der Restfestigkeit unter 180 MPa Streckgrenze (Bild 2).

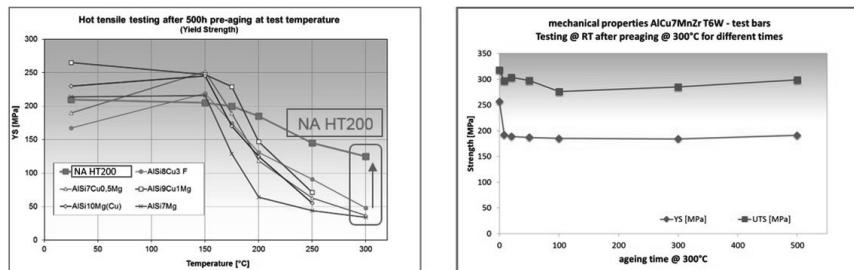


Bild 2: links: Warmzugversuche unterschiedlicher Gusslegierungen und der NemAlloy® HT 200. Rechts: Restfestigkeit bei Raumtemperatur nach Auslagerung bis 500 h bei 300 °C.

Ein sehr weit verbreitetes Referenzmaterial, sowohl für hochbeanspruchte Otto- als auch Dieselmotoren, ist die AlSi7Cu0,5Mg. Im Vergleich mit dieser wurden Resthärtemessungen nach Alterung bei 250 und 300 °C durchgeführt (Bild 3).

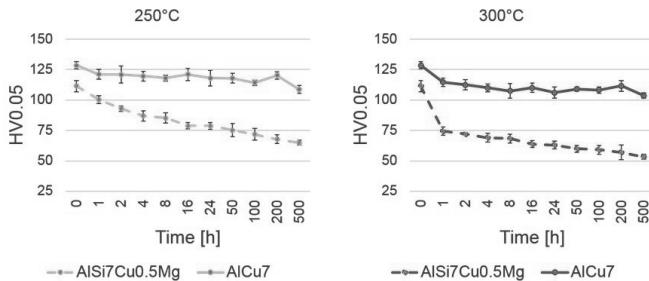


Bild 3: Härteentwicklung über 500 h bei 250 °C und 300 °C für AlSi7Cu0,5Mg und AlCu7 – NemAlloy® HT200.

Diese Ergebnisse zeigen einen stetigen, moderaten Abfall der AlSi7Cu0,5Mg bei 250 °C, jedoch einen raschen Abfall bei 300 °C bereits nach 1 h. Im Vergleich dazu behält die NemAlloy® HT200 im gesamten Versuchsfeld nahezu die Ausgangshärte und fällt nicht unter 100 Härtewerten nach Vickers bzw. auch nach Brinell geprüft.

2. Gussteilfertigung unter Anwendung einer NemAlloy® HT200

Die Herstellung von Zylinderköpfen erfolgt unter Anwendung des bei Nemak bewährten Prozessablaufes, wie in Bild 4 schematisch dargestellt. Im Folgenden wird auf Besonderheiten bedingt durch die Legierungseigenschaften eingegangen.

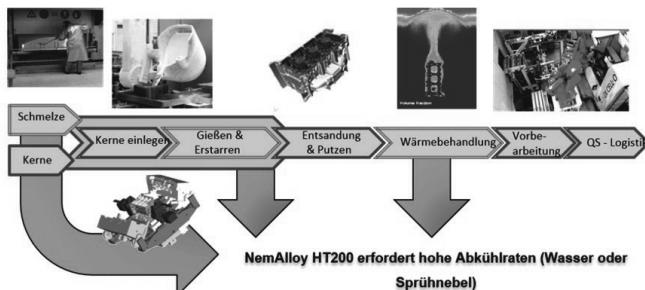


Bild 4: Typischer Fertigungsablauf für die Herstellung von Al-Guss-Zylinderköpfen

Beim Schmelzen ist besonders auf eine Verwechslungssicherheit mit Al-Si-Gusslegierungen zu achten, da Silicium eine Verunreinigung der NemAlloy® HT200 darstellt. Zusätzlich zu standardmäßig durchgeföhrter Reinigung und Kontrolle der Schmelze werden technologische Proben genommen. Aus der thermischen Analyse werden Rückschlüsse auf Liquidus- und Solidustemperatur und unerwünschte Phasen, sowie das Ausmaß an eutektischer Restschmelze gewonnen. Um den Besonderheiten der Legierung zu begegnen, wurde eine Warmrisskokille für die Chargenfreigabe an der Gießanlage entwickelt.

Aus bereits vorgestellten Untersuchungen ist bekannt, dass sich das Rotacast®-Gießverfahren [14] für die Verarbeitung der NemAlloy® HT200 besonders eignet. Der ausgeprägte Temperaturgradient über die Bauteilhöhe ist dabei besonders vorteilhaft. Brennraumnahe Bauteilbereiche sind bereits erstarrt, während die Füllung des Speisers abgeschlossen wird. Dadurch ist das im Erstarrungsintervall liegende Bauteilvolumen minimiert, und es ergibt sich eine hohe Gefügeintegrität. Aus dem binären Phasendiagramm von Al-Cu geht hervor, dass die letzterstarrende Schmelze aus einem AlCu-Eutektikum besteht. Komplexer zusammengesetzte Legierungssysteme führen zu komplexeren Erstarrungspfaden. Thermodynamische Simulationen, wie in Bild 5 gezeigt, werden für die Prozessentwicklung und Gießsimulation verwendet.

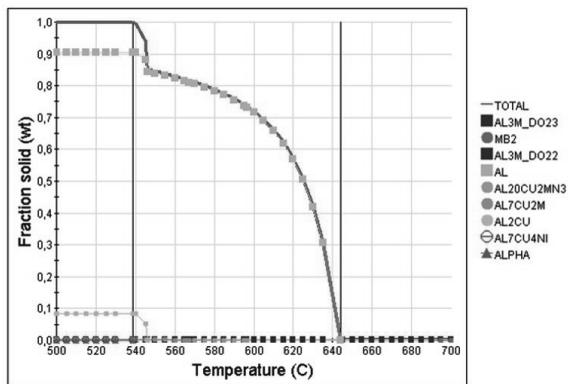


Bild 5: Phasenausbildung entlang des Erstarrungspfades einer real zusammengesetzten NemAlloy® HT200 Legierung, berechnet mit der thermodynamischen Software JMAT-PRO.

Das Mikrogefüge ist durch entsprechende Zugaben feinkörnig einzustellen um die Nachspeisung in dem breiten Erstarrungsintervall von etwa 100 °C bestmöglich zu unterstützen. Eine Korngröße in der Größenordnung von 100 µm wird angestrebt, um in Relation zu Wandstärken von 3-5 mm geometrieabhängige Effekte zu vermeiden. Zu grobes Korn behindert die Speisung, begünstigt die Porositätsbildung und erhöht das Warmrissrisiko (Bild 6)

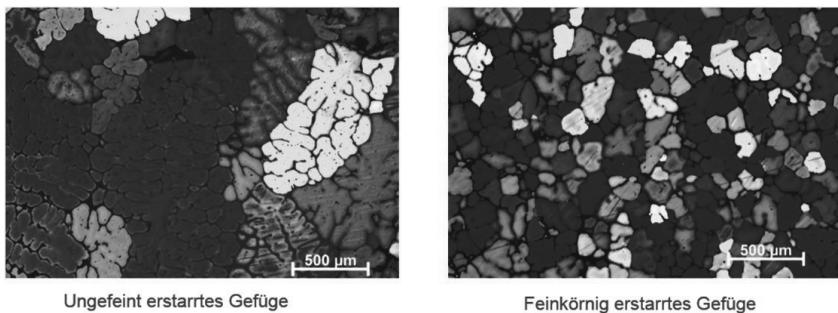


Bild 6: Gefüge einer AlCu-Gusslegierung ohne und mit Kornfeinung.

Mit diesem fertigungstechnischen Ansatz können grundsätzlich sehr anspruchsvolle Teile in hohem Integrationsgrad gefertigt werden. Konstruktiv ist während der gießtechnischen Entwicklung auf folgende Punkte zu achten:

- Sicherstellen lokaler Speisungsmöglichkeiten für ungünstig angebundene Bauteilbereiche;
- Vermeiden von scharfkantigen Übergängen und Wandstärkensprüngen;

- Berücksichtigung einer höheren Schwindung der Bauteile im Vergleich mit Al-Si Gusslegierungen;

Diese können weitestgehend im Rahmen der virtuellen Entwicklung mithilfe der Gießsimulation und vollständig innerhalb der ersten Gussentwicklungsschleifen identifiziert und optimiert werden.

3. Mechanische Eigenschaften der NemAlloy® HT200

Für die Ausbildung hoher Festigkeit und thermischer Stabilität ist die Anwendung einer Wärmebehandlung mit Wasserabschreckung erforderlich. Daraus ergibt sich, dass der Fokus auf die Kontrolle der gebildeten Eigenspannungen zu legen ist [15, 16]. Für eine sorgfältige Analyse wird bei Nemak auch der Wärmebehandlungsprozess mittels CFD- und FEM-basierter Simulation untersucht, um sowohl lokale Bauteileigenspannungen vorherzusagen als auch optimierte Prozesse zum Einsatz zu bringen.

Beim Lösungsglühen werden alle im Gefüge löslichen Elemente in Lösung gebracht und durch die Abschreckung zuerst in einer thermodynamisch nicht stabilen Übersättigung gehalten. Erst durch richtige thermische Auslagerungsparameter tritt eine Ausscheidungsbildung ein. Der erzielte Ausscheidungsabstand und die Ausscheidungsgröße sind die wesentlichen Elemente um die Festigkeit wirksam zu beeinflussen. Die Beständigkeit gegenüber Alterung und Kriechen wird über thermisch stabile Ausscheidungsphasen hervorgerufen (Bild 7 links). Entsprechend der durchgeföhrten Warmauslagerung werden statische Festigkeiten von 200 bis 260 MPa Streckgrenze mit Zugfestigkeiten > 340 MPa erzielt (Bild 7 rechts). Die Härte korreliert mit der Streckgrenze und liegt entsprechend bei 100 bis 130 HB bzw. HV.

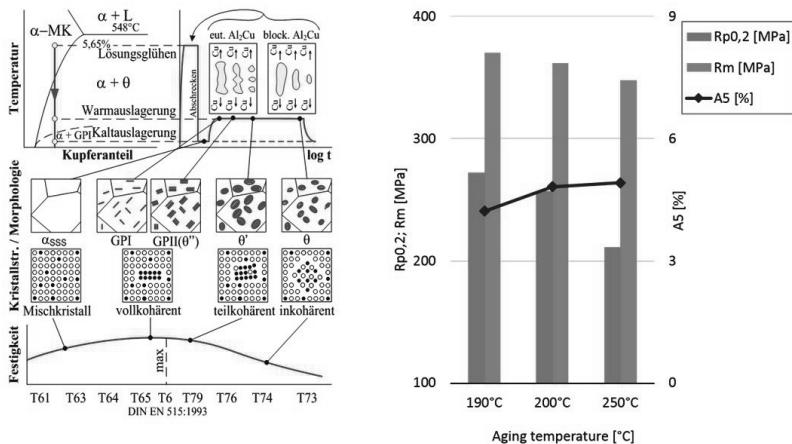


Bild 7: Links: Prinzipsschaubild betreffend Wärmebehandlungszustände mit Lösungsglühen, gültig für AlCu-Legierungssysteme mit Angabe der Ausscheidungssequenzen und entsprechender Bezeichnung der Auslagerungsgrade für T6 und T7-Zustände. Rechts: Ergebnisse für statische mechanische Eigenschaften von NemAlloy® HT200 nach unterschiedlichen Auslagerungstemperaturen.

Aluminiumwerkstoffe, die thermisch belastet werden, können einem irreversibel auftretenden Wachstum durch Ausscheidungsreifung unterliegen. Eine Minimierung dieser Vorgänge wird durch die Einstellung angepasster Auslagerungsparameter erreicht. Der thermische Ausdehnungskoeffizient liegt bei $24,5 \mu\text{m/m}^{\circ}\text{K}$ und somit etwas über jenem von Al-Si-Gusslegierungen.

4. Zyklische Eigenschaften von NemAlloy® HT200

Untersucht wurden Schwingfestigkeiten (HCF), die niedrig zyklische Ermüdung (LCF) und thermo-mechanische Festigkeiten (TMF) des Werkstoffes, um Grundlagen für eine lebensdauergerechte Auslegung zu schaffen.

Die Schwingfestigkeiten (HCF) wurden bei Temperaturen bis 200°C in Zug-Druck-Versuchen untersucht. Zudem wurden Bauteilproben aus Bereichen schneller und langsamer Erstarrung untersucht. Hier zeigte sich ein Festigkeitsvorteil von 20 % für den schnell erstarrten Bereich. Hierfür scheint Porosität ursächlich zu sein, da die Korngröße nur gering von der Abkühlrate abhängt. Diese Annahme wird durch Versuche untermauert, bei denen Bauteile zuvor einer HIP-Behandlung unterzogen wurden. Eine geänderte Wärmebehandlung mit dem Ergebnis einer um 40 MPa höheren Streckgrenze führt zu einem Schwingfes-

tigkeitsanstieg. Bezogen auf Raumtemperaturwerte wurden bei 150 °C noch 95 % und bei 200 °C noch 80 % der Schwingfestigkeit erreicht (Bild 10).

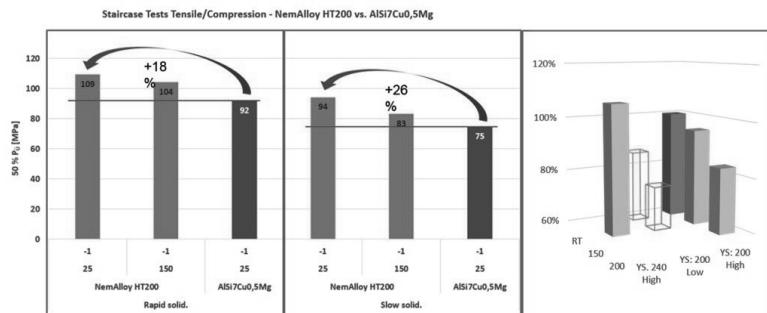


Bild 8: Schwingfestigkeit von NemAlloy® HT200 im Vergleich zur AlSi7Cu0,5Mg mit Luftabschreckung (Links: für rasch erstarnte und Mitte: für langsam erstarnte Bereiche) und rechts: Parametereinfluss Festigkeit und Prüftemperatur.

Dehnungskontrollierte isotherme Low-Cycle Fatigue Versuche wurden bei Raumtemperatur und 250 °C durchgeführt. Dabei ergab sich eine Erhöhung der Probenlebensdauer bei gleichen Dehnungsamplituden von 50-100 % im Vergleich zur Legierung AlSi7Cu0,5Mg. Interessanterweise wurde bei der NemAlloy® HT200 eine geringere zyklische Verfestigung als bei Al-Si-Gusslegierungen festgestellt (Bild 9).

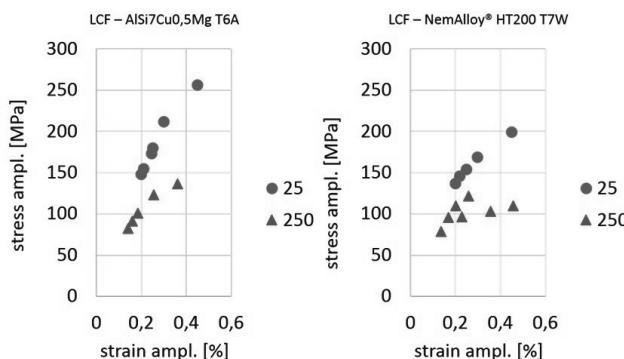


Bild 9: LCF-Ergebnisse für Raumtemperatur und 250 °C einer AlSi7Cu0,5Mg (links) und der NemAlloy® HT200 (rechts).

TMF-Versuche, also nicht-isotherme LCF-Versuche, haben ebenfalls einen vergleichbaren Lebensdauervorteil der NemAlloy® HT200, unabhängig vom thermisch-mechanischen Einspannverhältnis, gezeigt (Bild 10).

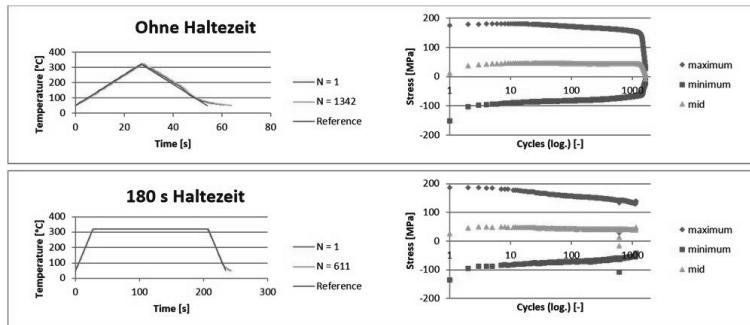


Bild 10: Ergebnisse thermo-mechanischer Untersuchungen ohne und mit Haltezeit auf der maximalen Temperatur von 320 °C unter „Out-of-phase“-Beanspruchung.

5. Motorisches Potenzial durch NemAlloy® HT200

Die Legierung weist eine hohe thermische Stabilität und zyklische Lebensdauer auf. Mit dem Wissen um die hohe thermische Stabilität und die tendenziell höhere zyklische Lebensdauer wurde im Weiteren die Bauteillebensdauer in enger Kooperation mit einem Kunden untersucht. Dabei wurden Bauteile auf einem Thermoschockprüfstand getestet [17]. Mittels eines Serienzylinderkopfes wurde im Bereich des Ventilsteges in 3 mm Tiefe ein Temperaturprofil eingestellt, dessen Maximaltemperatur bei 265 °C lag. Auffällig war, dass die Ventilstegbereiche der HT200-Legierung im Unterschied zu Al-Si-Legierungen keine thermomechanischen Schädigungsanzeichen aufwiesen, was die ursprünglich festgestellte hohe TMF-Beständigkeit bestätigt hat.

Die hohe Warmfestigkeit und die guten zyklischen Eigenschaften erlauben eine angepasste Konstruktion. Für thermisch-mechanisch hoch beanspruchte Bereiche wird eine Wandstärkenminimierung empfohlen. Aufgrund der gegebenen hohen Schwingfestigkeitswerte ist dies zulässig und eine durch die Legierung bedingte 10 % geringere Wärmeleitfähigkeit kann hierdurch kompensiert werden.

Ein 200 kW/l-Konzeptfahrzeug hat die Verwendungsfähigkeit und Beanspruchbarkeit der NemAlloy® HT200 eindrucksvoll bestätigt [18]. Der Motor weist einen Hubraum von 1.75 l auf, mit einer Leistung von 349 kW und einem Drehmoment von 422 Nm.

Derzeit werden Validierungen für die Anwendung der NemAlloy® HT200 für thermisch hoch und zeitlich dauerbelastete Anwendungen durchgeführt. Diese können sowohl für leichte Nutzfahrzeuge als auch für kompakte leistungsstarke Antriebe von Relevanz sein.

Referenzen

- [1] Ostermann, F., 2007. Anwendungstechnologie Aluminium. doi:10.1007/978-3-540-69451-9
- [2] B. Lenczowski, K. Eigenfeld, B. Plege, A. Franke und S. Klein; "Neue Entwicklungen auf dem Gebiet der warmfesten Aluminium Gusswerkstoffe", Giesserei 91, 08.2004, pp. 32 – 38.
- [3] J. A. Lee, "Cast aluminum alloy for high temperature applications", Automotive Alloys 2003, Edited by S. K. Das, The 132nd TMS Annual Meeting and Exhibition, San Diego, CA, March 2-6 2003, pp. 1-7.
- [4] G. K. Sigworth and F. DeHart; "Recent developments in the high strength aluminum – copper casting alloy A206", AFS Transactions, 2003, paper 03-135, pp. 1-14.
- [5] R. Molina, P. Amalbert and M. Rossi; "Mechanical characterization of aluminum alloys for high temperature applications Parts 1: Al-Si-Cu alloys"; Metallurgical Science and Technology, Vol. 29, No. 1, 2011, pp. 5-15.
- [6] R. Molina, P. Amalbert and M. Rossi; "Mechanical characterization of aluminum alloys for high temperature applications Parts 2: Al- Cu, Al - Mg alloys"; Metallurgical Science and Technology, Vol. 29, No. 2, 2011, pp. 5-12.
- [7] M. Garat, and G. Laslaz; "Improved aluminum alloys for common rail diesel cylinder heads", AFS Transactions, 2007, paper 07-002, pp. 1-8.
- [8] H. Zak, B. Tonn, "Die neuen Al-Cu Basislegierungen für den Kokillenguss", Giesserei-Praxis, Nr. 7-8, 2008, pp. 249-254.
- [9] E. Köhler und R. Flierl; "Verbrennungsmotoren Berechnung und Auslegung von Bauteilen", Print ISBN 978-3-528-43108-2, Publisher Vieweg, 4. Auflage September 2006, p.273.
- [10] M.A. Talamantes-Silva, A. Rodriguez, J. Talamantes-Silva, S. Valtierra and R. Colas; "Effect of solidification rate and heat treating on the microstructure and tensile Behaviour of an Aluminum-Copper alloy", Metallurgical and Materials Transactions B Vol. 39B, December 2008, pp. 911-919.

- [11] ASM Handbook, Vol. 3 "Alloy Phase Diagrams", ASM International, September 2005, p.77
- [12] F. Gutierrez, G. Requena and B. Stauder; "3D-Characterization of AlCu5Mg0.3Mn0.3 and AlCu7Mn0.4 alloys", Praktische Metallographie, Vol. 6, 2014, pp. 451-461
- [13] L. Knewallner, M. Rafetzeder, B. Stauder, M. Djurdjevic, F. Feikus; Entwicklung und Anwendung einer AlCu-basierten Hochleistungsgusslegierung für Zylinderköpfe; Tagungsbeitrag VDI Magdeburg 2015, 12S.
- [14] R. Gosch, P. Stika: "Innovatives Gießverfahren für hochwertige Gussstücke". Gießereirundschau 48 (2001), Nr. 5/6, pp. 10 – 14
- [15] B. Stauder; "Reduzierung von Eigenspannungen in Zylinderköpfen", MTZ 71.Jg. 09/2010, S 612-613
- [16] B. Stauder, P. Stika, J. Krammerbauer, G. Huber, „Praxisgerechte Behandlung von Eigenspannungen in Zylinderköpfen“, VDI Ventiltrieb und Zylinderkopf, Würzburg, 2010
- [17] T. Bischoff, S. Rödling, B. Stauder; "Innovative Prüfmethodik zur Ermittlung der thermomechanischen Ermüdung an Zylinderköpfen", Materials Testing 54 10/2012; S 655 – 662
- [18] W. Schöffmann; Hochleistungsmotorstrukturen. Architektur, Kühlung und Validierung, MTZ 03/2017 78. Jg., S 42-47. Vorgestellt auch unter: W. Schöffmann, C. Knollmayr, B. Kaltenegger, M. Rafetzeder, B. Stauder, „Hochstleistungs-Otto-Zylinderkopfentwicklung in Aluminium“, VDI Gießtechnik im Motorenbau, Magdeburg 2017

Möglichkeiten zur Verbesserung der Warmfestigkeit von Zylinderkopflegierungen auf Basis AlSi7MgCu0,5 und AlSi10MgCu0,5

M.Sc. Daniel Schwimmer, Dr.-Ing. Anton Stich, AUDI AG, Ingolstadt;
PD Dr.-Ing. habil. Heinz Werner Höppel, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU) Werkstoffwissenschaften, Lehrstuhl I

Kurzfassung

Aufgrund der guten Gießbarkeit haben sich für Pkw-Zylinderköpfe in den letzten Jahrzehnten ausscheidungsgehärtete Legierungen auf Basis Aluminium-Silizium durchgesetzt. Während die Entwicklungen der letzten Jahre vor allem die Integration von Funktionen in den Zylinderkopf und Verbesserungen durch Optimierung der Gießverfahren zum Ziel hatten, sind zukünftige Potentiale vorwiegend in der Optimierung des Thermomanagements und dem Einsatz neuer Legierungen mit höherer Warmfestigkeit und Alterungsbeständigkeit zu sehen. Mit den bekannten Standardlegierungen sind zukünftige Leistungssteigerungen und Effizienzmaßnahmen jedoch zunehmend schwieriger umzusetzen.

Im Rahmen dieser Arbeiten werden Möglichkeiten zur Verbesserung der Warmfestigkeitseigenschaften von Legierungen des Typs AlSi7..10MgCu0,5 durch Zugabe von Legierungselementen wie Kupfer, Nickel und Magnesium beschrieben. Der Einfluss dieser Elemente auf die Mikrostruktur, die thermische Alterungsbeständigkeit sowie die Warmfestigkeit unter quasistatischer und zyklischer Belastung wird dargestellt.

Die Ergebnisse belegen, dass bereits geringe Zugaben an diesen Elementen die thermische Alterungsbeständigkeit verbessern und die Festigkeiten bei Raumtemperatur und erhöhter Temperatur sowohl im Zustand T6 als auch immer überaltertem Zustand steigern. Zusätzlich können signifikante Lebensdauergewinne bei HCF-Belastung im überalterten Zustand bei erhöhter Prüftemperatur erreicht werden. Dem stehen jedoch Einbußen in Bezug auf die Zähigkeit und die Wärmeleitfähigkeit gegenüber, was eine sorgfältige Abstimmung der Legierungsgehalte und der Wärmebehandlung erfordert.

Die Untersuchungen erfolgten im Rahmen eines dreijährigen Doktorandenprojektes an der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg am Lehrstuhl für Allgemeine Werkstoffeigenschaften (WW1) in Zusammenarbeit mit Audi.

1. Einleitung und Motivation

Um Kundenwünsche nach leistungsstärkeren Motoren sowie gesetzliche Vorgaben zur Senkung des Flottenverbrauchs und der CO₂-Emissionen zu erfüllen, werden zunehmend hoch aufgeladene Downsizing-Motoren entwickelt und eingesetzt [1, 2]. Dadurch steigen die thermischen und mechanischen Belastungen in den rissgefährdeten Brennraumstegen sowie in den wassermantelseitigen Kühlkanälen von Zylinderköpfen. Die hohen Bauteiltemperaturen führen zudem bei ausscheidungsgehärteten AlSi-Gusslegierungen zur thermischen Alterung durch Ostwald-Reifung (Wachsen von inkohärenten Ausscheidungen auf Kosten von kleineren Ausscheidungen). Als Folge der thermischen Alterung entfestigen die Brennstegs zusehend im warmen Motorbetrieb und Plastifizieren durch thermomechanische Wechsellaisten, was bei weiterer Lasterhöhung im Zuge von Leistungssteigerungen zu Anrisse führen kann. Künftige Zylinderköpfe für hohe spezifische Leistungsdichten erfordern daher Aluminiumwerkstoffe mit guter Warmfestigkeit und Warmbeständigkeit, die zudem gut wärmeleitend und zäh sein sollen [3-11].

Als Standardwerkstoffe für im Kokillenguss gegossene Pkw-Zylinderköpfe haben sich in den letzten Jahrzehnten Aluminium-Gusslegierungen der Systeme AlSiCu und AlSiMg im warmausgehärteten oder überaltertem Zustand durchgesetzt, da sie den besten Kompromiss in Bezug auf die Gieß- und Warmeigenschaften aufweisen. Typische Legierungen sind Al-Si6Cu4, AlSi8Cu3, AlSi10Mg(Cu) oder AlSi7Mg(Cu). Obwohl der Legierungstyp AlSiCu die bessere Warmfestigkeit und Warmbeständigkeit besitzt, hat sein Anteil mit zunehmender Beanspruchung der Zylinderköpfe in den letzten Jahren abgenommen. Das ist vor allem auf die niedrigere Wärmeleitfähigkeit und den Abfall der Schwingfestigkeit und Duktilität aufgrund der relativ hohen Eisengehalte zurückzuführen [12-15].

Zur Verbesserung der mechanischen Eigenschaften bei erhöhter Temperatur wird häufig der Einsatz warmfesterer Legierungen des Typs AlCu diskutiert. Auf Grund des schwierigen Erstarrungsverhaltens und der hohen Warmrissanfälligkeit zeigt dieser Legierungstyp jedoch beim konventionellen Kokillengießen einen höheren Anteil an Gussdefekten, was sich nachteilig auf die zyklischen Festigkeiten auswirkt. Auf Grund der gießtechnischen Herausforderungen ist der Einsatz von AlCu-Legierungen bei geometrisch komplexen Zylinderköpfen mit integrierter Abgaskühlung an spezielle Gießverfahren wie das Kippkokillenguss oder das Rotacast®-Verfahren gebunden. Zudem können zusätzliche konstruktive Bauteiländerungen zur Verbesserung des Speisungsvermögens notwendig werden [6, 16-18].

Audi hat sich daher entschieden, im Rahmen eines Doktorandenprojektes an der FAU Erlangen-Nürnberg Möglichkeiten zur Steigerung der Warmfestigkeit und Warmbeständigkeit von Standardlegierungen des Typs AlSi7...10MgCu im Temperaturbereich zwischen 150 °C und

250°C über die Zugabe von Legierungselementen, wie Kupfer, Magnesium, Nickel, Hafnium oder Zirkon zu untersuchen, mit dem Ziel, keine Änderungen am Gießsystem und der Zylinderkopfkonstruktion bei einem möglichen Legierungswechsel vornehmen zu müssen. Bekanntlich stellen Kupfer und Magnesium die entscheidenden Elemente für eine Mischkristall- und Ausscheidungshärtung dar, während die Zugabe von Nickel zu einer höheren Warmfestigkeit führt. Zusätze von Zirkon und Hafnium wirken kornfeinend und führen zur Bildung temperaturstabiler Phasen, die in einer verbesserten Zähigkeit und Warmfestigkeit resultieren sollen [12, 15, 19-22].

Der Beitrag stellt einige Ergebnisse aus dieser Entwicklungsarbeit vor und konzentriert sich dabei auf die Variation der Elemente Kupfer, Magnesium und Nickel sowie auf Untersuchungen zur Mikrostruktur, thermischen Alterung, Warmdruckfestigkeit und zyklischer Wechselfestigkeit bei erhöhter Temperatur. Über diesen Berichtstand hinaus erfolgten weiterführende Versuche zur Bestimmung der Korrosionsbeständigkeit, der Kriech- und Warmzugfestigkeit und der thermophysikalischen Kennwerte.

2. Experimentelle Methoden

2.1 Verwendete Werkstoffe und schmelzmetallurgische Herstellung

Ausgehend von den Legierungen AlSi7Mg0,3 (EN AB 42100) und AlSi9Mg0,3 (EN AB 43300) wurden die in Tabelle 1 aufgelisteten Legierungen durch Zugabe der Elemente Silizium (Si), Kupfer (Cu), Nickel (Ni) und Magnesium (Mg) schmelzmetallurgisch erzeugt. Zur Veredlung des eutektischen Siliziums wurden 200 ppm Strontium (Sr) hinzugegeben. Die beiden Standardvarianten mit 7 bzw. 10% Si und 0,5% Cu werden im Folgenden als Referenzlegierungen R1 und R2 bezeichnet.

Die schmelzmetallurgische Herstellung der Legierungen fand am Österreichischen Gießereiinstitut (ÖGI) in Leoben statt. Der Abguss erfolgte steigend über das Schwerkraft-Kokillengießverfahren in Form von Stufenplatten und Probestäben. Die geschlichteten Kokillen wurden mit Öl auf 230 °C vorgeheizt; die Gießtemperatur wurde auf ca. 130 °C bis 150 °C über der Liquidustemperatur eingestellt. Um den Gehalt an gelösten Gasen in der Schmelze zu minimieren, wurde die Schmelze einer 15-minütigen Spülgasbehandlung mit Argon unter Verwendung eines Impellers unterzogen. Die Abkühlbedingungen in den Stufenplatten und Probestäben wurden derart so eingestellt, dass im Untersuchungsbereich ein sekundärer Dendritenarmabstand (SDAS) im Bereich von ca. 20...25 µm vorlag. Das entspricht in etwa dem SDAS auf der Brennraumseite eines Zylinderkopfs.

Tabelle 1: Chemische Zusammensetzung (Ist-Werte) der beiden Referenzlegierungen R1 und R2 und der durch weiteres Legieren erzeugten Varianten. Alle Angaben sind in Gew.-%.

| Legierung/ Bezeichnung | Elementgehalt in Gewichtsprozent | | | | | | |
|--|----------------------------------|------|----|------|------|------|------|
| | Si | Cu | Ni | Mg | Fe | Mn | Ti |
| AlSi7Cu0,5Mg0,4 (R1) | 6,98 | 0,5 | \ | 0,39 | 0,12 | 0,14 | 0,12 |
| R1-Ni ₊ | 7,06 | 0,48 | + | 0,47 | 0,13 | 0,14 | 0,13 |
| R1-Cu ₊ Ni ₊ Mg ₊ | 7,08 | + | + | + | 0,13 | 0,14 | 0,13 |
| R1-Cu ₊₊ Ni ₊₊ Mg ₊ | 7,57 | + | ++ | + | 0,14 | 0,15 | 0,12 |
| R1-Cu ₊₊ Ni ₊₊ Mg ₊ | 7,70 | ++ | + | + | 0,14 | 0,15 | 0,12 |
| R1-Cu ₊₊ Ni ₊₊ Mg ₊ | 7,65 | ++ | ++ | + | 0,14 | 0,15 | 0,12 |
| R1-Cu ₊₊ Ni ₊₊ Mg ₊ | 7,75 | +++ | + | + | 0,13 | 0,15 | 0,12 |
| R1-Cu ₊₊ Ni ₊₊ Mg ₊ | 7,55 | +++ | ++ | + | 0,14 | 0,15 | 0,12 |
| R1-Cu ₊ Ni ₊ Mg ₊₊ | 7,64 | + | + | ++ | 0,14 | 0,15 | 0,12 |
| AlSi10Cu0,5Mg0,4 (R2) | 9,43 | 0,51 | \ | 0,39 | 0,12 | 0,16 | 0,15 |
| R2-Cu ₊ Ni ₊ | 10,00 | + | + | 0,33 | 0,14 | 0,13 | 0,15 |
| R2-Cu ₊ Ni ₊ Mg ₊ | 10,10 | + | + | + | 0,14 | 0,13 | 0,15 |
| R2-Cu ₊₊ Ni ₊ Mg ₊ | 10,10 | ++ | + | + | 0,14 | 0,14 | 0,13 |

Nach dem Abguss wurden die Stufenplatten und Probestäbe einer T6-Wärmebehandlung bestehend aus Lösungsglügen, Abschrecken im Wasserbad und anschließender Warmauslagerung unterzogen. Da beim Auflegieren niedrig schmelzende Phasen entstehen können, wurde die Löseglühtemperatur bei diesen Varianten um 30 °C niedriger gewählt als bei den beiden Referenzlegierungen. Die Löseglühdauer sowie die Aushärtezeit und Aushärtetemperatur waren bei allen Varianten gleich.

2.2 Mikrostrukturelle und mechanische Untersuchungen

Zur Charakterisierung der Mikrostruktur wurde die 10 mm dicke Stufe der Gussplatte mechanisch getrennt, vereinzelt und eingebettet. Anschließend wurden die Werkstoffproben mit Siliziumcarbid (SiC) der Körnungen 800 bis 4000 nass geschliffen, mit Diamantsuspension der Körnungen 3 µm und 1 µm sowie chemo-mechanisch mittels einer OP-U-Oxidsuspension poliert.

Thermische Langzeitauslagerungen wurden im Temperaturbereich zwischen 150 °C und 250 °C durchgeführt, wobei die Auslagerungszeiten zwischen 0,1 h und 500 h variiert wurden. Die Entfestigung des Gefüges wurde über Härtemessungen nach Vickers mit einer Prüflast von 9,81N (HV1) dokumentiert.

Die mechanischen Eigenschaften im Druckversuch wurden nach DIN 50106 ermittelt. Die zylindrischen Proben hatten eine Länge von 7 mm bei einem Durchmesser von 5 mm, was einem nominellen Schlankheitsgrad (Quotient der Probenlänge und Wurzel der Querschnittsfläche) von in etwa 1,6 entspricht. Die Messung der Längenänderung erfolgte mit einem induktiven Wegaufnehmer. Während der Druckversuche wurde die Dehnrate im Bereich zwischen 10^{-3} s⁻¹ und 10^{-5} s⁻¹ variiert, wobei das Blockprogramm nach einer wahren Gesamtdehnung von 24 % endete. Ein an der Prüfmaschine angebrachter Widerstandsofen ermöglichte die Versuchsdurchführung bei erhöhten Temperaturen (hier von RT bis 250 °C). Die Messung und Regelung der Temperatur erfolgte mit einem an der Probe anliegenden Platin/Rhodium-Platin-Thermoelement (PtRh-Pt, Typ S). Die Versuche erfolgten mit dem warmausgehärteten Werkstoffzustand (T6) sowie nach einer thermischen Alterung bei 250 °C für 200 h.

Spannungskontrollierte HCF-Versuche wurden in Anlehnung an DIN 50100 bei 150 °C und 225 °C durchgeführt. Die Spannungsamplitude $\Delta\sigma/2$ wurde über einen sinusförmigen Verlauf realisiert. Die Prüffrequenz war 40 Hz, das Spannungsverhältnis $R_o = -1$. Die Temperatur wurde direkt an der Probe mit zwei Nickel/Chrom-Nickel-Thermoelementen (Ni/Cr-Ni, Typ K) gemessen. Als Abbruchkriterium wurde eine Grenz-Spielzahl von 10^7 definiert.

Um den Einfluss erstarrungsbedingter Gussfehler bei der Schwingprüfung weitgehend zu eliminieren, und dadurch die Legierungen hinsichtlich ihres Werkstoffpotentials besser vergleichen zu können, wurden die Stufenplatten vor der Entnahme der Schwingproben einem heißenisostatischen Verdichtungsprozesses (HIP) und einer anschließenden T6-Wärmebehandlung unterzogen. Der Einfluss des HIP-Prozesses auf die Festigkeit nach der Warmaushärtung wurde überprüft. Die zylindrischen Schwingproben entsprachen DIN 50125 und waren in der Messlänge mechanisch poliert.

3. Ergebnisse

3.1 Gefüge und mikrostrukturelle Charakterisierung

In Bild 1 ist das Gefüge der beiden Referenzlegierungen AlSi7Cu0,5Mg0,4 und AlSi10Cu0,5Mg0,4 im Gusszustand (F) und nach einer T6-Wärmbehandlung (T6) dargestellt. Hierbei ist die klassische, in AlSi-Gusslegierungen auftretende Gussstruktur mit eutektisch ausgeschiedenem Si zu sehen. Aufgrund der Veredelung mit Sr nimmt das Si eine sehr feine und korallenförmige Morphologie an. Ferner sind dendritische Zellen, welche mit den so genannten Dendritenarmen abgegrenzt werden, zu erkennen. Dies deutet auf eine dendritische Erstarrung hin. Die höheren Gehalte an Si bei der Legierung R2 führen zur vermehrten Ausscheidung von eutektischem Si. Vereinzelt sind Intermetallische Phasen (IMP's) im Gefüge zu beobachten, die hier aber nicht näher spezifiziert werden. Nach der Wärmebehandlung zeigt sich das eutektisch Si mit einem globularen Habitus, da sich dieses während des Lösungslösens einformt. Zudem nimmt die Größe der Si-Ausscheidungen zu, indem durch diffusionsgesteuerte Prozesse einzelne Si-Ausscheidungen wachsen (Ostwald Reifung).

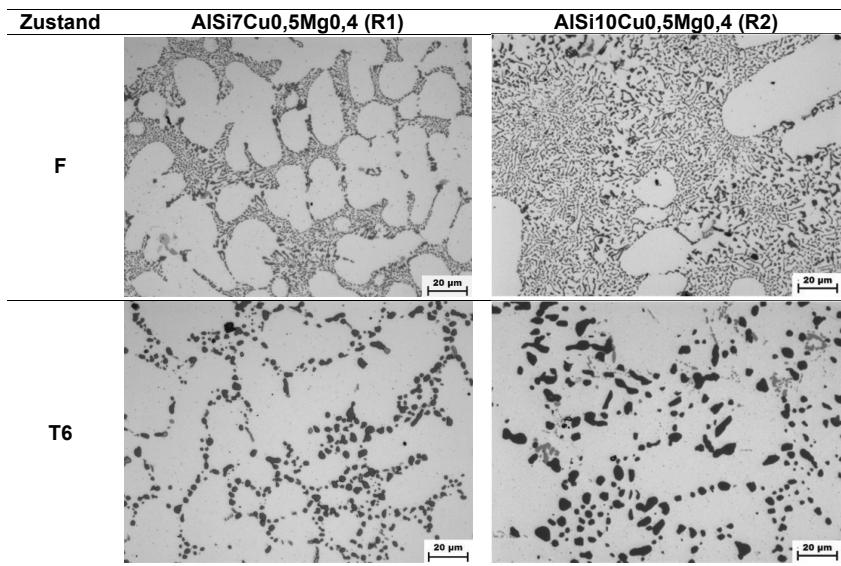


Bild 1: Lichtmikroskopische Aufnahmen der Referenzlegierungen R1 (links) und R2 (rechts) im Gusszustand F (oben) und nach einer T6-Wärmebehandlung (unten).

Ausgehend von der Referenzlegierung 1 führt die Zugabe der Elemente Cu, Ni und Mg zu einer veränderten Mikrostruktur, so wie es beispielhaft an ausgewählten Legierungen im

wärmebehandeltem Zustand in Bild 2 visualisiert ist. So wird ersichtlich, dass die Zugabe von Ni (vgl. Bild 2 rechts oben) zur Ausbildung zusätzlicher primärer intermetallischer Phasen mit platten- und/oder polyedrischer Morphologie vom Typ $\epsilon(\text{Al}_3\text{Ni})$ - und T(Al_9FeNi) und Q($\text{Al}_5\text{Cu}_2\text{Mg}_8\text{Si}_6$) führt. Bei den schwarzen erscheinenden polyedrischen Primärphasen handelt es sich um M(Mg_2Si)-Phasen.

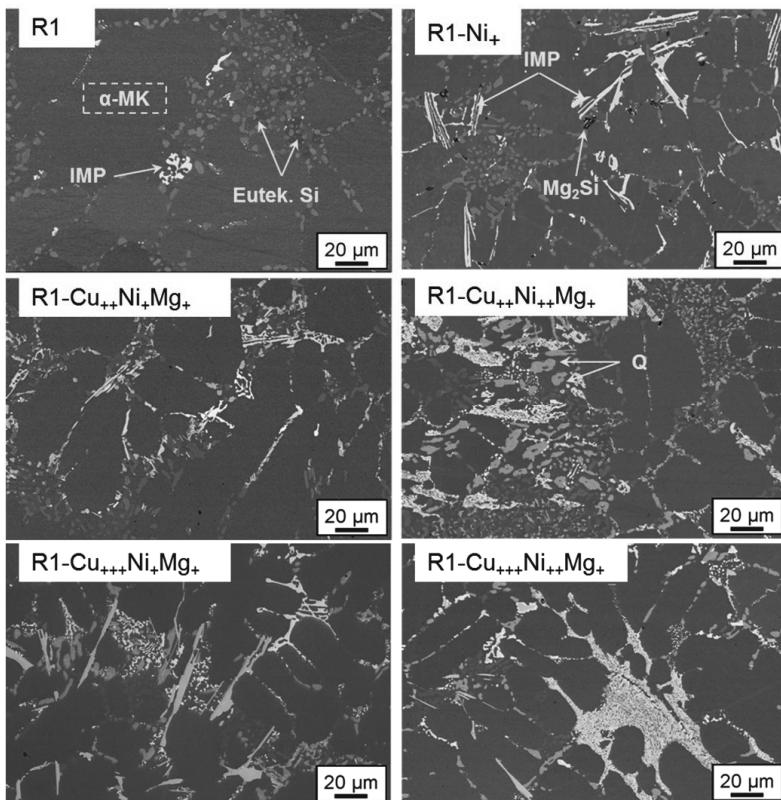


Bild 2: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen im QBSD-Kontrast von ausgewählten Legierungen im Zustand T6, die auf der Referenzlegierung R1 basieren.

Die Zugabe von Cu bei den Legierungen R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ (vgl. Bild 2 links Mitte) und R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ (vgl. Bild 2 links unten) resultiert in einer vermehrten Ausbildung von Cu-haltigen Ausscheidungen vom Typ $\theta(\text{Al}_2\text{Cu})$ sowie von CuNi-Aluminiden, bei welchen es sich

um Phasen vom Typ $\gamma(\text{Al}_7\text{Cu}_4\text{Ni})$ und $\delta(\text{Al}_3\text{CuNi}_2)$ handeln könnte. Ferner ist die primäre $\text{Q}(\text{Al}_5\text{Cu}_2\text{Mg}_8\text{Si}_6)$ -Phase im Gefüge enthalten. Eine Erhöhung des Ni-Gehalts führt ausgehend von den Legierungen R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊₊Mg₊ bei den Legierungen R1-Cu₊₊Ni₊₊Mg₊ (Bild 2 rechts Mitte) und R1-Cu₊₊₊Ni₊₊Mg₊ (Bild 2 rechts unten) neben der Ausscheidung der $\gamma(\text{Al}_7\text{Cu}_4\text{Ni})$, $\delta(\text{Al}_3\text{CuNi}_2)$ - und $\text{Q}(\text{Al}_5\text{Cu}_2\text{Mg}_8\text{Si}_6)$ -Phasen zur zusätzlichen Ausbildung der $\epsilon(\text{Al}_3\text{Ni})$ -Phase.

Generell ist noch zu erwähnen, dass mit steigenden Gehalten der Elemente Cu und Ni (bei Mg₊) die vermehrte Ausbildung von Cu-, Ni- und CuNi-Aluminiden sowie der $\text{Q}(\text{Al}_5\text{Cu}_2\text{Mg}_8\text{Si}_6)$ -Phase begünstigt wird. Die Ausbildung der jeweiligen intermetallischen Phasen ist wiederum stark von der Stöchiometrie der Elemente Cu, Ni und Mg zueinander abhängig, worauf jedoch nicht näher eingegangen werden soll.

3.2. Thermische Stabilität

Eine einfache Möglichkeit zur Überprüfung der Alterungsbeständigkeit bietet die isotherme Auslagerung bei einer konstanten Temperatur für eine bestimmte Zeit mit anschließender Härtemessung. An ausgewählten Legierungen ist dies bei 250 °C bis zu einer Auslagerungszeit von 500 Stunden in Bild 3 illustriert.

Die Ausgangshärte der Referenzlegierung 1 im Zustand T6 liegt bei 120 HV1, die der Legierung R1-Cu₊Ni₊Mg₊ bei 130 HV1, was auf die Zugabe der Elemente Cu, Ni und Mg zurückzuführen ist, vgl. Bild 3 links. Bei der Bewertung der Härtezunahme ist zu beachten, dass die Lösegliühtemperatur bei der Legierung R1-Cu₊Ni₊Mg₊ um 30 °C niedriger war als bei der Referenzlegierung. Wird der Cu-Anteil weiter erhöht, so ist ein weiterer Anstieg der Härte auf bis zu 144 HV1 bei der Legierung R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ festzustellen. Ni-Zugaben hingegen nur zu marginalen Härteänderungen. So erhöht sich die T6-Härte bei den Legierungen R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊Mg₊ durch die Zugabe von Ni (Legierungen R1-Cu₊₊Ni₊₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊₊Mg₊) jeweils nur um ca. 3 HV1.

Bei allen Legierungsvarianten ist eine Abnahme der Härte mit zunehmender Auslagerungszeit zu sehen. Aufgrund der doppellogarithmischen Auftragung ergibt sich hierbei fast ein linearer Verlauf, was wiederum auf eine rasche Härtedegradation schon bei kurzen Auslagerungszeiten hinweist. Vom Zustand T6 bis zu einer Zeit von 200 h verlieren die Legierungen R1 und R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ ca. -50 % ihrer ursprünglichen Härte, die der Legierungen R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊Mg₊ beläuft sich je auf ca. -53 % und -45 %. Die Legierung R1-Cu₊Ni₊Mg₊ besitzt nach einer Auslagerungszeit von 200 h noch eine Resthärte von 58 HV1, respektive 55 % und reduziert demnach ihre Härte im geringeren Maße. Der größte

Härteverlust wird bei der Legierung R1-Cu₊₊,Ni₊,Mg₊ ersichtlich und beläuft sich auf ca. -55 %.

Insgesamt ist festzustellen, dass alle untersuchten Legierungsvarianten des Typs R1 nach dem Warmaushärteten eine höhere T6-Härte als die Referenzlegierung R1 aufweisen, und dass dieser Härtevorteil auch nach einer thermischen Alterung bei 250 °C über 200h erhalten bleibt. Legierungen mit hohem Cu-Gehalt zeigen die höchsten Härtezunahmen nach der Warmaushärtung, scheinen jedoch tendenziell etwas stärker zu entfestigen, so dass aus Sicht der Warmbeständigkeit keine Notwendigkeit besteht, hohe Cu-Gehalte einzustellen.

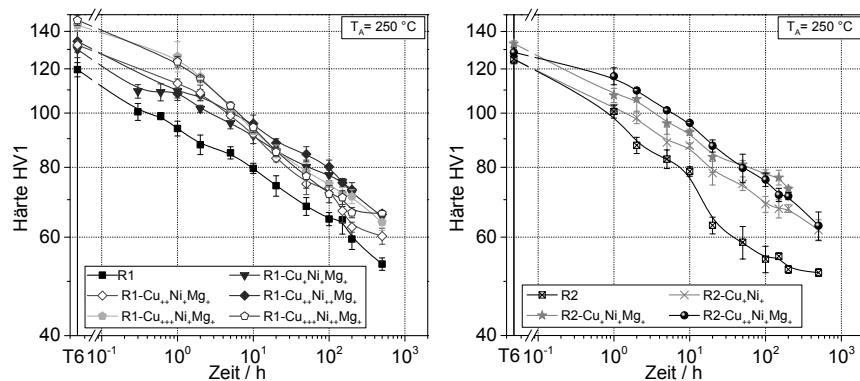


Bild 3: Doppellogarithmische Auftragung der Härte als Funktion der Auslagerungszeit bei 250 °C für ausgewählte Legierungen auf Basis AlSi7MgCu0,5 (links) und AlSi10MgCu0,5 (rechts).

Ausgehend von der Referenzlegierung R2 führt die simultane Zugabe von Cu und Ni zu keinem Anstieg der Ausgangshärte, wie die Legierung R2-Cu₊₊,Ni₊ belegt, vgl. Bild 3 rechts. Die T6-Härte beläuft sich bei beiden Varianten auf 125 HV1. Durch die Zugabe von Mg zur Legierung R2-Cu₊₊,Ni₊ wird die Härte um ca. 8 HV1 auf ca. 133 HV1 erhöht (Legierung R2-Cu₊₊,Ni₊,Mg₊). Alle Alternativlegierungen reduzieren nach einer Auslagerungszeit von 200 h bei 250 °C ihre Härte um ca. -45 %, während sich die Härtedegradation der Legierung R2 auf -58 % beläuft. Im Vergleich zur Referenzlegierung R2 weisen demnach alle Alternativlegierungen einen geringeren prozentualen sowie absoluten Härteverlust auf und zeigen zudem eine höhere Resthärte nach 200 h Auslagerungszeit.

3.3 Druckversuche mit Dehnratenwechsel

a) Zustand T6

Bei Raumtemperatur zeigen alle Legierungsvarianten mit zunehmender Dehnung ein verfestigendes Verhalten, wie es Bild 4 am Beispiel der Legierungen auf Basis der Referenz R1 beschreibt. Die unterschiedlichen Dehnraten haben keinen Einfluss auf die Druckspannung. Ein dehnratenabhängiges Verhalten kann demnach nicht beobachtet werden. Alle Alternativlegierungen weisen über den gesamten Dehnungsverlauf einen höheren Verformungswiderstand als die Referenzlegierung R1 auf. Die Legierung R1-Cu₊Ni₊Mg₊ besitzt im Schnitt eine um ca. 40 MPa höhere Festigkeit als die Legierung R1, was auf die Zugabe der Elemente Cu, Ni und Mg zurückzuführen ist. Ausgehend von der Legierung R1-Cu₊Ni₊Mg₊ erhöht sich mit steigendem Cu-Gehalt von Cu₊ über Cu₊₊ nach Cu₊₊₊ die Festigkeit bei den Legierungen R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊Mg₊ um weitere 15 und 45 MPa bei Raumtemperatur. Unterschiede zwischen den Legierungen R1-Cu₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ sowie R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊Mg₊, die sich im Ni-Gehalt unterscheiden, sind hingegen als marginal zu bezeichnen.

Bei 250 °C werden wie bei Raumtemperatur höhere wahre Druckspannungen bei den Alternativlegierungen im Vergleich zur Standardlegierung R1 ersichtlich und alle Varianten offenbaren ein dehnratenabhängiges Verhalten. Der Verformungswiderstand ist bei der Legierung R1-Cu₊Ni₊Mg₊ im Schnitt um ca. 25 MPa erhöht. Zudem werden Unterschiede aufgrund der Zugabe von Ni ersichtlich: Die wahre Druckspannung der Legierung R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ ist gegenüber der Legierung R1-Cu₊Ni₊Mg₊ um ca. 20 MPa höher. Zudem wird bei den hochkupferhaltigen Varianten R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊Mg₊ eine stärkere Entfestigung im langsamsten Verformungssegment bei einer Dehnrate von 10^{-5} s^{-1} ersichtlich. Die Erhöhung des Ni-Gehalts führt bei den Legierungen R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊Mg₊ im Vergleich zu deren Ausgangsvarianten (in Bezug auf den Ni-Gehalt) R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊Mg₊ zu einer geringeren Entfestigung im Bereich zwischen 8 bis 12 % Dehnung. Zwar resultiert eine Erhöhung des Cu-Gehalts bei den Legierungen R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊₊Ni₊Mg₊ in einer höheren Festigkeit zu Beginn des Verformungsexperiments, diese Varianten tendieren aber bei langsamen Verformungsraten (hier 10^{-5} s^{-1}) zu einer verstärkten Entfestigung. So kann hier bereits abgeschätzt werden, dass sich zu hohe Gehalte an Cu hinsichtlich des Kriechverhaltens womöglich negativ auswirken können. Die Ergebnisse der Druckversuche passen gut mit denen der isothermen Auslagerung zusammen.

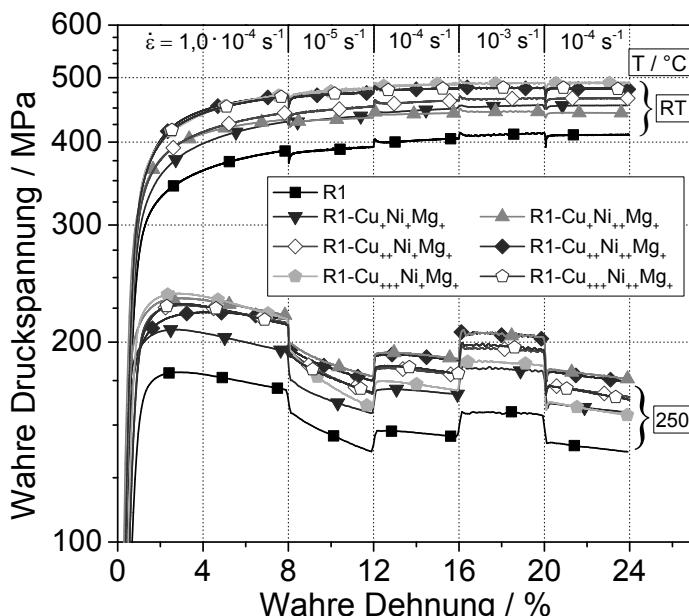


Bild 4: Halblogarithmische Auftragung der wahren Druckspannung in Abhängigkeit der wahren Dehnung bei RT und 250 °C für ausgewählte Legierungen im Zustand T6. Die sich an der oberen Abszisse befindenden Segmente beschreiben die verschiedenen Dehnraten.

b) Überalterter Zustand

In Bezug auf das mechanische Verhalten ergeben sich zwischen den Legierungen nach einer vorherigen Auslagerung bei 250 °C für 200 h größere Unterschiede, vgl. Bild 5. Bei RT liegen die wahren Druckspannungen aller Alternativlegierungen über denjenigen der Referenzlegierung R1. Beispielsweise ergeben sich bei Raumtemperatur Festigkeiten bei 0,2 % plastischer Dehnung (Stauchgrenze $\sigma_{p0,2}$) von 106 MPa bei der Referenzlegierung R1, während bei den Legierungen R1-Ni₊, R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ und R1-Cu₊₊Ni₊₊Mg₊ Werte von 138 MPa, 132 MPa und 146 MPa gemessen wurden. Das entspricht einer Festigkeitssteigerung zwischen +30 bis +38 %. Ferner wird aus den Ergebnissen ersichtlich, dass die alleinige Zugabe von Nickel bereits zu einer starken Erhöhung der wahren Druckspannung führt (Legierung R1-Ni₊ vs. Referenz R1). Die Erhöhung des Cu-Gehalts bei der Legierung R1-Cu₊₊Ni₊Mg₊ von Cu₊ nach Cu₊₊ resultiert hingegen in keiner Festigkeitssteigerung.

Bei 250 °C ergeben sich noch deutlichere Festigkeitsunterschiede zwischen den Alternativlegierungen und der Referenzlegierung R1. Während die Stauchgrenze $\sigma_{p0,2}$ bei der Legierung R1 67 MPa beträgt, beläuft sie sich beispielsweise bei den Legierungen R1-Ni₊, R1-Cu₊Ni₊₊Mg₊₊ und R1-Cu₊Ni₊₊Mg₊ auf 95 MPa, 97 MPa und 100 MPa, was einer Erhöhung um +42 % bis +49 % entspricht. Unterschiede zwischen den Legierungen R1-Cu₊Ni₊₊Mg₊ und R1-Cu₊₊Ni₊₊Mg₊ werden nicht sichtbar. Eine Erhöhung des Cu-Gehalts führt demnach nicht zu einer Steigerung der Festigkeit im stark überalterten Zustand, sondern eher zu einer Reduktion.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Alternativlegierungen im Vergleich zur Referenzlegierung R1 im stark überalterten Zustand sowohl bei Raumtemperatur als auch bei 250 °C signifikant höhere Festigkeiten zeigen.

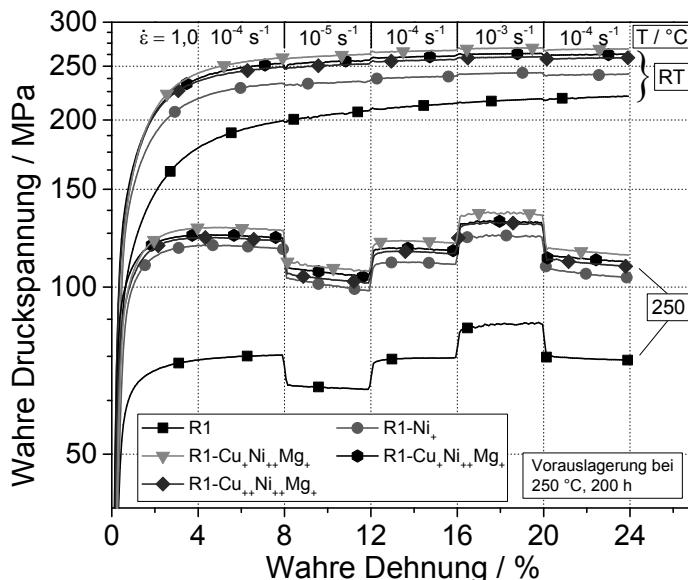


Bild 5: Halblogarithmische Auftragung der wahren Druckspannung in Abhängigkeit der wahren Dehnung bei RT und 250 °C nach einer thermischen Alterung bei 250 °C für 200 h ausgehend vom Zustand T6.

3.4 Zyklische Ermüdungseigenschaften (HCF-Versuche)

In Bild 6 links sind die zyklischen Festigkeitseigenschaften der Legierungen R1, R1-Ni_x und R1-Cu_xNi_xMg_x im Zustand T6 bei einer Prüftemperatur von 150 °C visualisiert. Im T6-Zustand sind bei hohen Spannungssamplituden keine Unterschiede zwischen den Legierungen auszumachen. Hin zu geringeren Spannungssamplituden werden leichte Lebensdauervorteile bei der Ni-haltigen Legierung R1-Ni_x ersichtlich. Während bei der niedrigsten Belastungsamplitude alle Proben der Referenzlegierung R1 vor Erreichen der Grenzspielzahl von 10⁷ Zyklen versagen, liegen bei den beiden Legierungen R1-Ni_x und R1-Cu_xNi_xMg_x mehr Durchläufer als gebrochene Proben vor.

Werden die Legierungen im stark überaltertem Zustand geprüft (Auslagerung bei 250 °C für 200 h), so ergeben sich zwischen den Alternativlegierungen und der Referenzlegierung R1 bei einer Prüftemperatur von 225 °C signifikante Unterschiede, vgl. Bild 6 rechts. Im geprüften Spannungsbereich zeigen die beiden Alternativlegierungen deutliche Lebensdauergevinne um nahezu zwei Größenordnungen auf, wobei leichte Vorteile der Cu- und Ni-haltigen Variante R1-Cu_xNi_xMg_x gegenüber der nur Ni-legierten Legierung R1-Ni_x zu beobachten sind.

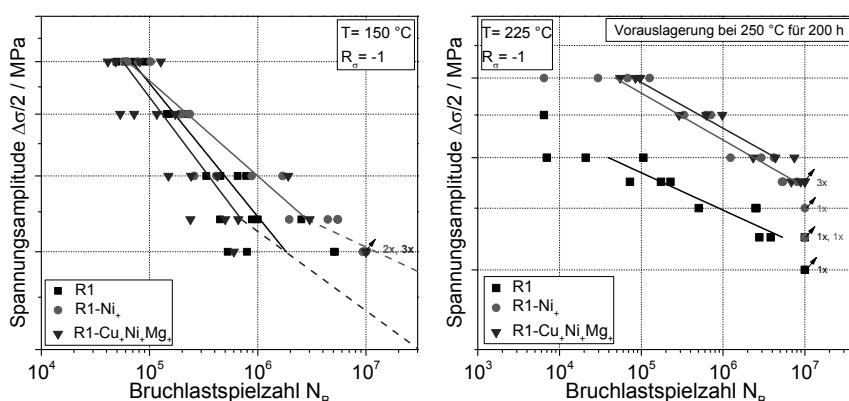


Bild 6: Doppellogarithmische Auftragung der Spannungssamplitude über der Bruchlastspielzahl bei einem Spannungsverhältnis von $R_o = -1$ bei 150 °C im Zustand T6 (links) und bei 225 °C nach einer vorherigen Auslagerung bei 250 °C f. 200 h (rechts).

4. Diskussion

Die gesteigerte Warmfestigkeit kann auf die Ausbildung eines primären Ausscheidungsnetzwerkes bestehend aus eutektischem Si und diversen hochtemperaturstabilen Phasen wie beispielsweise der $\epsilon(\text{Al}_3\text{Ni})$ -, $T(\text{Al}_9\text{FeNi})$ - und/oder $Q(\text{Al}_5\text{Cu}_2\text{Mg}_8\text{Si}_6)$ -Phase zurückgeführt werden. Die primären und thermisch stabilen Intermetallischen Phasen tragen wesentlich zur Festigkeit bei und vermindern den Festigkeitsverlust der Al-Matrix mit steigender Prüftemperatur. Mittels Ausbildung einer so genannten Skelettstruktur ist vor allem bei höheren Temperaturen und zunehmend weicher werdender Matrix der Lastübertrag auf das primäre Ausscheidungsnetzwerk von entscheidender Bedeutung für eine gesteigerte Warmfestigkeit [15, 22, 23].

Noch stärker ist dieser Mechanismus im stark überalterten Zustand ausgeprägt. Aufgrund der isothermen Auslagerung bei 250 °C für 200 h vergrößern vor allem die in der Matrix vorhanden sekundären Ausscheidungen vom Typ $\theta(\text{Al}_2\text{Cu})$ und $\beta(\text{Mg}_2\text{Si})$, da diese nur bis Temperaturen von ca. 170 °C thermisch stabil sind. Aufgrund dessen verliert die Matrix deutlich an Härte respektive Festigkeit, was anhand der isothermen Auslagerungsversuche mit anschließender Härteprüfung und den Druckversuchen bei RT als auch bei 250 °C gezeigt werden kann. Die gesteigerte Warmfestigkeit und verbesserte thermische Stabilität der Alternativlegierungen gegenüber den Referenzlegierungen AlSi7MgCu0,5 und AlSi10MgCu0,5 kann demnach auf das vorhandene primäre Ausscheidungsnetzwerk, bestehend aus Ni- und/oder CuNi-Aluminiden und eutektischem Si, zurückgeführt werden [24-26]. Zudem wird in einigen Legierungsvarianten die Ausbildung der thermisch stabilen sekundären $Q(\text{Al}_5\text{Cu}_2\text{Mg}_8\text{Si}_6)$ -Phase begünstigt, was die thermische Stabilität, die Warmfestigkeit und Kriechbeständigkeit verbessern kann [27].

Die signifikante Erhöhung der Lebensdauer bei zyklischer Belastung im stark überalterten Legierungszustand kann mit selbigem Mechanismus beschrieben werden: Da im HCF-Regime härtere bzw. festere Werkstoffe den weicheren Werkstoffen (hier Legierungen) überlegen sind, ergeben sich demnach bei den beiden Alternativlegierungen, die im überaltertem Zustand ein höhere Härte bzw. Festigkeit aufweisen, deutlich höhere Lastwechsel bis zum Bruch im Vergleich zur Referenzlegierung 1.

Die in der Mikrostruktur enthaltenden spröden und plattenförmigen intermetallischen Phasen, welche anhand der REM-Aufnahmen visualisiert werden, sind jedoch als kritisch zu betrachten. Diese können die Duktilität herabsetzen und die Legierung ggf. zusätzlich verspröden. So wurden im Zugversuch teils deutlich niedrigere Bruchdehnungen im Vergleich zu den beiden Referenzlegierungen gemessen. Eine angepasste Wärmebehandlung oder höhere

Abkühlraten im Gießprozess könnten die Morphologie der auftretenden Primärphasen vorteilhaft modifizieren und somit die Zähigkeit und Schwingfestigkeit steigern.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die Ergebnisse dieser Arbeit belegten, dass die mechanischen Eigenschaften der Standardlegierungen vom Typ AlSiMgCu durch die gezielte Zugabe von Kupfer, Magnesium und Nickel bei quasistatischer und zyklischer Belastung gesteigert werden konnten. Vor allem bei höheren Temperaturen und im stark überalterten Zustand war ein signifikanter Anstieg der Warmfestigkeit zu Gunsten der hergestellten Alternativlegierungen auszumachen. Dies konnte anhand der Druckversuche bei 250 °C sowohl im Zustand T6 als auch im stark überalterten Zustand (Auslagerung bei 250 °C, 200 h) nachgewiesen werden.

Ferner wurde anhand der zyklischen Festigkeitsuntersuchungen ersichtlich, dass bei hohen Temperaturen eine signifikante höhere Lebensdauer bei den Alternativlegierungen auszumachen war. Vor allem bei langen Laufzeiten und hohen thermischen Lasten, welche durch zyklische Druckpulsation vor allem im Brennraum überlagert werden, ist eine gesteigerte Wechselfestigkeit für die Sicherstellung der Lebensdauer zukünftiger Zylinderköpfe bei steigenden thermischen, mechanischen und thermomechanischen Lasten von entscheidender Bedeutung. Die generierten Ergebnisse zur Alterungsbeständigkeit, wie auch die mechanischen Untersuchungen bei quasistatischer Belastung, stehen mit den Ergebnissen der HCF-Versuche im Einklang.

Abschließend kann postuliert werden, dass bei weiterhin steigenden thermischen und mechanischen Lasten einige von den hier vorgestellten Legierungen ein aussichtsreiches Potential zur Sicherstellung der Lebensdauer leistungsgesteigerter Zylinderköpfe bieten. Neben der Optimierung der Geometrie der Brennraumplatte stellt dieser Ansatz in einem bestehenden und bereits optimierten Gießprozess die einzige Möglichkeit zur Steigerung der Warmfestigkeit sowie der Kriech- und Alterungsbeständigkeit dar, ohne markante Einbußen in der Gießbarkeit, den thermophysikalischen Eigenschaften und der Korrosionsbeständigkeit zu generieren.

Literatur:

- [1] GINDELE, J. ; RAMSTEINER, T. ; TSCHAMON, B.: Der neue 2,0-L-Hochleistungs-Vierzylindermotor von Mercedes-AMG. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 9, S. 664–671
- [2] STICH, A.: Ressourceneffizienz und Leichtbau mit Guss aus Sicht eines Premiumherstellers, Vortrag auf der VDI-Tagung "Gießtechnik im Motorenbau vom 05. und 06. Februar 2013 in Magdeburg. In: *VDI-Bericht Nr. 2189, VDI-Verlag, Düsseldorf* (2013), S. 51–60
- [3] HEIKEL, Christian: *Werkstoff- und verfahrenstechnische Bewertung von Zylinderköpfen für Dieselmotoren*, Universität Magdeburg, Diss., 2005
- [4] GRIEB, M. B. ; CHRIST, H.J. ; PLEGÉ, B.: Thermomechanical fatigue of cast aluminium alloys for cylinder head applications-experimental characterization and life prediction. In: *Procedia Engineering* 2 (2010), Nr. 1, S. 1767 – 1776
- [5] IKUNO, H ; IWANAGA, S ; AWANO, Y: Thermo-mechanical fatigue behavior of Al-Si-Cu-Mg casting alloy. In: *ASTM special technical publication* 1371 (2000), S. 138–149
- [6] KÖHLER, Eduard: *Verbrennungsmotoren*. Vieweg Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978-3-8348-1486-9
- [7] WITTEK, K. ; KREBBER-HORTMANN, K. ; DÜNSCHEDE, T.: Zylinderkopfkonzepte für direkteinspritzende Ottomotoren bei kleinem Zylinderhubvolumen. In: *4. VDI-Fachtagung Ventiltrieb und Zylinderkopf 2010 : Würzburg, 22. und 23. November 2010* (2010), S. 129–148. ISBN 978-3-18-092115-0
- [8] GöCMEZ, Taner ; LAUER, Sven ; MAASSEN, Franz: Auslegung von Diesel-Zylinderköpfen. In: *ATZoffhighway - Sonderausgabe ATZ / April 2011* 4 (2011), S. 10–21
- [9] BISCHOFF, T. ; RÖDLING, S. ; STAUDER, B.: Innovative Prüfmethodik zur Ermittlung der thermomechanischen Ermüdung an Zylinderköpfen. In: *MP Materials Testing* 54 (2012), S. 655–662
- [10] STAUDER, Bernhard ; SITKA, Dr. P. ; REFETZEDER, Michael ; BISCHOFF, Tobias ; HUTER, Patrik: Einfluss von Legierung und Wärmebehandlung auf thermomechanische Eigenschaften von Zylinderköpfen. In: *Giesserei-Praxis* 3 (2014), S. 98 – 103
- [11] KLIEMT, Christian: *Thermo-mechanical fatigue of cast Aluminium alloys for engine applications under severe conditions*, Heriot-Watt University, Diss., 2012

- [12] JEONG, Chang-Yeol: Effect of Alloying Elements on High Temperature Mechanical Properties for Piston Alloy. In: *MATERIALS TRANSACTIONS* 53 (2012), Nr. 1, S. 234–239
- [13] LI, Y.J. ; BRUSETHAUG, S. ; OLSEN, A.: Influence of Cu on the mechanical properties and precipitation behavior of AlSi7Mg0.5 alloy during aging treatment. In: *Scripta Materialia* 54 (2006), Nr. 1, S. 99 – 103
- [14] GROSSELLE, Fabio ; TIMELLI, Giulio ; BONOLLO, Franco: Doe applied to microstructural and mechanical properties of Al-Si-Cu-Mg casting alloys for automotive applications. In: *Materials Science and Engineering: A* 527 (2010), Nr. 15, S. 3536 – 3545. – ISSN 0921-5093
- [15] STADLER, F ; ANTREKOWITSCH, H ; FRAGNER, W ; KAUFMANN, H ; UGGOWITZER, PJ: Effect of main alloying elements on strength of Al-Si foundry alloys at elevated temperatures. In: *International Journal of Cast Metals Research* 25 (2012), Nr. 4, S. 215–224
- [16] BASSHUYSEN, Richard v.: *Handbuch Verbrennungsmotor : Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 4., aktualisierte und erw. Aufl. Wiesbaden : Vieweg, 2007 (ATZ-MTZ-Fachbuch). – ISBN 978-3-8348-0227-9
- [17] ELLMERICH, R.: Der Einfluss von Chrom, Nickel, Silizium und Vanadium auf die Eigenschaften der Kokillengusslegierung AlCu4(TiZr), Vortrag auf der 8. VDI-Tagung "Gießtechnik im Motorenbau vom 10.02.-11.02.2015 in Magdeburg. (2015)
- [18] KNIEWALLER, L. ; RAFETZEDER, M. ; STAUDER, B. ; DJURDJEVIC, M. ; FEIKUS, F. J.: Entwicklung und Anwendung einer AlCu-Hochleistungsgusslegierung für Zylinderköpfe, Vortrag auf der 8. VDI-Tagung "Gießtechnik im Motorenbau vom 10.02.-11.02.2015 in Magdeburg. In: *VDI-Bericht Nr. 2254, VDI-Verlag, Düsseldorf* (2015), S. 115–132
- [19] BARTH, A.: Zylinderköpfe aus AC-AlSi7MgZr T7- und AC-AlSi10Mg(Cu)Zr T7 für Hochleistungsmotoren, Vortrag auf der 8. VDI-Tagung "Gießtechnik im Motorenbau vom 10.02.-11.02.2015 in Magdeburg. In: *VDI-Bericht Nr. 2254, VDI-Verlag, Düsseldorf* (2015), S. 101–114
- [20] FARKOOSH, A.R. ; JAVIDANI, M. ; HOSEINI, M. ; LAROCHE, D. ; PEKGULERYUZ, M.: Phase formation in as-solidified and heat-treated Al-Si-Cu-Mg-Ni alloys: Thermodynamic assessment and experimental investigation for alloy design. In: *Journal of Alloys and Compounds* 551 (2013), Nr. 0, S. 596 – 606. – ISSN 0925–8388
- [21] HEUSLER, L. ; FEIKUS, F.J. ; OTTE, M.O.: Alloy and casting process optimization for engine block application. In: *AFS Transactions* 50 (2001), S. 1–9

- [22] MOLINA, R. ; AMALBERTO, P.: Mechanical characterization of aluminium alloys for high temperature applications Part1: Al-Si-Cu alloys. In: *Metallurgical Science and Technology* Vol. 29-1 (2011), S. 5–15
- [23] ASGHAR, Z. ; REQUENA, G. ; BOLLER, E.: Three-dimensional rigid multiphase networks providing high-temperature strength to cast AlSi10Cu5Ni1-2 piston alloys. In: *Acta Materialia* 59 (2011), Nr. 16, S. 6420 – 6432. – ISSN 1359–6454
- [24] LI, Yunguo ; YANG, Yang ; WU, Yuying ; WANG, Liyan ; LIU, Xiangfa: Quantitative comparison of three Ni-containing phases to the elevated-temperature properties of Al-Si piston alloys. In: *Materials Science and Engineering: A* 527 (2010), Nr. 26, S. 7132 – 7137. – ISSN 0921–5093
- [25] CHEN, C.-L. ; THOMSON, R.C.: Study on thermal expansion of intermetallics in multi-component Al-Si alloys by high temperature X-ray diffraction. In: *Intermetallics* 18 (2010), Nr. 9, S. 1750 – 1757. – ISSN 0966–9795
- [26] CHEN, C.-L. ; THOMSON, R.C.: The combined use of EBSD and EDX analyses for the identification of complex intermetallic phases in multicomponent Al-Si piston alloys. In: *Journal of Alloys and Compounds* 490 (2010), Nr. 12, S. 293–300. – ISSN 0925–8388
- [27] FARKOOSH, A.R. ; PEKGULERYUZ, M.: Enhanced mechanical properties of an Al-Si-Cu-Mg alloy at 300°C: Effects of Mg and the Q-precipitate phase. In: *Materials Science and Engineering: A* 621 (2015), Nr. 0, S. 277 – 286. – ISSN 0921–5093

Untersuchung der Auswirkung von Einbauabweichungen von Ventiltriebskomponenten auf Ventilführung und Sitz mittels numerischer Simulation

Anwendung am Beispiel eines Antriebs per Rollenschlepphebels in Zug- und Schubrichtung von Ford Motor Company

Dr. A. Boucke, Dr. J. Lang, Prof. Dr. G. Knoll, IST mbH, Aachen;
Dr. M. Y. Ali, T. Sanders, Dr. M. Ejakov, Ford Motor Company,
Dearborn, USA

Kurzfassung

Energieeffizienz und Reduktion der Emissionen sind bestimmende Kriterien bei der Auslegung neuer Konzepte für Verbrennungsmotoren. Infolge Downsizing und Hochaufladung werden hierbei insbesondere die spezifischen Beanspruchungen der Tribosysteme erhöht. Im Zuge verkürzter Entwicklungszyklen gewinnen softwaregestützte Entwicklungswerkzeuge zunehmend an Bedeutung. Durch ein vertieftes Systemverständnis lassen sich Mischreibungszustände – verbunden mit erhöhten Reibungsverlusten und Verschleißgefährdung – frühzeitig zu erkennen und Gegenmaßnahmen zu ergreifen. Neben dem allgemeinen Interesse an Reibungsminderung stellt die resultierende hohe spezifische Leistung solcher Motoren spezielle Anforderungen an die Führung der Ventile. Im Bereich des Ventilschafts auftretende Mischreibungszustände können im ungünstigen Fall zu erhöhtem Kraftstoffverbrauch, verstärkter Geräuschentwicklung, vorzeitigem Verschleiß bis hin zum Ausfall des Motors durch Klemmen des Ventils führen.

In diesem Paper werden primäre und sekundäre Effekte der Interaktion zwischen Ventilschaft und -führung für verschiedene Abweichungen von der idealen Einbaulage mit Hilfe der numerischen Simulation betrachtet. Bei Ford wurden im Rahmen einer Feldstudie typische Einbauabweichungen verschiedener Art identifiziert und für den gewählten Betriebspunkt bei hoher Last und Drehzahl die thermischen Verzüge der beteiligten Baugruppen mit einer Finite-Elemente-Simulation ermittelt. Untersucht wird eine realitätsnahe Konfiguration für den Zug- und Schubbetrieb eines Ventiltriebs mit Rollenschlepphebel mit dem Simulationsprogramm *FIRST*.

Auf Basis einer mehrkörperdynamischen Modellbildung werden unter Berücksichtigung der elasto-hydrodynamischen Interaktion in der Ventilschaftsführung sowie der Tribokontakte Nocken-Gelenkläuferkontakt und Ventilsitz Einflußgrößen für Mischreibungskontakte und Verschleißindikatoren an Ventilschaft und -führung eines Auslassventils bestimmt. Dabei werden u.a. die Elastizität der beteiligten Bauteile, der Einfluss der Massendynamik der Ventilfeder,

hydraulischer Spielausgleich und eine angenommene partielle Mangelschmierung in der Ventilführung berücksichtigt. Die Warmkontur der Ventilschaftsführung wurde durch eine vorgeschaltete Finite-Elemente Analyse ermittelt.

Es wird gezeigt, dass die beiden Antriebsrichtungen keine wesentlichen Unterschiede für Verschleißindikation an sich zeigen, die beeinflusste Region am Ventilschaft unterscheidet sich aber deutlich. Die größten Abweichungen bei den Verschleißindikatoren werden bei Abweichung der relativen Position von Abstützelement und Ventil in Motorlängsrichtung von der idealen Lage erreicht.

Es wird gezeigt, wie Simulationswerkzeuge auch außerhalb der normalen Entwicklungszyklen gut eingesetzt werden können, um das Verständnis von schwer oder aufwändig zu beobachtenden Phänomenen zu fördern.

1. Einleitung

Die Designanforderungen an moderne Verbrennungsmotoren werden von einander oft entgegenstehenden Zielen von höherer Leistung, geringerem Verbrauch, genauerer Emissionskontrolle und nicht zuletzt Kostenzielen dominiert. Ein typischer Weg einen guten Kompromiss im Rahmen dieser Ziele zu erreichen ist das sog. Downsizing zusammen mit verschiedenen Arten der Aufladung. Die so resultierenden Motoren mit sehr hoher spezifischer Leistung stellen auch hohe Anforderungen an den Ventiltrieb, insbesondere an die Ventilführung. Ventil, -sitz, -schaft und -führung unterliegen Bedingungen bei denen Verschleiß kaum vollständig zu vermeiden ist. Verschleiß in unerwünscht hohem Maß durch Mischreibung in der Ventilführung kann ein signifikantes Problem sein und zu Geräuschentwicklung, erhöhter Reibung, erhöhtem Ölverbrauch (Emissionen), Kompressionsverlust oder gar Motorschaden durch Klemmen oder Fressen führen.

In früheren Untersuchungen wurden vor allem die Reibungsverluste in verschiedenen Konfigurationen typischer Ventiltriebe im Experiment und mit Hilfe numerischer Simulationsmodelle untersucht [1]. Auch das Einlaufverhalten von Nockenwellen in den Lagern wurde in speziellen Prüfständen unter realistischen Bedingungen untersucht und daran numerische Simulationen mit einem energetischen Verschleißmodell validiert [2]. Viel Aufmerksamkeit wurde auch dem Verschleiß zwischen Ventilteller und Sitz [3,4] gewidmet und dies mit verschiedenen, typischerweise empirischen Modellen untersucht. Sekundäre Effekte durch thermischen Verzug und Einbauabweichungen wurden dabei oft vernachlässigt.

In dieser Veröffentlichung werden insbesondere die Interaktionen von Ventil und Ventilführung unter Einfluß von thermischem Verzug und verschiedenen Einbauabweichungen an einem einzelnen Ventiltrieb mit Rollenschlepphebel untersucht. Die Aussagekraft der Ergebnis-

se hängt dabei von einer präzisen Modellierung des gesamten Ventiltriebs und einer guten Abbildung der Sekundärbewegung des elastischen Ventils während der Öffnungsphase ab. Vor der eigentlichen Modellierung des Ventiltriebs im MKS System First stehen zwei Vorarbeiten. An Motoren einer ausgewählten Baureihe von V6 Motoren wurde eine Toleranzstudie zu Einbauabweichungen im Ventiltrieb durchgeführt. Mit dem FE-Paket Abaqus wurde statio-näre Analyse der durch Montage und Erwärmung auf Betriebstemperatur entstehenden Ver-züge durchgeführt. Für ausgewählte Einbauabweichungen werden jeweils im Schub- und Zugbetrieb des Ventiltriebes Simulationen durchgeführt und dem Fall mit idealer Einbaulage gegenübergestellt. Abweichungen im Ablauf der Sekundärbewegungen und damit einherge-hend Verschleiß-indizierende Mischreibungszustände werden analysiert und nach Signifi-kanz des Einflusses der Einbauabweichung kategorisiert.

2. Simulationsmodell

Das Simulationsmodell besteht aus zwei Stufen. Zunächst wird eine statische Analyse des gesamten Motors bei Betriebstemperaturen durchgeführt. Diese liefert notwendige Randbe-dingungen für die dynamische Mehrkörpersimulation des Einzelventiltriebs.

2.1. Statische Simulation des Motorgehäuses

Von dem V6 Motor wird eine FE-Diskretisierung von Zylinderkopf, Kurbelgehäuse, Kopfdich-tung und den notwendigen Verschraubungen und der Ventile erstellt. Dem Zylinderkopf wer-den Ventilsitze und Ventilführungen mit der korrekten Presspassung hinzugefügt. Für die Si-mulation mit ABAQUS werden im wesentlichen quadratische Tetraheder verwendet, mit Aus-nahme von Ventile, -führungen und -sitze werden mit linearen Hexaedern vernetzt, die gut geeignet sind für die spätere Verwendung der selben Diskretisierungen in der dynamischen Mehrkörpersimulation wie weiter unten beschrieben. Zunächst wird eine Simulation der Mon-tage unter Berücksichtigung der Anzugsmomente der Kopfschrauben und Vorspannungen durch Einpassen der Ventilsitze und -führungen bei Raumtemperatur durchgeführt.

Der so berechnete Spannungs- und Deformationszustand wird als Ausgang für eine thermi-sche Simulation des gewählten Betriebszustandes verwendet [5]. Die Berücksichtigung des thermischen Deformationszustandes ist wesentlich, da er insbesondere die lokale Geometrie der Oberflächen von Ventilsitz und -führung, als auch deren relative Lage zueinander verän-dert. Für die Untersuchung wurde die thermische Belastung bei Maximallast als gegebene Randbedingung gewählt.

2.2. Dynamische Simulation des Einzelventiltriebes

Aus Sicht der Mechanik werden hierbei die Teilkomplexe der Hydrodynamik mit Mischrei-bungskontakt rauer Oberflächen, der Strukturdynamik elastischer Körper und Mehrkörperdy-

namik gekoppelt. Das im Rahmen des Projektes eingesetzte Programmsystem FIRST [6] wurde ursprünglich für die Simulation von Kurbeltrieb und Motorblock mit Hauptlagern entwickelt, wurde aber im Lauf der Zeit zu einem allgemeinen Mehrkörpersystem mit universellen Lagerdefinitionen erweitert, mit dem ein breiter Anwendungsbereich abgedeckt werden kann. Im folgenden wird ein kurzer Überblick über die zur Anwendung kommenden Simulationsmethoden gegeben, bevor auf die Modellierung der Dynamik des Einzelventiltriebes im besonderen eingegangen wird. Ein detaillierterer Einblick in die Modellbildung wird in [7] gegeben.

Methoden zur tribologischen Kopplung von Mehrkörpersystemen

Die Simulation von Mehrkörpersystemen mit hydrodynamischer Kopplung erfordert die Interaktion von drei Feldern

- nichtlineare Mehrkörperdynamik (MKS)
- linearelastischer Strukturdynamik (zusammen EMKS)
- stark nichtlineare Elasto-Hydro-Dynamik mit Mischreibung (EHD)

mit einem stabilen, zeitechten und in der Schrittweite gesteuerten Integrationsschema.

Abb. 1 zeigt die wesentlichen Schritte im Arbeitsablauf des EMKS/EHD Simulationsalgorithmus. In einem ersten Schritt wird die Newtonsche Bewegungsgleichung gelöst bei der alle lokalen und globalen Kräfte auf die elastischen Körper wirken. Die resultierenden lokalen und globalen Beschleunigungen werden zu Lagen bzw. Deformationen für den nächsten Zeitschritt integriert. Basierend auf diesen integrierten Größen werden die Spalthöhen für die Schmierfilme und deren Ableitungen bestimmt und die Reynolds Gleichung für die Hydrody-

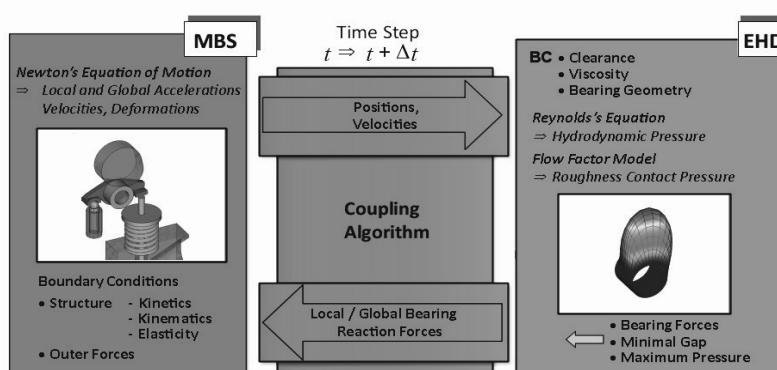
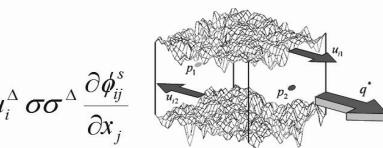
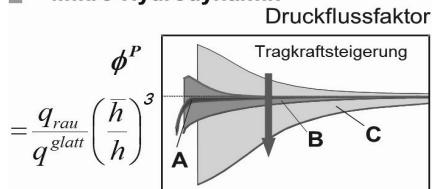


Abb. 1: Ablaufdiagramm der gekoppelten (E)MKS/EHD Simulation

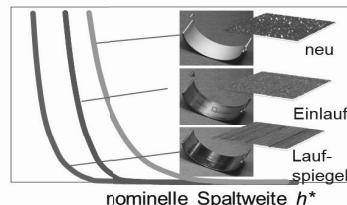
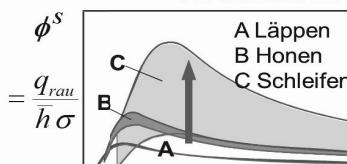
■ **Reynolds-Dgl. rauer Oberflächen**

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\phi_{ij}^P \frac{\bar{h}^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x_j} \right] = u_i^\Sigma \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} + u_i^\Delta \sigma \sigma^\Delta \frac{\partial \phi_{ij}^s}{\partial x_j}$$

■ **Mikro-Hydrodynamik**



Scherflussfaktor



■ **3D-Kontaktdruck-Modell**

$$p_c = \frac{F_c}{A} = \frac{\sum P_{ci} \cdot A_{ci}}{A}$$

Abb. 2: Elasto-Hydro-Dynamik und Mischreibung auf rauen Oberflächen

namik gelöst. Die resultierenden Lagerkräfte werden wieder an die Struktur zurückgegeben und als Last in den Newton-Gleichungen berücksichtigt.

Für die Berechnung der hydrodynamischen Lasten auf elastischen Oberflächen wird eine spezielle Variante der Reynolds Gleichungen benutzt, bei der der Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf die Strömung berücksichtigt wird. Die Implementierung, basierend auf [8], benutzt sogenannte Flussfaktoren, die zuvor über einem repräsentativen Ausschnitt einer vermessenen Oberflächenrauigkeit ausgerechnet wurden und den Effekt von Scherung und Druck auf die Strömung zwischen rauen Oberflächen bei verschiedenen Spalthöhen enthalten (s. Abb. 2). Liegt keine vermessene Rauheit vor, kann alternativ eine statistische Verteilung verwendet werden. Weiterhin berechnet der Algorithmus den lokalen Kontaktdruck sobald ein erster Kontakt an Rauheitsspitzen vorliegt. Für die Identifikation von Mischreibung in Lagern hat sich das Verfahren als zuverlässig erwiesen.

Die gesamten Reibungsverluste in einem Lager bestehen aus der hydrodynamischen Reibung und der Kontaktreibung der rauen Oberflächen. Für letztere wird ein Coulomb-Reibwert angenommen, der naturgemäß von den Eigenschaften der Oberflächen, wie z.B. Material, Temperatur, Fertigungsqualität und vorhandenem Schmiermittel abhängt.

Simulation der Tribosysteme und der Dynamik des Einzelventiltriebes

Bei dem untersuchten Ventiltrieb handelt sich um eine typische Konfiguration mit hydraulischem Ventilspielausgleich über ein Abstützelement (HVA) und einem tiefgezogenen Schlepphebel mit nadelgelagerter Rolle.

Die Kopplung der Bauteile untereinander erfolgt durch speziell auf die technischen Gegebenheiten angepasste Methoden zur Kraftkopplung. Bei der Simulation der Ventilführung wird die oben beschriebene EHD-Kopplung angewandt. Für die Simulation der Ventilfeder wird eine Mehrmassenfeder (MMS – Multi-Mass-Spring) verwendet, die eine realistische Simulation des Kontakts zwischen einzelnen Windungen erlaubt und damit Kennlinie, Massendynamik und Schwingungsverhalten gut abbildet.

Die Kontaktmodellierung zwischen Ventilteller und Ventilsitz erfolgt unter Berücksichtigung der lokalen Kontaktsteifigkeit sowie der Rauheit der Kontaktflächen. Für den Kontakt zwischen Nocken und Rolle sowie zwischen Ventil und Schlepphebel wird konzentrierter Kontakt mit Reibung verwendet, die neben der Normalkraft auch Schlupf und die Tangentialkraft berechnet, die insbesondere beim Ventil zu einer wesentlichen Anregung für Biegeschwingungen beitragen kann. Das parametrisierte HVA-Modell bildet durch eine Kombination aus Feder und hydraulischer Druckkammer das Stütz- und Absinkverhalten realitätsgerecht ab. Für die Simulation des Nadellagers der Rolle wird ein vom Lagerhersteller zugeliefertes Kennfeld verwendet.

2.3. Modellaufbau

Das MKS-Modell des Einzelventiltriebes besteht aus:

- 4 Starrkörpern: Nocke, Rolle, HVA-Kolben und HVA-Zylinder
- 3 elastischen Körpern: Schlepphebel, Ventil und Zylinderkopfabschnitt.

Um ein realistisches elastisches Verhalten der Umgebung des modellierten Ventils zu erhalten, wird ein relativ großes Stück des Zylinderkopfs als elastischer Körper vernetzt. Die Dichtfläche wird als eingespannt angenommen und der Gasdruck der Verbrennung wird auf Brennraum und Ventil aufgebracht.

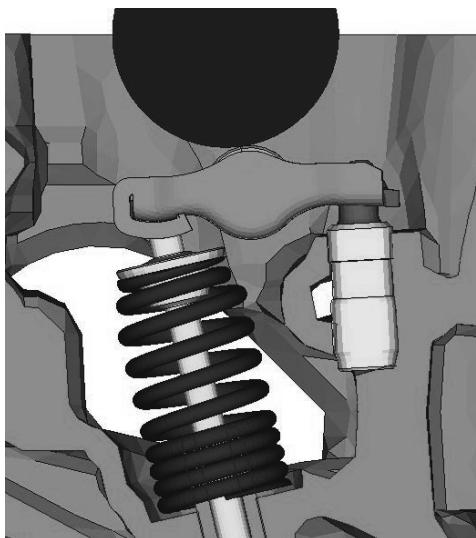


Abb. 3: Ventiltrieb mit Feder in Einbauposition

Alle Einbaumaße, Spiele und Oberflä-

chen entsprechen den idealen Daten der Konstruktion. Ohne Berücksichtigung von elastischen Deformationen und Warmverzügen ist der Ventiltrieb symmetrisch.

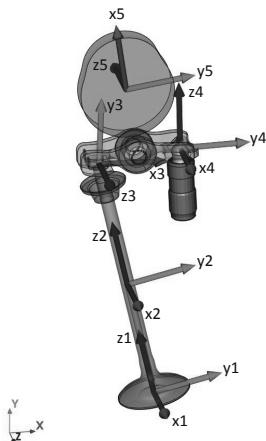


Abb. 4: Darstellung der lokalen und globalen Koordinatensysteme, die bei Berechnung und Auswertung verwendet werden.

Alle gezeigten Simulationen werden für Vollast bei entsprechend erwärmtem Motor durchgeführt. Dazu werden als weitere Randbedingungen die im Vorfeld bestimmten Warmverzüge aufgebracht. Um das zu vereinfachen werden für die betreffenden Bereiche knotengleiche Netze wie für die statische Analyse in der Simulation verwendet. Da der Grad der Füllung der Ventilführung mit Öl nicht genau bekannt ist, wird eine Teillösung definiert, bei der nur die obere Hälfte der Führung voll gefüllt ist. Im unteren Bereich der Führung wird nur eine geringe Schmierfilmhöhe angenommen.

Bei der Simulation werden die Elastizität der Rolle zwischen Nocken und Lager, die elastische Reaktion der Nockenwelle und eine eventuelle Unsymmetrie der Ventilfeder vernachlässigt.

Es ist sinnvoll bei dieser Art von Modell für verschiedene Auswertungen verschiedene lokale oder globale Koordinatensysteme zu verwenden. Abb. 4 zeigt die verwendeten Koordinatensysteme, deren Bezeichnungen sich im Ergebnisabschnitt auch als Achsenbeschriftungen wiederfinden.

3. Ergebnisse

3.1. Definition der Varianten

Abweichungen von der idealen Lage von Ventil zu Sitz oder Führung, nicht konzentrische Position von Führung und Sitz oder Abweichungen der Relation zwischen Nockengrundkreis und Rollenschlepphebel können durch Fertigungstoleranzen, Warmverzug oder elastische Deformation bei Betrieb auftreten.

Die in Abb. 5 dargestellten Warmverzüge aus der statischen Simulation zeigen die im Simulationsmodell berücksichtigten Anteile für Führung und Sitz. Für den Ventilsitz wird die Deformation der Sitzfläche vernachlässigt und nur die relative Verschiebung und Rotation der jeweiligen Flächen von Ventilteller und -sitz verwendet.

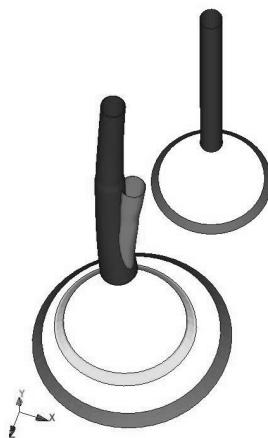


Abb. 5: Warmverzüge von Ventilschaft und -führung bzw. der Sitzflächen mit 50facher Überhöhung

Der Fokus dieser Studie liegt auf dem Verhältnis zwischen Nocken und Rollenschlepphebel. Auf der Grundlage einer Untersuchung der Toleranzen bei Motoren dieses Typs in der Fertigung werden für drei Typen von Abweichungen von der idealen Lage zwischen Nockengrundkreis und Rollenschlepphebel typische Werte definiert und einzeln simuliert. Die Varianten 1-3 sind in Abb. 6 dargestellt und definiert. Obwohl in der Realität üblicherweise immer Kombinationen der drei Fälle auftreten, werden sie in den Simulationen ausschließlich getrennt betrachtet, um die Auswirkungen der einzelnen Varianten auf den Ventiltrieb und insbesondere die Interaktion zwischen Ventilschaft und -führung zu untersuchen.

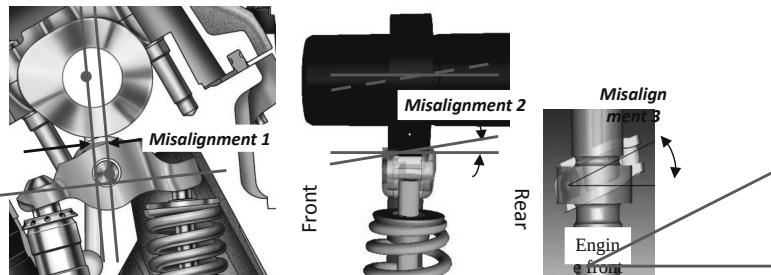


Abb. 6: Untersuchte Varianten, von links nach rechts:

1. Versatz zwischen Mitte von Nockengrundkreis und Rollenachse
2. Winkel zwischen Nocken und Ventil in Richtung der Nockenwellenachse
3. Versatz der Achsen von HVA-Element und Ventil, die in einem Winkel zwischen Nocken und Rollenschlepphebel in der Draufsicht resultieren

Zusätzlich zu den Varianten 1-3 wird die Drehrichtung der Nockenwelle verändert, da bei dem betrachteten V6-Motor durch die gespiegelte Einbausituation die Auslassnockenwelle auf der linken Bank den Rollenschlepphebel gegen das HVA-Element drückt (Schubrichtung) und auf der rechten Bank dagegen den Rollenschlepphebel vom HVA-Element wegzieht (Zugrichtung). Es wird im allgemeinen angenommen, dass insbesondere die Schubrichtung die Auswirkungen von Fehlstellungen verstärken kann.

Die verwendeten Gasdrücke im Brennraum und Warmverzüge entsprechen dem Vollastbetrieb des Motors bei einer Drehzahl von 5750upm.

3.2. Vergleich Schub- und Zugrichtung

Für jede Variante werden mindestens vier Arbeitsspiele simuliert, um einen stabilisierten Betriebspunkt, insbesondere mit Bezug auf die Funktion des HVA-Elements zu erreichen. Durch die Warmverzüge und die bzgl. des Ventiltriebes unsymmetrische elastische Deformation des Brennraums durch den Zünddruck ist in jeder Variante eine geringe Unsymmetrie vor-

handen. In den nachfolgend dargestellten Ergebnissen ist diese Unsymmetrie im Zugbetrieb des Ventiltriebes nur als geringe Abweichung bei Lagen und Kräften in Motorlängsrichtung zu sehen.

Im Schubbetrieb dagegen stellt sich die Situation grundlegend anders dar. Die geringe initiale Unsymmetrie definiert die Entstehung einer ersten Kraft in Motorlängsrichtung zwischen Nocken und Rolle. Bedingt durch die Drehrichtung wird diese verstärkt bis der Schlepphebel seitlich gegen das Ventil gedrückt wird. Hier entsteht eine alternierende Bewegung, die sich in jedem zweiten Arbeitszyklus wiederholt. Durch die seitlichen Kräfte wirkt das Ventil wie eine vorgespannte Feder. Nach dem Schließen des Ventils sinkt für einen

kurzen Zeitpunkt die Druckkraft zwischen Schlepphebel und Ventilkopf, bedingt durch die dann fehlende Vorspannung des HVA-Elements, so dass das Ventil zurückfedern kann und dabei den Schlepphebel so beschleunigt, dass er sich über die Mittellage hinaus in Richtung der anderen Seite bewegt. Der folgende Ventilöffnungszyklus findet nahezu spiegelbildlich statt, was Bewegungen und Kräfte in Motorlängsrichtung betrifft (vgl. Abb. 7).

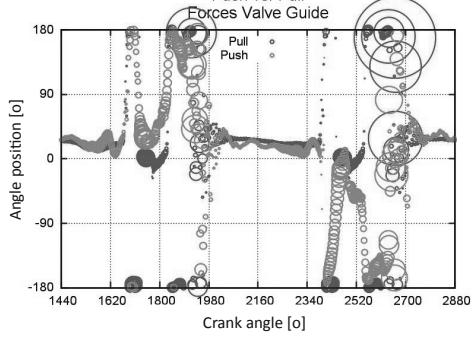


Abb. 8: Richtung und Größe der resultierenden Kraft in der Ventilführung für Zug- (rot) und Schubrichtung (grün).

dieser Kraft dargestellt. Die y-Achse des Graphen zeigt die Richtung der Kraft in der lokalen x2-y2-Ebene (vgl. Abb. 4), wobei der Wert 0 auf der y2-Achse liegt (d.h. eine Kraft quer zum Motor beschreibt), die 90° Marke weist zum vorderen Ende des Motors. Die Größe der Kreise stellt die relative Größe der Kraft dar.

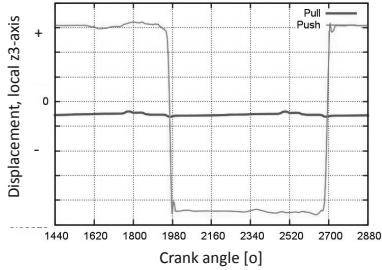


Abb. 7: Relative Verschiebung von Ventilkopf und Schlepphebel gegeneinander in Motorlängsrichtung (z3). Rote Linie: Zugbetrieb, grüne Linie: Schubbetrieb.

Die größte Abweichung bei den resultierenden Kräften in der Ventilführung je nach Drehrichtung der Nockenwelle besteht während der Öffnung des Ventils. Bedingt durch den Warmverzug und den relativen Winkel zwischen der Wirkungslinie der Nockenkraft und der Achse des Ventils ergibt sich bei geschlossenem Ventil für beide Drehrichtungen eine ähnliche resultierende Kraft in der Ventilführung. In Abb. 8 sind die relative Größe und Richtung

3.3. Vergleich Varianten

Da in Variante 1 lediglich der Winkel zwischen der Wirkungslinie der Nockenkraft und Ventilachse geringfügig verändert wird, sind nur geringe Auswirkungen auf Ventilführung und Sitz zu erwarten. Da sich außerdem der Abstand zwischen Rollen- und Nockenachse durch diese Variation geringfügig ändert, muss das HVA-Element eine etwas andere Stellung einnehmen um die gleiche Vorspannung herzustellen. Beides trifft in den Simulationen zu, weshalb hier nicht weiter auf Variante 1 eingegangen wird.

In Variante 2 entsteht ein Winkel zwischen Nockenachse einerseits und der Ebene des Ventilkopfes andererseits. Der Rollenschlepphebel muss diesen Winkel ausgleichen. Durch die verschiedene Breite des Kontaktes Nocke-Rolle einerseits und Schlepphebel-Ventilkopf andererseits stellt sich ein dominierender Effekt des Nocken-Rollen Kontakts ein, so dass der Schlepphebel die Kippung der Nocke gegenüber dem Ventil weitestgehend übernimmt. Die grundlegenden, im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Charakteristiken der Abläufe im Ventiltrieb werden dadurch nicht verändert.

Die interessanteste und von der Simulation her anspruchsvollste Variante ist Variante 3, da durch den Versatz der Achsen von HVA-Element und Ventil ein Winkel zwischen den Achsen von Nockenwelle und Rolle in der Abrollebene ergibt, der eine ähnliche Wirkung hat wie eine Lenkbewegung bei einem Rad. Die Fehlstellung ist dabei so groß gewählt, dass der Schlepphebel seitlich am Ventilkopf anliegt, bevor der aus der Fehlstellung resultierende Winkel zwischen Nockenwelle und Rollenachse vollständig ausgeglichen ist.

Im Schubbetrieb, wo die Drehrichtung der Nocke die Fehlstellung weiter vergrößert, ergibt sich dadurch ein erheblicher Bias zu einer Seite, so dass die für die Basisvariante oben beschriebene alternierende Bewegung von Seite zu Seite nicht stattfindet. Vielmehr liegt der Schlepphebel kontinuierlich an einer Seite des Ventilkopfes an, was die Bewegung definiert.

Im Zugbetrieb stellt sich bei Variante 3 die größte Veränderung ein. Zwar wirkt die von der Drehrichtung der Nocke auf das Steckelement ausgeübte Zugkraft ausgleichend auf die Fehlstellung, jedoch kann kein vollständiger Ausgleich der Winkel zwischen Nocken- und Rollenachse stattfinden, da der Ventilkopf seitlich am Schlepphebel anliegt, bevor dies geschehen ist. Dadurch entsteht eine ähnliche Situation wie im Schubbetrieb, jedoch mit entgegen gesetzter Richtung. Es ist klar dass diese deutliche Abweichung der Ergebnisse der Größe der gewählten Fehlstellung geschuldet ist. Weitere Simulationsvarianten könnten den Übergang von der Charakteristik der jeweiligen Basisvariante auf den gewählten Fall aufzeigen.

Auf eine detaillierte Darstellung der Einzelergebnisse für die drei Varianten wird aus Platzgründen an dieser Stelle verzichtet. Hier sei auf die folgende Auswertung der Verschleißindikatoren verwiesen.

3.4. Verschleißindikatoren

Weder die resultierenden Kräfte, noch die in Ventilführung und -sitz auftretenden Gesamtdrücke sind aussagekräftig, wenn es um Verschleiß geht. Einen guten Verschleißindikator liefert die über einen oder mehrere Arbeitszyklen akkumulierte Kontaktindissipation bzw. Reibleistungsdichte. Deren Absolutwert ist proportional zum Reibungskoeffizient μ , der wiederum stark von Material, Schmierfilmstärke, Schmiermittel und Oberflächenbeschaffenheit abhängt und ist dementsprechend möglicherweise nicht genau zu besetzen. Bei der vergleichenden Analyse von Simulationen ist der Einfluss von μ jedoch gering, wenn man von identischen Bedingungen für die Varianten ausgeht.

In den Abb. 9 und 10 ist die normierte Reibleistungsdichte durch Festkörperkontakt ($NFPD_{avg}$: normalized average friction power density) für die Ventilführung für die Basisfälle und die Variante

3 mit beiden Drehrichtungen dargestellt. Die Position in der Ventilführung ist mit Bezug zur lokalen z2-Koordinate gezeigt (vgl. Abb. 4), während der Umfangswinkel bei der x2 Achse den Wert 0 annimmt und sich im gewohnten Sinn dreht (y2-Achse bei 90°).

In Abb. 9 ist deutlich sichtbar, dass bei Schubrichtung am unteren Ende der Ventilführung (rechte Kante des Graph) zwar ein größerer Bereich auf dem Umfang möglicherweise Verschleiß unterliegen wird, jedoch nicht in signifikant stärkerem Maße als in Zugrichtung. Auf das obere Ende hat der seitlich auf des Ventil ausgeübte Druck bei Schubbetrieb dagegen

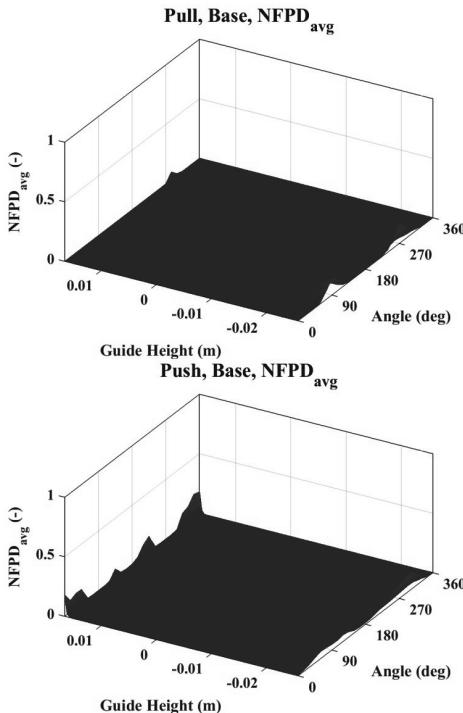


Abb. 9: Normierte Kontaktreibleistungsdichte in der Ventilführung, Zug- (oben) und Druckrichtung (unten). Basisvariante ohne Fehlstellung.

einen deutlich größeren Einfluss. Die Varianten 1 und 2 unterscheiden sich nicht wesentlich von diesem Ergebnis.

Bei Variante 3 stellen sich bei beiden Drehrichtungen die jeweils stärksten Verschleißindikatoren ein. In Abb. 10 ist klar erkennbar, dass die räumliche Verteilung der Kontaktreibleistungsdichte auf dem Umfang sich um ca. 180° unterscheidet, entsprechend der umgekehrten Lenkwirkung des Nockens je nach Drehrichtung. Auch kann gut gesehen werden, wie Variante 3 bei Zugrichtung eine deutliche Komponente in Richtung der Motorlängssachse erhält, während bei der nahezu symmetrischen Variante ohne Fehlstellung die Kontakt-dissipation parallel zur Achse HVA-Element – Ventil auftritt (90° bzw. 270° , vgl. Abb. 9 oben und 10 oben).

Obwohl die maximalen Werte für Kontakt-dissipation zumeist am oberen Ende der Ventilführung auftreten, ist das untere Ende für den Betrieb des Motors von größerem Interesse. Daher werden abschließend die maximale normierte Kontaktreibleistungsdichte am unteren Ende der Ventilführung für alle simulierten Varianten gegenüber gestellt (Abb. 11).

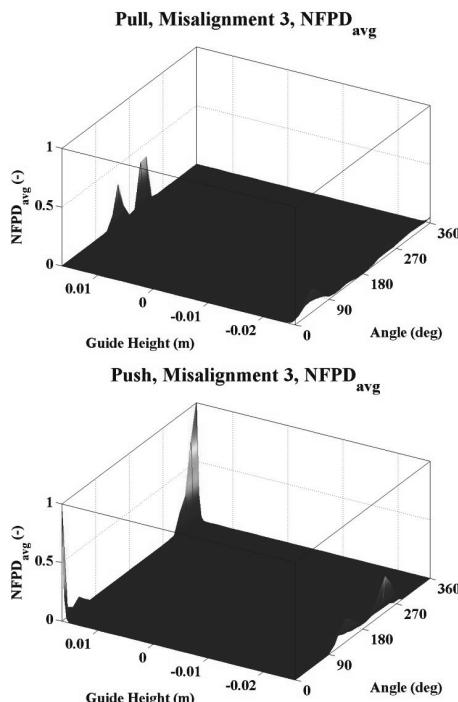


Abb. 10: Normierte Kontaktreibleistungsdichte in der Ventilführung, Zug- (oben) und Druckrichtung (unten). Variante 3

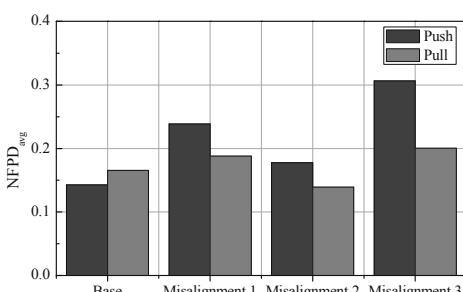


Abb. 11: Maximale normierte Kontaktreibleistungsdichte am unteren Ende der Ventilführung im Vergleich.

Zusammenfassung

In dem Beitrag vorgestellt werden die grundsätzlichen Möglichkeiten der Einbindung elasto-hydrodynamischer Effekte in die Mehrkörpersimulation eines typischen Ventiltriebs unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses der Sekundärbewegung des Ventils in der Führung. Die unterschiedlichen Einflüsse der Nockendrehrichtung auf einen Rollenschlepphebel und damit die Ventilführung werden ebenso analysiert, wie verschiedene Abweichungen von der idealen Einbaulage. Aus der Untersuchung können die folgenden Schlüsse gezogen werden:

- Es gibt keinen direkten Zusammenhang zwischen der Position des maximalen Gesamtdrucks in der Ventilführung verglichen mit der mittleren Kontakt dissipations. Beide Größen sind kritisch in Bezug auf Verschleißfestigkeit.
- Ohne zusätzliche Fehlstellung ergibt sich keine klare Präferenz für eine bestimmte Drehrichtung der Nockenwelle, wenn die Kontakt dissipations als Verschleißindikator genommen wird. Die betroffene Region auf dem Umfang des Ventilschafts zeigt dann deutliche Unterschiede.
- Die im Vergleich ungünstigste Prognose liefert der Fall mit einer horizontalen Abweichung von der idealen Einbaulage bei Schubrichtung des Nockens (Variante 3). Die Verschleißindikation am unteren Ende der Ventilführung ist erheblich deutlicher.
- Die erreichten Simulationsergebnisse können einer weiteren Analyse zum Verschleißverhalten unterzogen werden. Neben einer Verschleißsimulation auf Basis eines energetischen Verschleißmodells, können auch thermische Effekte berücksichtigt werden.

Mit der notwendigen Sorgfalt bei der Modelldefinition und der Auswahl der zu berücksichtigenden Randbedingungen, ist es mit Hilfe der numerischen Simulation eines Ventiltriebes möglich die Ursachen für Verschleiß an der Ventilführung verschiedenen Einflußgrößen zuzuordnen, die dazu führen können, dass das Verschleißbild bei benachbarten Ventilen des gleichen Motors abweichend ausfallen kann.

Literatur

- [1] Calabretta, M., Cacciatore, D. & Carden, P., „Valvetrain Friction – Modeling, Analysis and Measurement of a High Performance Engine Valvetrain System“, SAE Int. J. Engines 3(2):72-84,2010, doi: 10.4271/2010-01-1492.
- [2] Knoll, G., Boucke, A., Winjitsart, A., Stapelmann, A. & Auerbach, P., „Reduction of Friction Losses in Journal Bearings of Valve Train Shaft by Application of Running-in Profile“, Tribologie und Schmierungstechnik, 2016/4:14-21, Expert Verlag, Stuttgart.
- [3] Lewis, R. & Dwyer-Joyce, R., „Design Tool for Prediction of Valve Recession and Solving Valve/Seat Failure Problems“, SAE Technical Paper 2001-01-1987, 2001, doi: 10.4271/2001-01-1987.
- [4] Boggupalli, L., „Investigations on Valve Recession of a Commercial Vehicle“, SAE Int. J. Commer. Veh. 6(2):2013, doi: 10.4271/2013-01-9019.
- [5] Chen, X., Brewer, T., Sever, C., Prabhu, E., Adimi, R., & Engler, C., „Cylinder Head Design to Improve High Cycle Fatigue Performance“, SAE Technical Paper 2017-01-1074, 2017, doi:10.4271/2017-01-1074.
- [6] Knoll, G., Longo, C., Schlerege, F., Brandt, S., Lang, J.: Software-Entwicklungswerkzeuge zur reibungsoptimierten Auslegung von Kurbeltriebskomponenten. In: ATZ/MTZ-Konferenz – Reibungsminimierung im Antriebsstrang, 9.-10. Dez., Esslingen, 2009
- [7] Ali, M., Sanders, T., Ejakov, M., Adimi, R., Boucke, A., Lang, J. and Knoll, G., "Effect of Valvetrain Components Misalignment on Valve and Guide Interactions in Automotive Engines," SAE Int. J. Engines 10(2):668-679, 2017, doi:10.4271/2017-01-1082.
- [8] Patir, N. und Cheng, H.S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. *Transactions of the ASME, Series F, Journal of Lubrication Technology*, Vol.100, 1978, S. 12-17

Verbessertes Verschleißverhalten im Ventiltrieb

Wie die Berechnung der Ventilsekundärbewegung dazu beitragen kann

Dipl.-Ing. **Pascal Ortlieb, Guru Bhargava Khandavalli**,
Institut für Verbrennungskraftsmotoren der RWTH Aachen, Aachen;
Dr.-Ing. **Christoph Szasz, Dr.-Ing. Werner Bick**,
Dipl.-Ing. **Jörg Lehmann**, FEV GmbH, Aachen

Kurzfassung

Schnelle und effiziente Optimierung setzt den Einsatz etablierter Simulationstechniken voraus. Der Reifegrad von Konzeptsimulationen der Ventiltriebdynamik zur Auslegung von Komponenten ist bereits sehr fortgeschritten. Für die Bewertungsgrößen zur Federdimensionierung oder zulässigen Kontaktpressungen bei unterschiedlichen Werkstoffpaarungen besteht ein nahezu unerschöpflicher Pool an Erfahrungswerten. Da die Grenzen dieser Erfahrungswerte zum Vorteil der Entdrosselung des Ladungswechsels ausgereizt werden, entscheiden immer detailliertere Faktoren über die Dauerhaltbarkeit der Realanwendung eines Ventiltriebs. Bezogen auf die Sekundärodynamik eines Ventiltriebs sind Grenzen der Betriebszustände weitgehend unerforscht. Üblicherweise werden bei auftretenden Problemen, wie stark erhöhtem Ventilsitz- oder Führungsverschleiß, die Symptome empirisch durch den Einsatz härterer Materialien bekämpft. Die Ursache der Symptome wird aufgrund des messtechnisch ungünstigen Verhältnisses von Aufwand zu Nutzen nicht ergründet. Ein standardisiertes Rechenmodell, welches zügige Parametervariationen in der virtuellen Domäne erlaubt, kann zur Ursachenergründung beitragen, indem es den Ressourceneinsatz minimiert. Studien zur Analyse der Einflüsse von Ventilerhebungserstellung, Federquerkräften, Typennominierung der Ventilkeile oder gar Geometrieveränderungen an Ventil oder Sitz werden so wirtschaftlich konkurrenzfähig mit empirischen Lösungsansätzen und deren Folgekosten. Anwendungstechnisch wird Raum zu Alternativen geschaffen, um beispielsweise den Einsatz kosteneintensiver Materialien zu umgehen.

Unter dem Begriff der „Sekundärodynamik“ sind alle Bewegungen des Ventils zusammengefasst, welche nicht in Hauptbetätigungsrichtung kollinear zur Symmetrieachse des Ventils ausgeführt werden. Eine Rotationsbewegung des Ventils wird einerseits eingeleitet

durch die reib- oder kraftschlüssige Übertragung des angularen Versatzes zwischen den Windungen des als Schraubenfeder ausgeführten Rückstellelements beim Einrücken während des Ventilhubevents. Andererseits kann die Rotation als Folge einer exzentrischen Gleitbewegung des betätigenden Elements am Ventilschaftende eingeleitet werden. Kippen resultiert durch Einwirken einer Querkraft der Schraubenfeder, durch Exzentrische Aktuierung des Ventils und auch durch eine strömungsbedingte asymmetrische statische Druckverteilung vorrangig am Ventilteller. Abseits der fluidmechanischen Einwirkungen spielt die Art der Betätigung des Ventils entweder direkt oder über Hebel eine übergeordnete Rolle für die Sekundärdynamik.

Erhöhter Verschleiß an Sitz oder Führung kann bedingt sein durch eine repetitiv gleichförmige dynamische Sekundärbewegung des Ventils. Während sich der Abrieb an Ventilteller und -schaft durch Rotation gleichmäßig verteilt, erleiden Ventilführung und -sitz eine gleitende Krafteinleitung an immer derselben Stelle. Die vorgestellte Arbeit soll primär einen höchst effizienten Weg aufzeigen, einflussreiche Parameter zur Begünstigung des Verschleißverhaltens zu identifizieren. Im Anschluss werden Ergebnisse einer Parameterstudie vorgestellt, um die Vorgehensweise praktisch zu demonstrieren.

Einleitung

Zeitgemäße Motorenentwicklung beginnt virtuell. Von der frühen Konzeptphase an werden Simulationswerkzeuge eingesetzt, um mit Rechenmodellen möglichst effizient Aussagen über die Dauerhaltbarkeit, Fertigungskosten und Energieeffizienz zu gewinnen. Langjährige Erfahrungen mit virtuellen Methoden ermöglichen dabei immer detailliertere Einblicke in die Anwendungen. Daher hat sich der Einsatz von Simulationswerkzeugen bis in die späten Entwicklungsphasen von Motoren etabliert. Problematisch im Hinblick auf die Effizienz von virtuellen Analysen im Vergleich zur realen Erprobung ist der mit dem Detaillierungsgrad progressiv ansteigende Aufwand der Modellierung und Berechnung. Um unter Zeitdruck eine Detailoptimierung vorzunehmen, wird es als vorteilhaft angesehen, komplexe Zusammenhänge auf die wesentlichen Aspekte reduziert zu betrachten. Auch bei aufwändiger Modellierung bedarf es der Kalibrierung und Validierung, um zuverlässige Aussagen über die Realanwendung zu erhalten.

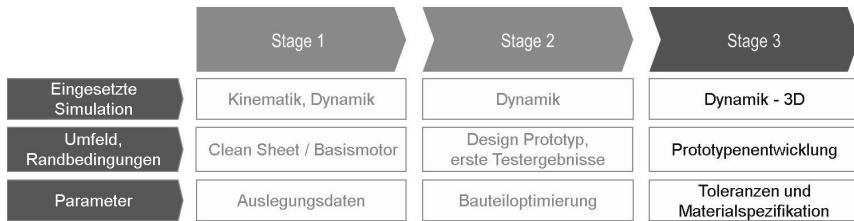


Abbildung 1: Einordnung anhand von Phasen einer Motorenentwicklung

Gegenstand der hier behandelten Methodik ist die Auslegung von Ventiltrieben im späten Stadium einer Motorenentwicklung auf dem Weg zur Serienreife (Vgl. Abb. 1). Es wird vorgestellt, welche Parameter zur Beeinträchtigung des Verschleißes von Ventilsitzen und Ventilschaffführungen neben der Materialauswahl und Nachbehandlung zur Verfügung stehen und mit welcher neu entwickelten Methodik die Einflüsse bewertet werden können. Bei der Auswahl der Stellschrauben wurde darauf geachtet, dass diese das Ladungswechselkonzept und die Kinematik des Ventiltriebs unbeeinflusst belassen.

Die Modellierung des Ventiltriebs wird in der Softwareumgebung FEV Virtual Engine vorgenommen, welche auf der Plattform ADAMS von MSC Software aufsetzt. Die enge funktionale Verknüpfung zur Basissoftware ermöglicht große Freiheiten in der Modellierung. Ein bestehendes Rechenmodell für einen Ventiltrieb kann zur Umwandlung in ein Rechenmodell zur Abbildung von Ventilsekundärbewegung verwendet werden. Immer gleiche Randbedingungen in Kontaktstellungen zwischen Ventil, Sitz und Führung sollen eine Vergleichbarkeit verschiedener Ventiltriebe ermöglichen. Das langfristige Ziel stellt die Ermittlung von Grenzwerten für zulässige Belastungen von Führung und Sitz dar, mit denen im Vorfeld einer Realerprobung Bewertungen im Hinblick auf das Verschleißverhalten ermöglicht werden. In der Folge können Grenzwerte verwendet werden, die zur Verfügung stehenden Parameter entsprechend anzupassen.

Dieser Bericht führt über eine Darstellung der mechanischen Grundlagen und des Modellierungsansatzes zu Ergebnissen einer Parameterstudie mit Auswertung der Ergebnisse im Hinblick auf Reibenergie, Ventilsetzgeschwindigkeiten und Kontaktkräften an den Komponenten. Im Ausblick wird Bezug auf einen pragmatischen Ansatz zur Quantifizierung von Verschleiß anhand von Rechenergebnissen aus der vorgestellten Modellierung genommen.

Theorie zu Ursachen und Auswirkungen von Ventilsekundärbewegung

Bei direkt betätigten Ventiltrieben werden durch Kontaktreibung oder geometrisch bedingt auftretenden Seitenkräfte bereits in der Führung des Stößels absorbiert. Hauptaugenmerk der folgenden Betrachtungen liegt auf Ventiltrieben, die einen direkten Kontakt zwischen einem Schlepp- oder Kipphebel und der Stirnfläche des Ventilschaftendes besitzen. Die aus der Hubbewegung resultierende Neigung des Hebels um die Hebellagerung, ausgeführt als feste Achse oder auf einem Hydraulikelement, verursacht eine Verschiebung des Kontaktpunkts entlang der Hebealausrichtung. Wie in Abbildung 2 illustriert, resultiert infolge dieser

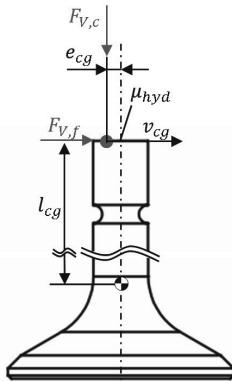


Abbildung 2: Kräfte durch Betätigung

Auswanderung e_{cg} in Kombination mit der wirksamen Kontaktkraft $F_{V,c}$ ein kollinear zur Drehachse des Hebelarms wirksames Moment um den Schwerpunkt des Ventils. Aus der Differenzgeschwindigkeit zwischen ventili- und hebelseitigem Kontaktpunkt folgt eine reibungsbehafte Gleitbewegung. Abbildung 5 veranschaulicht das Zustandekommen der Relativbewegung der Kontaktflächen im Punkt Q_0 anhand einer als infinitesimal angenommenen Neigung des Hebels um den Winkel $d\delta$ vom Zustand 0 in den Zustand 1. Q_1^* bildet die Endposition des hebelseitigen Punkts, welcher sich in Ausgangslage bei Q_0 befand, während Q_1 die Endposition des Kontaktpunkts zwischen Hebel und Ventil markiert. Aus der mit μ_{hyd} reibungsbehafeten Wälzbewegung resultiert die Reibungskraft $F_{V,f}$, die über den Hebelarm l_{cg} mit dem Anteil zum Gesamtkippmoment beiträgt. Abhängig von der Wirkrichtung der Momente verursacht durch Normalenkraft und Reibung lässt sich der hier betrachtete Hubvorgang in sechs Phasen einteilen, die in Abbildung 6 veranschaulicht sind. Die Phasen lassen sich durch Manipulation der Ventiltriebkinematik beeinflussen. Weniger gut erforscht sind die in Abbildungen 3 und 4 dargestellten Auswirkungen der Wirkrichtungen der Federquerkraft und der Gasströmung, die auf das Ventil einwirken. Anders, als die Betätigungs Kräfte, wirken diese Einflüsse auch orthogonal zur Ausrichtung des Hebels. Üblicherweise besitzt die Kontaktfläche am hebelseitigen Ventilabgriff einen

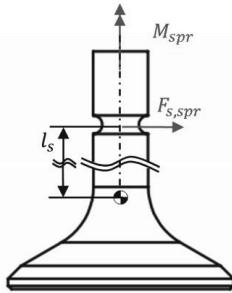


Abbildung 3: Federquerkraft

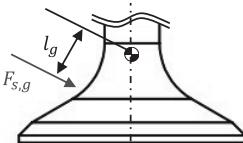


Abbildung 4: Kraft durch Gasströmung

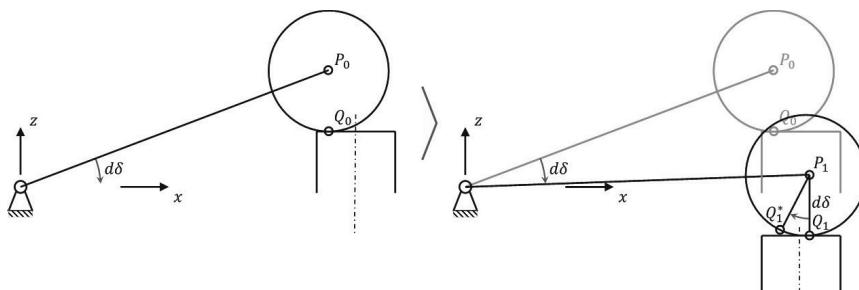


Abbildung 5: Kinematik des Gleitkontakte am Ventilschaftende

konvexen Balligkeitsradius. Bei der Betätigung des Ventils besteht somit ein instabiles Gleichgewicht orthogonal zur Ausrichtung des Hebelns. Geringfügige Einflüsse sorgen dafür, dass dieses Gleichgewicht in die eine oder andere Richtung beeinträchtigt wird und sich das Ventil wiederholt in eine Vorzugsrichtung neigt.

Einen weiteren Einflussfaktor für Verschleiß bildet die Rotationsbewegung des Ventils um die Symmetriechse. Sie resultiert aus der Relativdrehbewegung der oberen und unteren Windungen der Ventilfeder beim Kompressionsvorgang. Je nach Ausführung der Federkeile erfolgt die Übertragung der Drehbewegung durch Reibschluss mit unterschiedlich starkem Schlupf. Wechselnde Belastung des Ventils durch schwankende Betriebsdrehzahlen und die

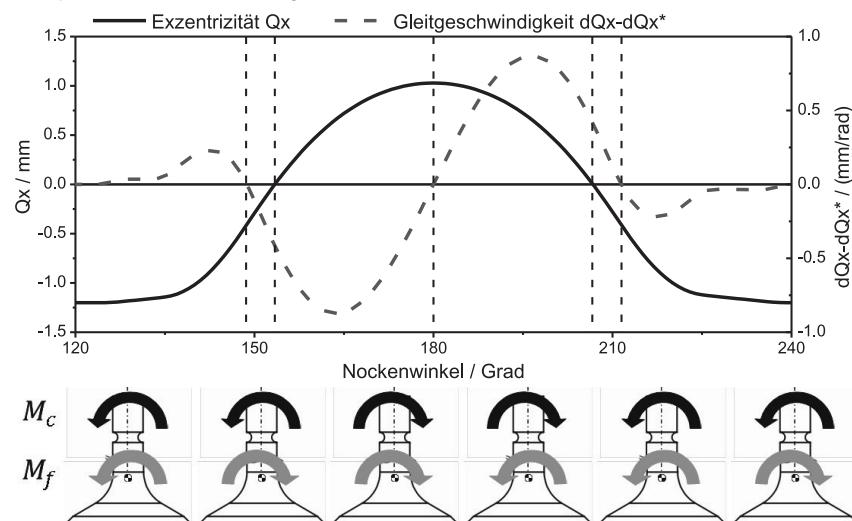


Abbildung 6: Phasen der Überlagerung und Kompensation von Kippmomenten durch Betätigungs Kräfte

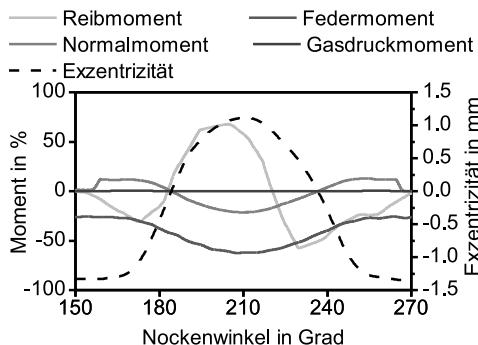


Abbildung 7: Qualitativer Vergleich der Größenordnung von eingeleiteten Kippmomenten

folgerichtige Abstützung der Drehbewegung in der Ventilschaftführung oder an der -dichtung ermöglichen ein sporadisch auftretenden stärkeren Schlupf, der die Ausgangsposition des Ventils verändert. Diese Drehbewegung trägt zur Verminderung von Riefenbildung nur auf dem Ventil bei. Ventilschaftführung und Ventilsitz erfahren eine reproduzierbare Krafteinwirkung durch das

Kippmoment an immer denselben Stellen. Die verschiedenen Einflussfaktoren auf das Gesamtkippmoment sind im Diagramm in Abbildung 7 dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass die Richtung aller Querkräfte so angenommen wurde, als würden sie ideal entlang der Hebelachse wirken. Durch eine um die Kompressionsachse rotierte Einbauposition der Ventilfeder ließe sich der Kippmomentanteil beeinflussen. Die Auswertung des Einflusses durch Gasströmung entstammt einer 3D-CFD-Analyse der Ventilumströmung beim Ladungswechsel. Entgegen der Annahme, dass durch Querströmung und eine bewusst asymmetrisch geführte Strömung im Einlasskanal moderner turboaufgeladener Verbrennungsmotoren ein nennenswertes Druckgefälle an Ventilschaft und –teller entstehen müsste, zeigt sich der Einfluss gegenüber den rein mechanischen vernachlässigbar.

Der Vollständigkeit halber seien als weitere Verschleißparameter die Schmierungsbedingungen der Ventilschaftführung, die Materialbeschaffenheit und Einsatztemperaturen genannt. Für die Auslegung mit Unterstützung der Mehrkörpersimulation bilden diese Parameter lediglich die Randbedingungen für die Kontaktdefinitionen.

Simulationsmodell in FEV Virtual Engine

Im Vergleich mit der klassischen Modellierung zur Bewertung der Hauptdynamik des Ventils besteht das wesentliche Unterscheidungsmerkmal in der Definition der Bewegungsfreiheitsgrade des Ventils. Während das klassische Modell lediglich den Hauptfreiheitsgrad in Richtung des Ventilhubs freigibt, ist das Ventil im erweiterten Modell,

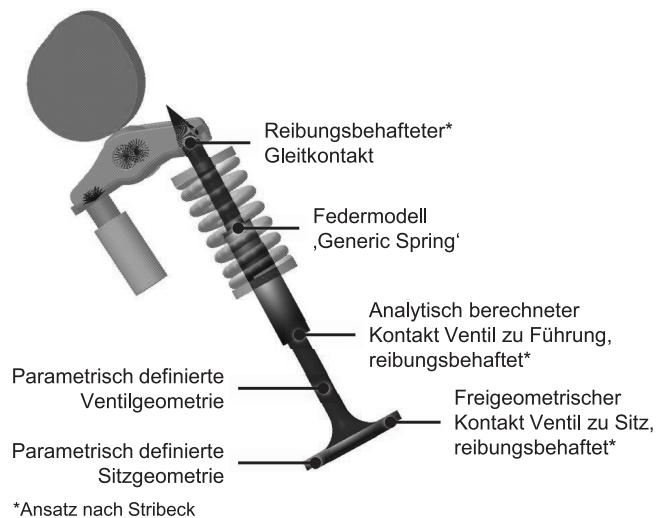


Abbildung 8: Besonderheiten des Simulationsmodells in FEV Virtual Engine

dargestellt in Abbildung 8, nur noch mit einer reibungsbehafteten Freiformkontakteierung gegenüber Führung und Sitz gesichert.

Die analytische Berechnung des als ideal zylindrisch betrachteten Kontakts zwischen starrem Schaft und Führung ermöglicht die präzise Berücksichtigung sehr kleiner Führungstoleranzen, da auf jegliche Facettierung der Kontaktflächen verzichtet wird. Die Führung wird nach oberem und unterem Teil getrennt betrachtet, um die Anlagesituation des Ventils mit Hilfe von Darstellungen der Kontaktkraftverläufe eindeutig zu veranschaulichen. Ventilteller und Ventilsitzring werden als Realgeometrien modelliert, um größtmögliche Genauigkeit bei der Erfassung von Ventilsetzgeschwindigkeiten bei Schrägstellung des Ventils zu erhalten. Alle Geometrien lassen sich parametrisch modifizieren.

Eine Besonderheit liegt in der Modellierung der Ventilfeder als gekoppeltes Mehrmassenmodell. Um die Abbildung dreidimensionaler dynamischer Effekte zu ermöglichen, werden mit der Modellierungsform der sogenannten „Generic Spring“ Terme in den Steifigkeitsmatrizen zur Kopplung von Windungssegmenten ergänzt. Die Berechnung erfolgt nach einer erweiterten Balkentheorie nach Timoshenko, mit der auch die Scherung gekrümmter Profile berücksichtigt werden kann. In der Folge werden Querkraftausbildung und Rotationsbewegung der freien Windungen bei der Kompression von Schraubenfedern

realitätsnah abgebildet. Die einzelnen Windungssegmente sind überdies hinaus gegeneinander mit reibungsbehafteten Kontakten modelliert, sodass Effekte wie Windungsschlägen und rotatorisches Abgleiten anliegender Windungen berücksichtigt werden.

Parametervariation

Die Auswahl der Parameter richtet sich vorrangig nach Größen, die in späten Phasen einer Motorenentwicklung diskutiert werden. Es wird darauf geachtet, dass die Veränderung der Parameter keine zeitkritischen Freigabeprozesse dadurch hemmt, dass es zu Kompatibilitätsproblemen mit weiteren Baugruppen kommen kann. Beispielsweise hätte eine Verlagerung der Nockenwellenposition sehr grundlegende Auswirkungen auf den Steuertrieb und die Konstruktionen des Zylinderkopfs, sowie des Ventildeckels. Führungsspiel und Führungslänge können dagegen relativ isoliert betrachtet werden. Eine Verschiebung der Ausgangsposition des Kontaktpunkts kann durch Anpassung der Zylinderkopfbearbeitung erreicht werden, etwa indem der Bohrungswinkel und die Bohrungsposition zur Aufnahme des hydraulischen Ausgleichselements verändert werden. Es wird erwartet, dass alle Führungsvariationen, die eine größere Schieflage des Ventils ermöglichen, die Kontaktzeiten zwischen Ventil und Führung verringern. Die Anlagewechsel des Ventils von einer Seite der Führung zur anderen sollten bei sehr ähnlicher Krafteinleitung länger dauern. Erreicht der maximal mögliche Schieflagewinkel einen bestimmten Schwellwert, sollte das Setzverhaltens des Ventils, gemessen an der Setzgeschwindigkeit, beeinflusst werden. Für die Variation der Startexzentrizität des Auflagepunkts am Ventilschaftende wird erwartet, dass sich die Anlagewechsel zeitlich verschieben und es unter Umständen besonders reibungsgünstige Positionen gibt, in denen lange Anlagezeiten in Kombination mit hoher Seitenkraft an einem Teil der Führung minimiert werden.

Abbildung 9 zeigt die Ergebnisse der Variation der Führungslänge. Im Kontaktkraftverlauf eines Teillastpunktes bestätigt sich die Verkürzung der Anlagezeiten durch größere Freigängigkeit des Ventils. Die Verläufe der aufintegrierten Seitenkräfte zur Reibenergie über der Motordrehzahl zeigen jedoch einen Reibungszuwachs über der Kürzung der Führung. Das impliziert, dass das ungünstigere Hebelverhältnis zum Abstützen der Seitenkräfte den Effekt der verkürzten Anlagezeit überkompenziert. Das Diagramm zur Ventilsetzgeschwindigkeit deutet darauf hin, dass bei Auswahl einer extrem kurzen Führungslänge auch akustische Auffälligkeiten bis zu vorzeitiger Schadensbildung am Ventilsitz möglich sind. Die Schieflage beim Wiedereintreten des Ventils in den Sitz ist hier so groß, dass der Kontakt

verfrüht stattfindet, wenn die Schließenrampe der Nocke mit gemäßiger Geschwindigkeit noch nicht erreicht ist. Auf Auslassseite ist eine starke Einkürzung der Ventilschaftführung auch unter dem Aspekt der größeren Ventildurchbiegung bei Öffnen des Auslassventils gegen hohen Zylinderdruck zu beleuchten.

Die Ergebnisse der Variation des Führungsspiels in Abbildung 10 zeigen ein vergleichbares Verhalten bezüglich der Kontaktzeiten und Ventilsetzgeschwindigkeiten. Interessant ist, dass die Verkürzung der Kontaktzeiten bei moderater Erweiterung des Führungsspiels keinen nennenswerten Nachteil zu haben scheint. Liegt das Führungsspiel unterhalb eines

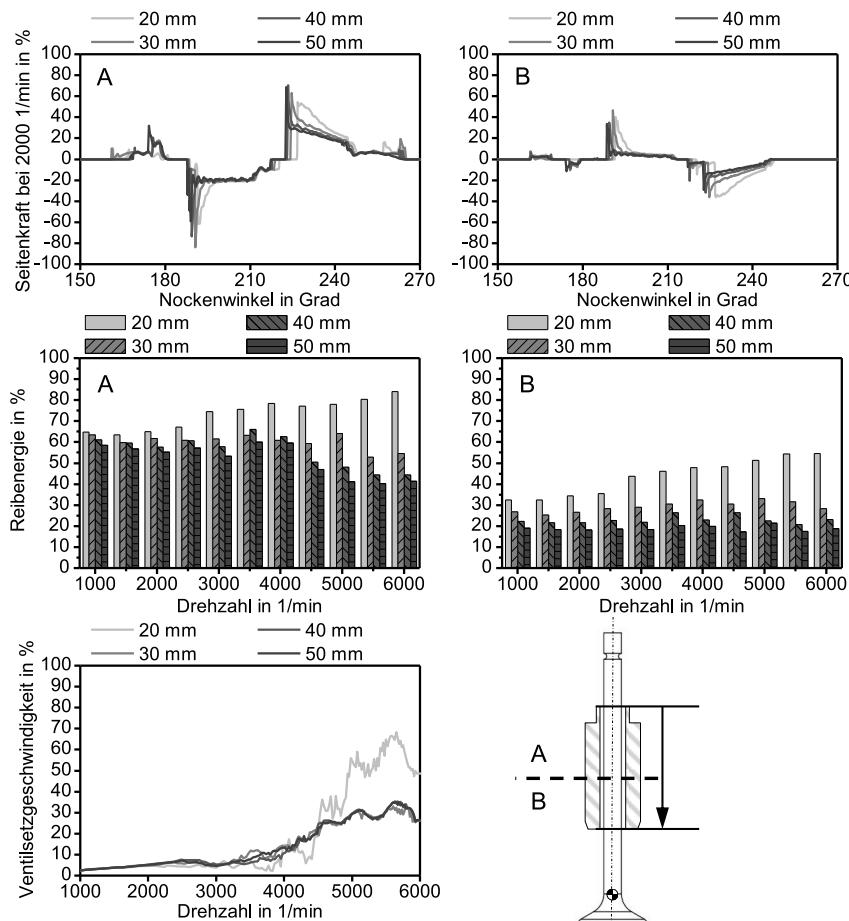


Abbildung 9: Simulationsergebnisse der Parametervariation der Führungslänge

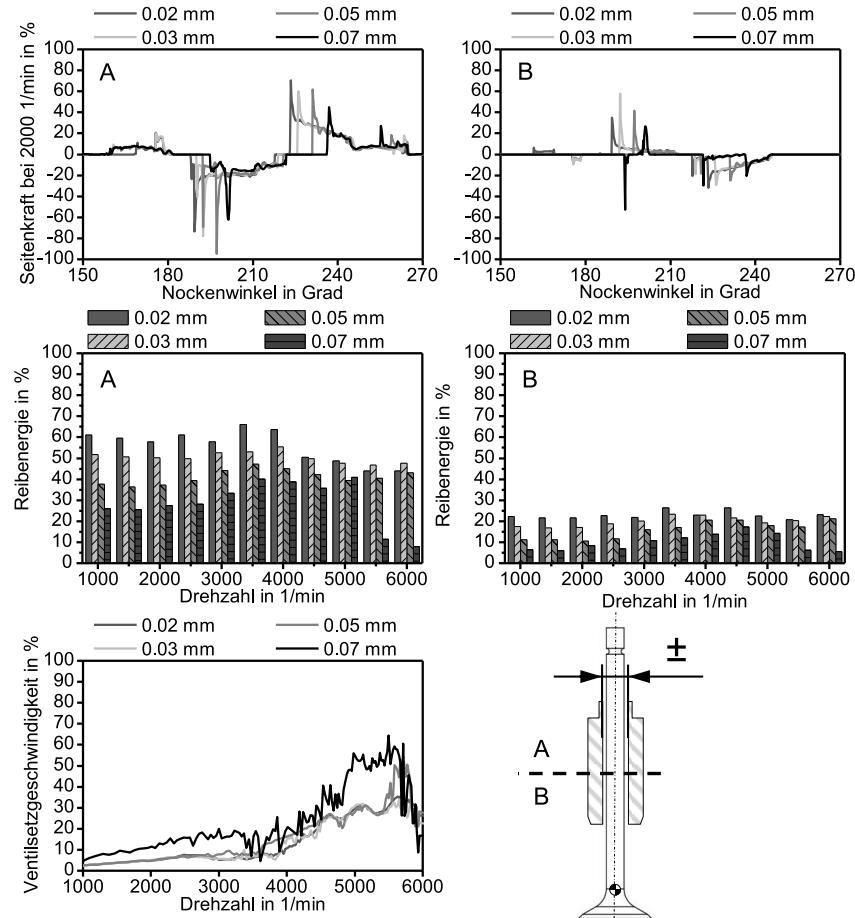


Abbildung 10: Simulationsergebnisse der Parametervariation des Führungsspiels

Schwellwertes, ab welchem sich das Ventilsetzverhalten erheblich verschlechtert, so lässt sich hier signifikant Reibung, insbesondere im Teillastbereich, einsparen. Ventilschaftdichtungen vertragen Auswanderungen des Schafts bis zu wenigen Zehntelmillimetern, sodass von dieser Seite keine Grenzen im anwendungstechnisch sinnvollen Bereich gesetzt sind.

Die Ergebnisse durch Positionsänderung des Auflagepunkts am Ventilschaftende sind in Abbildung 11 dargestellt. In den Kontaktkraftverläufen bei geringer Drehzahl zeigt sich vorrangig eine Verschiebung der Amplituden im Kraftsignal. Der Einfluss wird maßgeblich durch das eingeleitete Normalmoment M_c bestimmt, da die Gleitbewegung unter Verschiebung des Startpunktes identisch bleibt. In den Verläufen der Reibenergie von geringer Exzentrizität zu großer zeigt sich bei geringen Drehzahlen ein leicht sinkendes Verhalten. Bei hoher Drehzahl kehrt sich dieses Verhalten teilweise um. Das Normalmoment bildet sich aus der vertikalen Kontaktkraft $F_{v,c}$ auf das Ventil, deren Maximallasten sich drehzahlabhängig

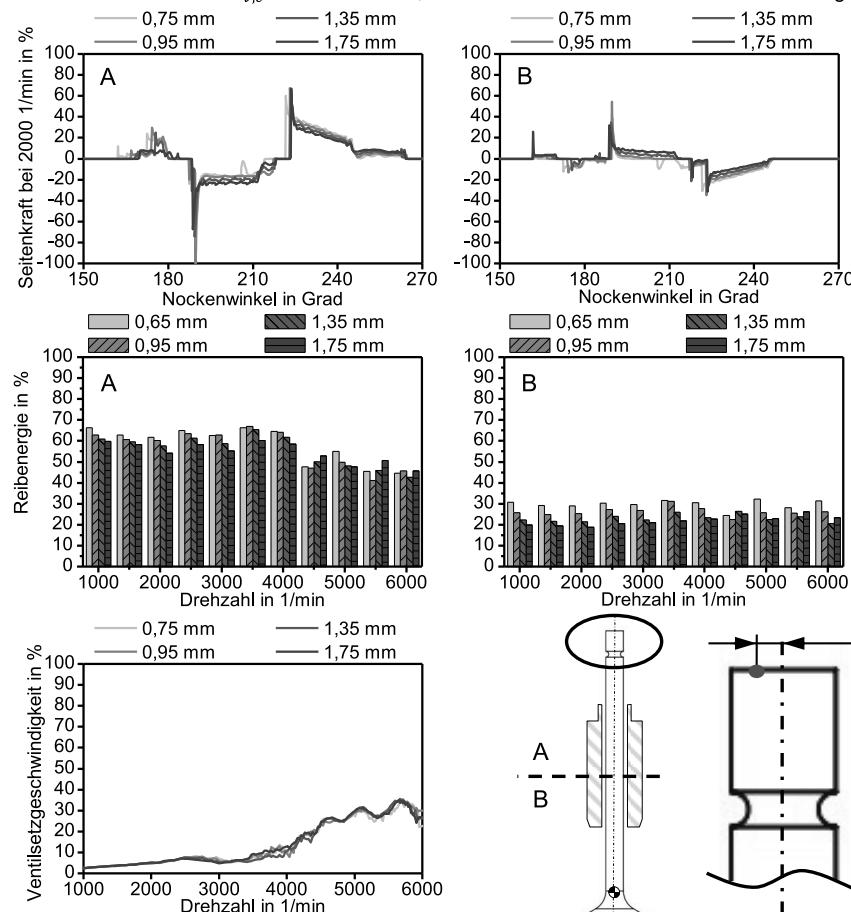


Abbildung 11: Simulationsergebnisse der Parametervariation der Ausgangslage des Kontaktpunkts am Ventilschaftende

verlagern. Bei geringer Drehzahl wirken die federkraftgetriebenen Maximallasten bei geringer Exzentrizität des Kontaktpunktes, bei hoher Drehzahl treten die Maximallasten im Bereich großer Ventilbeschleunigungen auf, die tendenziell bei großer Exzentrizität des Kontaktpunkts wirksam sind. Besonders interessant ist die Verlagerung der Kontaktkräfte in eine Vorzugsrichtung an der Ventilschaftführung. Besitzt die Ventilfeder eine einseitige Querkraftneigung könnte diese dazu genutzt werden, dem bei großer Exzentrizität besonders einseitigen Kippmomenteneintrag entgegenzuwirken. Im Übrigen zeigt das Setzverhalten des Ventils keine Auffälligkeiten.

Insgesamt lässt sich anhand der Ergebnisse schlussfolgern, dass es besonders reibungsgünstige Konstellationen gibt, die je nach vorrangigem Motorbetriebspunkt eine gezielte Auslegung der verwendeten Parameter möglich machen. Da der Verschleiß von Ventilschaftführungen einerseits mit plötzlichen Belastungen, andererseits mit dem Reibungseintrag korreliert, können Analysen der Ventilsekundärbewegung zur Erhöhung der Dauerhaltbarkeit von Systemen beitragen.

Zusammenfassung und Ausblick

Es wird gezeigt, dass die CAE-gestützte Analyse der Ventilsekundärbewegung als Bestandteil der Feinabstimmung und Reibungsoptimierung selbst im späten Stadium von Motorenentwicklungsprojekten eingesetzt werden kann. Je nach Zielsetzung der Entwicklung können unterschiedliche Aspekte optimiert werden. Liegt der Fokus auf Minimierung des Verschleißes, kann der Eintrag von Reibungsenergie in die Ventilschaftführung über Anpassung der Führungslänge und –spiel minimiert werden. Ist die Stabilisierung des Ladungswechsels vorrangig, können Öffnen- und Schließenrampen der Nockenkontur in Abstimmung mit dem Ventilspielausgleich verkleinert werden. Mit dem vorgestellten Berechnungsansatz zur Abbildung der Ventilfeder kann in Verbindung mit einer bestimmten Startexzentrizität des Auflagepunkts am Ventilschaftende ein Reibungsoptimum ermittelt werden. Zentraler Aspekt der Analysen ist, dass sie wirtschaftlich in einem Projekt zu platzieren sind.

Mögliche Forschungsthemen, die den Vorteil dieses erweiterten Berechnungsansatzes weiter steigern, können die Ermittlung von Belastungsgrenzen für Ventilschaftführungen betreffen. Die Konstruktionsdaten von Schadensfällen werden zusammengetragen und im Hinblick auf Seitenkraftamplituden, eingetragene Reibenergie und Ventilsetzverhalten analysiert und mit Serienkonzepten verglichen. Für einen quantitativen physikalischen Ansatz zur Ermittlung des

Gesamtverschleißvolumens ist der Berechnungsansatz aus offensichtlichen Gründen ungeeignet. In der Literatur existieren Dokumentationen von Verschleißmessungen des Ventilsitzes abhängig von eingetragener Gleitbewegung und Ventilsetzgeschwindigkeiten [1], [2]. Mit dem vorgestellten Berechnungsansatz stehen die notwendigen Größen zur Verfügung, sodass der Verschleiß kinfeldbasiert abgeschätzt werden kann. Die Modelle müssen auch im Hinblick auf Übertragbarkeit der Anwendung auf Ventilschaftführungen geprüft werden.

Literatur:

- [1] R. Lewis, "Wear of diesel engine inlet valves and seats," Department of Mechanical Engineering, University of Sheffield, 2000.
- [2] R. S. Dwyer-Joyce, "Wear of diesel engine inlet valves and seat inserts," *Journal of Automotive Engineering*, SAGE Publications, vol. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers Part D, 2002.

Ein hybrider Ansatz zur Untersuchung des Rotationsverhaltens von Ladungswechselventilen

Eine Analyse der Ventildrehung durch die Kombination von messtechnischen und simulatorischen Methoden

Dipl.-Ing. **Christof Struwe**, Mubea Inc., Auburn Hills, Michigan, USA

Kurzfassung

Die Drehbewegung der Ladungswechselventile ist ein erwünschter Effekt, der die Lebensdauer der Bauteile erhöht und somit dortige Wartungsintervalle hinfällig macht. Problematisch wird es, wenn die Ventildrehung entweder gar nicht einsetzt oder übermäßig stark abläuft. Der vorliegende Beitrag beschreibt einen Ansatz zur Untersuchung der Ventildrehung, bei dem analytische und messtechnische Methoden eng kombiniert werden. Die Simulation an einem Modell des Einzelventiltriebes analysiert den genauen Bewegungsablauf, der die Ventile in Rotation versetzt. Ein besonderer Schwerpunkt wird hier auf den Berechnungsansatz der Ventilfeder gesetzt, der neben der Längsdynamik auch Sekundärbewegungen wie Torsions-, Quer- und Biegeschwingungen berücksichtigt. Die Messung der Ventilrotation im Schleppbetrieb des Zylinderkopfes wird mit Hilfe eines optischen Systems durchgeführt, wodurch der zeitliche Ablauf der Bewegung aufgelöst wird. Durch diese ganzheitliche Betrachtung lassen sich Rückschlüsse über den Rotationsmechanismus treffen und mögliche Ansätze zur Einflussnahme ableiten.

1. Einleitung

Die Ladungswechselventile moderner Verbrennungsmotoren unterliegen hohen mechanischen, chemischen und thermischen Beanspruchungen. Dabei ist eine moderate Drehung des Ventils erwünscht, um das Temperaturprofil im Kontakt zwischen Ventilsitz und Ventilteller zu homogenisieren und die Anhaftung zu entfernen.

Die Drehbewegung des Ventils wird maßgeblich durch die Ventilfeder hervorgerufen. Bei der Einfederung weitet sich der Federdurchmesser auf und die Anzahl der Gesamtwindungen verringert sich leicht. Dabei verdrehen sich die beiden Federenden relativ zueinander. Diese Verdrehung bildet sich bei der Ausfederung wieder zurück, sodass das Ventil unter quasistatischen Bedingungen ohne bleibenden Versatzwinkel zum Sitz hin schließt.

Mit steigender Motordrehzahl nehmen die mechanischen Schwingungen der Ventilfeder zu. Während des Ventilhubes überlagern sich Kraft- und Drallschwingungen, sodass die lokalen

Haftmomente in den Kontaktstellen zwischen den angrenzenden Bauteilen überschritten werden und sie sich relativ zueinander bewegen. Dies kann sowohl an der Ober- und Unterseite der Ventilfeder oder zwischen den Keilsteinen und dem Ventil auftreten, wobei das Ventil in jedem Fall mit einem Versatzwinkel zwischen Teller und Sitz schließt.

Der vorliegende Beitrag beschreibt den Mechanismus der Ventilrotation und die Möglichkeiten der konstruktiven Einflussnahme durch einen hybriden Ansatz aus Messung und Berechnung. Dazu wird ein nichtlineares Simulationsmodell für eine Schraubendruckfeder vorgestellt, mit dem sich sekundäre Effekte wie Querkraft und Torsionsmoment dynamisch berechnen lassen. Dieses Modell wird in einem kommerziellen Programm zur Mehrkörpersimulation implementiert und zeigt die Wechselwirkung mit den umgebenden Bauteilen des Einzelventiltriebes im Zeitbereich. Ein berührungsloses Messsystem erfasst die Drehbewegung der Ventile im Schleppbetrieb, wodurch die Berechnungen bestätigt werden und sich wichtige Erkenntnisse über die Reproduzierbarkeit und die Einflussnahme ableiten lassen.

2. Grundlagen der Ventildrehung

Die Rotation der Ladungswechselventile ist eine im Ventiltrieb ablaufende Sekundärbewegung, welche maßgeblich durch die Ventilfeder hervorgerufen wird. Ferner lässt sie sich durch die konstruktive Gestaltung des Ventiltriebs beeinflussen wie zum Beispiel durch die Keilsteine oder eine exzentrische Ansteuerung von einzelnen Komponenten.

Wird die Ventilfeder zusammengedrückt, verdrehen sich ihre Federenden leicht zueinander. Diese Bewegung überträgt sich durch den Federteller und die Keilsteine auf das Ventil und findet grundsätzlich bei allen Motordrehzahlen statt. Unter quasistatischen Bedingungen ist diese Verdrehung während des Ventilhubes jedoch reversibel, sodass das Ventil ohne verbleibenden Versatzwinkel schließt. Erst bei höheren Motordrehzahlen durch die stärker werdende Überlagerung von Drallschwingungen und Längsschwingungen in der Feder kann die Haftreibung in den Kontaktstellen der Ventiltriebskomponenten überschritten werden und sie verdrehen sich relativ zueinander. Kumuliert sich dieser irreversible Versatzwinkel fortwährend über aufeinanderfolgende Ventilhübe, wird dies als Rotationsbewegung von Ventil, Ventilfeder oder Federteller beobachtet.

Die Vorarbeiten zum Thema Ventilrotation reichen bis in die frühen 1950er Jahre zurück, wo der Zusammenhang zwischen der Drehbewegung der Ladungswechselventile und dem Verschleiß, besonders im Tribosystem Ventilteller-Ventilsitz, beschrieben wird. Eine moderate Ventildrehung homogenisiert das dortige Temperaturprofil und verhindert thermische Schäden. Weiterhin werden so Anhaftungen entfernt und einem ungleichmäßigen Einlauf am Tel-

ler oder auch am Schaftende des Ventils vorgebeugt. Eine zu starke Drehneigung der Ventile kann ebenfalls zu Verschleißerscheinungen führen.

Die Sekundärbewegungen der Ventiltriebskomponenten lassen sich messtechnisch am einfachsten mit Hilfe eines Stroboskopes qualitativ sichtbar machen. Eine Quantifizierung ist dabei nur als Bilanz einer sich wiederholenden Bewegungsabfolge möglich und wird nicht zeitlich aufgelöst. Durch die Applikation von Wirbelstromsensoren an der Ventilschaftführung oder in den Luftkanälen lässt sich die Drehbewegung der Ventile als Zeitsignal erfassen. Dazu sind jedoch konstruktive Eingriffe an den beteiligten Komponenten, insbesondere am Ventil, notwendig, welche wiederum Rückwirkungen auf das Drehverhalten haben können. Die Ventilrotation wird üblicherweise in der Einheit „Umdrehungen pro Minute“ angegeben. Diese Darstellung gewichtet Werte zu höheren Drehzahlen zusätzlich zu ihrem ohnehin progressiven Verlauf. Da im Folgenden die Ventilrotation als Zeitsignal dargestellt ist, wird als Einheit „Drehwinkel pro Hub“ verwendet.

3. Berechnungsmodell und Messaufbau

Das Berechnungsmodell, das die Sekundärbewegungen des Ventiltriebs hinreichend genau beschreibt, sollte ausgehend von der Feder sowohl die Längs- als auch die Rotationsdynamik abbilden können. Die angrenzenden Komponenten sollten ausreichend Freiheitsgrade besitzen, um diese Kraft- und Momentwirkungen aufzunehmen und übertragen zu können. Durch die Messung des Reibverhaltens in den jeweiligen Kontaktstellen lassen sich die erforderlichen Eingabegrößen ermitteln, um Haft- und Gleitreibung beziehungsweise den Übergang zwischen beiden Zuständen zu modellieren. Der Abgleich des Systemmodells kann mit Messergebnissen aus dem Schleppversuch eines Zylinderkopfes erfolgen. Dabei werden Hub und Drehwinkel des Ventils berührungslos mit Hilfe von Laser-Doppler-Velozimetern erfasst. Die Applikation von Dehnungsmessstreifen am Rollenschlepphebel ermöglicht einen Abgleich der Systemfrequenzen und des Dämpfungsverhaltens.

Die Untersuchungen werden an einem DOHC Ventiltrieb mit Rollenschlepphebel durchgeführt. Das Berechnungsmodell des Einzelventiltriebs wird mit Hilfe eines kommerziellen Programms für Mehrkörpersimulation implementiert. Dabei erfolgt die Anregung der Bewegung im Zeitbereich durch eine konstante Drehzahl der Nockenwelle. Der explizite Modellansatz für das hydraulische Element zum Ausgleich des Ventilspiels berücksichtigt die Eigen-dynamik des Rückschlagventils, ungelöste Anteile der Luft im Öl sowie Leckage. Der Rollenschlepphebel wird durch einen modalen Ansatz nach Craig-Bampton als flexibler Körper abgebildet. Das Ventil ist zylindrisch in seiner Führung gelagert und besitzt damit zwei Freiheitsgrade für die Hub- und die Rotationsbewegung. Zwischen den Körpern werden Kontakt-

kräfte definiert, deren Steifigkeit durch die Hertz'schen Formel abgeleitet wird. Die dortigen Reibungskräfte werden durch das Coulomb'sche Modell abgebildet.

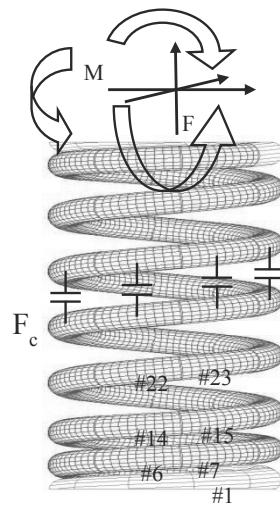
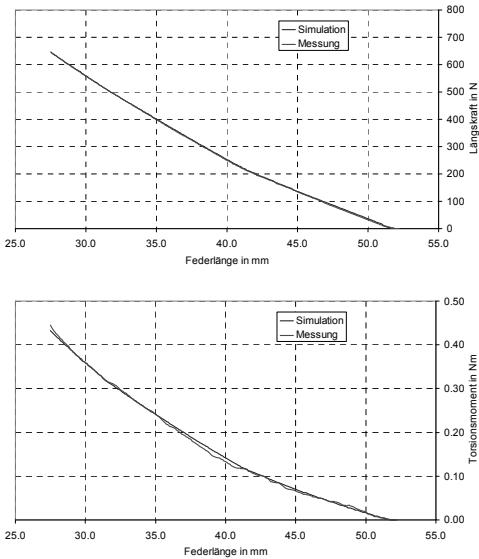
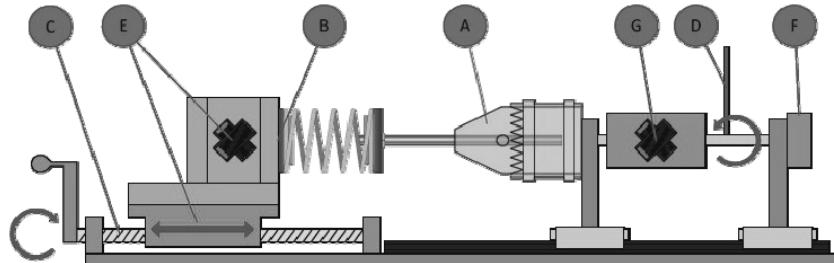


Bild 1: (links): Messungs-Rechnungs-Abgleich von Längskraft und Drehmoment der Feder, aufgetragen über der Einfederung. (rechts): Mehrmassenmodell der Ventilfeder mit Berücksichtigung der räumlichen Kraft- und Momentenreaktionen und der Windungskontakte [2].

Das Submodell der Ventilfeder wird als Mehrmassenschwinger aufgebaut. Da die sekundären Kraftwirkungen der Feder einen signifikanten Einfluss auf die Rotationsbewegung des Ventils besitzen, sollte das Modell neben der Längskraft auch Querkraft sowie Biege- und Torsionsmoment sowohl statisch als auch dynamisch wiedergeben. Um die stark nichtlineare Struktursteifigkeit der Ventilfeder zu berücksichtigen, werden Kontakte zwischen den Federwindungen definiert. Bild 1 (rechts) zeigt eine Prinzipskizze des Federmodells. Die Implementierung des Modells erfolgt über die Eingabe der Abwicklungskurve und des Drahtprofils. So lassen sich Federgeometrien mit veränderlichen Windungsabständen und Windungsdurchmessern sowie Ovaldrähten, wie sie in heutigen Verbrennungsmotoren Anwendung finden, hinreichend beschreiben. Der Diskretisierungsgrad wird auf 8 Einzelmassen pro Windung begrenzt, was einen ausreichenden Kompromiss aus Genauigkeit und Berechnungsaufwand bietet. Die Kraftkopplung der Einzelmassen erfolgt durch die Steifigkeitsmatrizen

einfach gekrümmter Balkenelemente [1]. Der angeschliffene Bereich der ersten und der letzten Windung wird als starrer Körper ausgeführt. Der Vergleich zwischen berechnetem und gemessenem Verlauf von Längskraft und Drehmoment ist in Bild 1 (links) zu sehen. [2]



- A : Fixierung der Ventilfeder (Teller)
- C : Vorspannen (Spindeltrieb)
- E : Messen der Vorspannkraft (DMS)
- G : Federung des Ventils (Bohrfutter)
- B : Drehmoment einleiten (Hebel)
- F : Messen des Drehwinkels (Potentiometer)

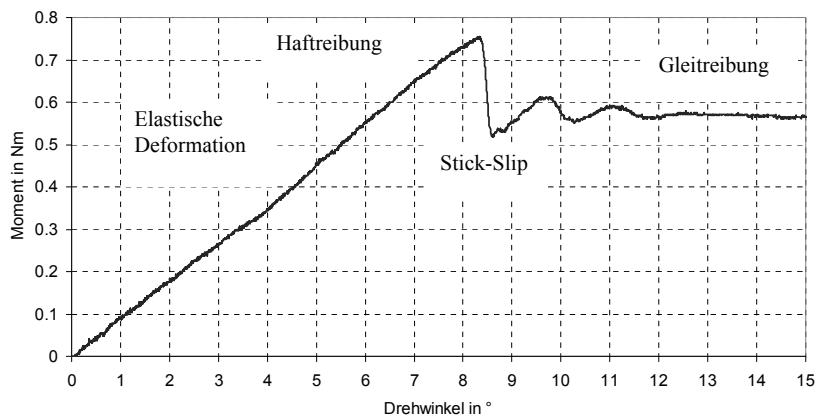


Bild 2: (oben): Vorrichtung zur Bestimmung des Reibverhaltens zwischen den Ventiltriebskomponenten [3]. (unten): Gemessener Verlauf der Reibmomente aufgetragen über dem Drehwinkel [4].

Die Parameter zur Beschreibung der Coulomb'schen Reibungskräfte zwischen den Ventiltriebskomponenten Feder, Federteller, Keilsteine und Ventil werden durch eine mechanische

Vorrichtung bestimmt (siehe Bild 2 oben). Dabei werden die Komponenten unter einer definierten Vorspannung zueinander torquiert, wobei Drehmoment und Drehwinkel aufgenommen werden. Dabei wird der Übergang von Haft- zu Gleitreibung durchschritten und es lassen sich die jeweiligen Reibkoeffizienten sowie die Übergangsgeschwindigkeiten ableiten. Im Diagramm in Bild 2 (unten) ist der Verlauf des gemessenen Drehmomentes über dem Winkel zu sehen, bei dem Haft- in Gleitreibung übergeht.

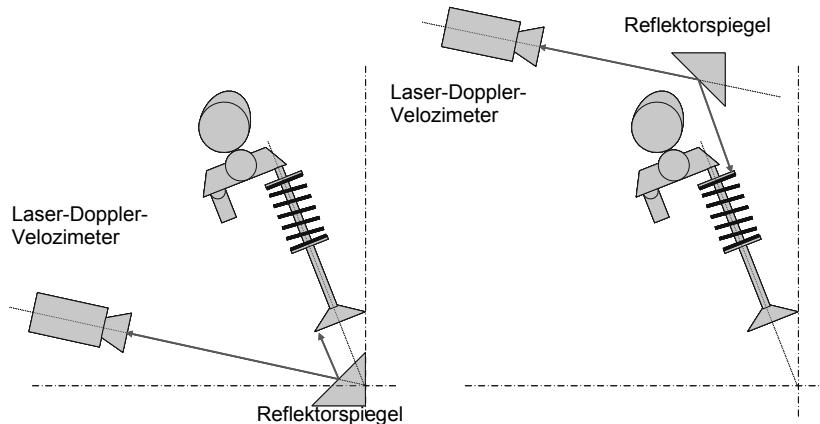


Bild 3: Skizze des Messaufbaus zur Erfassung der Drehbewegung von Ventil und Federteller durch ein Laser-Doppler-Velozimeter.

Die Drehbewegung der Ventile im Schleppbetrieb wird mit Hilfe eines Laser-Doppler-Velozimeters erfasst (siehe Bild 3). Das System misst die Tangentialgeschwindigkeit des Messobjektes orthogonal zur Blickrichtung. Dazu wird der Laserstrahl im Messkopf durch einen Halbspiegel geteilt und in einer definierten Distanz wieder gekreuzt. Aus der Überlagerung der Teilstrahlen bildet sich ein Rotationsellipsoid, welcher den Messbereich geometrisch begrenzt. Der Bereich wird so gewählt, dass sich der Ventilteller während der gesamten Hubbewegung innerhalb des Messbereiches befindet. Bewegt sich das Messobjekt, verschiebt sich die Wellenlänge des reflektierten Lichtes für beide Teilstrahlen in unterschiedliche Richtungen. Im Messkopf entsteht durch das reflektierte Licht ein Interferenzmuster, dessen Intensität zur Geschwindigkeit des Messobjektes proportional ist [5]. Durch Integration des Geschwindigkeitssignals über Zeit und dem exakten Radius des Messpunktes auf dem Ventilteller lässt sich so der Drehwinkel bestimmen.

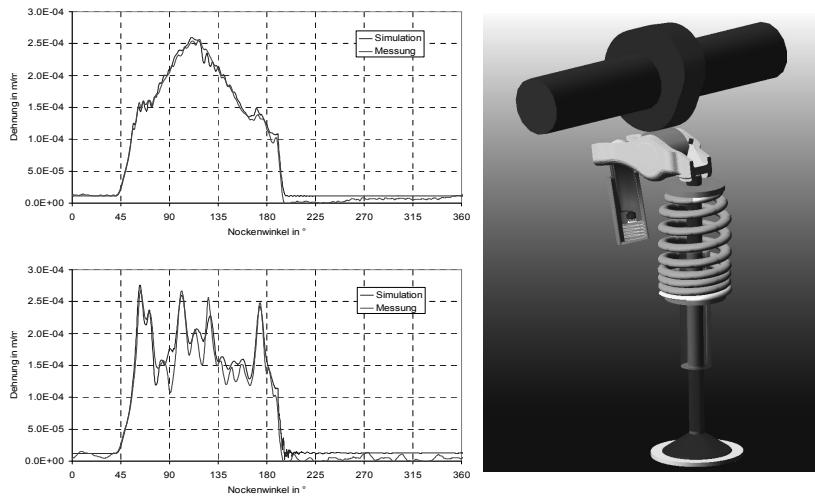


Bild 4: (links): Messungs-Rechnungs-Abgleich des Dehnungssignals am Rollenschlepphebel (oben 1500 U/min, unten 3000 U/min Nockenwellendrehzahl). (rechts): Mehrkörpermodell des Einzelventiltriebs

Die Diagramme in Bild 4 zeigen den Vergleich zwischen Messung und Rechnung anhand des Dehnungssignals am Rollenschlepphebel bei unterschiedlichen Nockenwellendrehzahlen. Der hohe Grad an Übereinstimmung bei Frequenzen, Amplituden und Dämpfung zeigt, dass das Simulationsmodell die Systemdynamik des Einzelventiltriebs hinreichend genau abbildet. Die Schlüsselemente für die dynamische Feinabstimmung des Modells sind die Eigenfrequenzen der Ventilfeder, Verteilung der Reibungsverluste, die Flexibilität des Rollenschlepphebels und die Berücksichtigung des Luftanteils im Hydraulikelement.

4. Ergebnisse

Das Ventil führt analog zur Hubbewegung eine Drehung um seine Hochachse aus. Dabei kommt es bereits bei relativ niedrigen Drehzahlen zu einem Überschwingen aus der statischen Ruhelage heraus. Allerdings schließt das Ventil zunächst ohne einen nennenswerten Versatzwinkel, weshalb diese Drehung als reversibel zu beschreiben ist (siehe Bild 5 oben). Hier sind die lokalen Drehmomente in den Kontaktstellen stets kleiner als die Haftmomente. Bei zunehmender Drehzahl nehmen die Drallschwingungen zu, sodass die lokalen Haftmo-

mente überschritten werden und die Kontaktpartner relativ zueinander zu gleiten beginnen. Das geringste Haftmoment ist am kürzesten Hebelarm zu finden, welcher zwischen der Ventilachse und dem Kontakt zu den dreirilligen Keilsteinen liegt. Da zudem das Ventil das größte Massenträgheitsmoment besitzt, tritt die Relativverschiebung hier zuerst auf. Das Ventil schließt mit einem Versatzwinkel (siehe Bild 5 unten), was eine irreversible Drehbewegung darstellt.

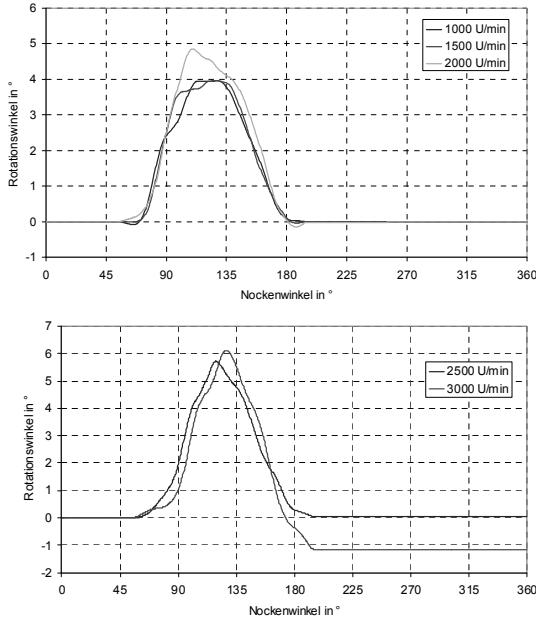


Bild 5: Rotationswinkel des Ventils bei unterschiedlichen Drehzahlen der Nockenwelle.
 (oben): Das Ventil schließt ohne Versatzwinkel. (unten): Das Ventil schließt bei 3000 U/min mit einem Versatzwinkel.

Die Messung bestätigt die Ergebnisse des Berechnungsmodells. Auch hier lässt sich eine Drehbewegung analog zum Ventilhub feststellen, bei dem sich ein bleibender Versatzwinkel erst bei höheren Drehzahlen einstellt (siehe Bild 6 oben). Die Ventildrehung kann abhängig von der Drehzahl in beide Richtungen erfolgen. In Bild 6 (unten) ist die gemessene Ventildrehung für verschiedene Federauslegungen zu sehen. Variante 2 besitzt im Vergleich zu Variante 1 eine gleiche Längskraft und ein nahezu identisches Torsionsmoment, wobei die Querkraft und das Biegemoment um rund 70% reduziert wurden. Der qualitative Verlauf der

Ventildrehung wird dadurch nicht verändert, lediglich der Drehwinkel verringert sich leicht. Variante 3 besitzt neben minimiertem Querkraft- und Biegemomentverlauf eine um 10% geringere Kraft bei geöffneter Ventilposition. Die Charakteristik der Ventildrehung scheint hier zu niedrigeren Motordrehzahlen hin verschoben.

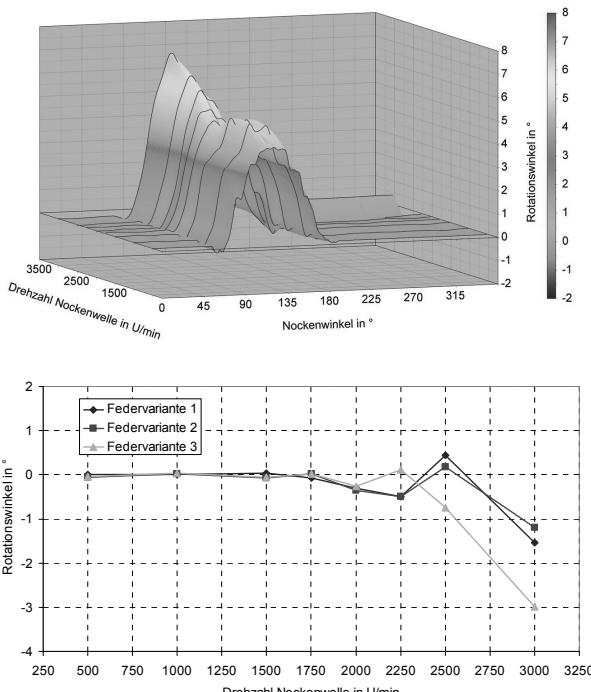


Bild 6: (oben): Gemessener Drehwinkel des Ventils im Hochlauf. (unten): Vergleich des Rotationswinkels verschiedener Federauslegungen. (Variante 1: Basis, Variante 2: reduzierte Querkraft, Variante 3: reduzierte Querkraft und Längskraft)

Es lässt sich bei diesen Versuchen keine Tendenz erkennen, bei der die Drehneigung der Ventile von der Einbauposition abhängt. Bild 7 (oben) zeigt die Ergebnisse an sechs verschiedenen Ventilpositionen entlang einer Nockenwelle auf. Ebenso scheint die Position zum angetriebenen oder zum freien Ende der Nockenwelle keinen spürbaren Einfluss zu besitzen.

Die Messrichtung der tangentialen Ventilgeschwindigkeit wird in diesen Versuchen quer (0° , 180°) zur Neigungsebene des Rollenschlepphebels durchgeführt, um den Anteil der Kippbewegung des Ventils zu minimieren. In Bild 7 (unten) ist die Einflussnahme der Messposition am Ventilteller zu sehen. Bei der 90° und der 270° Position zeigt sich eine kleine Auslenkung kurz nach der Hubumkehr des Ventils.

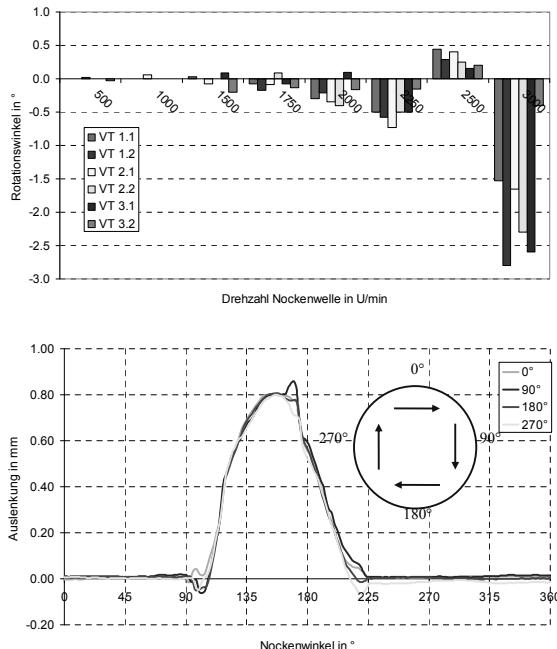


Bild 7: (oben): Drehwinkel des Ventils an verschiedenen Einbaupositionen im Zylinderkopf.
 (unten): Tangentiale Auslenkung des Ventiltellers an verschiedenen Umfangspositionen.

5. Bewertung der Ergebnisse

Die vorliegenden Untersuchungen haben gezeigt, dass es mit Hilfe eines hybriden Ansatzes aus Messung und Berechnung möglich ist, komplexe Bewegungsabläufe wie die Rotation der Ladungswechselventile zu reproduzieren und zu analysieren. Ausgehend von einem abgestimmten Submodell für die Ventilfeder und der Reibungsmessung zwischen den Ventiltriebskomponenten lässt sich ein Systemmodell für den Einzelventiltrieb erstellen. Durch die

Schleppversuche am Zylinderkopf werden Messwerte bei verschiedenen Motordrehzahlen aufgenommen, welche die Aussagekraft des Berechnungsmodells bestätigen.

Bei der Drehbewegung des Ventils lässt sich ein reversibler und ein irreversibler Zustand unterscheiden. Grundsätzlich führt das Ventil, analog zur Hubbewegung, immer eine reversible Drehung aus, jedoch nur, solange es beim Schließen ohne Versatzwinkel wieder in die Ausgangslage zurückkehrt. Schließt das Ventil jedoch mit einem Versatzwinkel, kommt es während des Hubes zum Durchrutschen des Ventils an den Kontaktstellen. Folglich wird von einer irreversiblen Drehung gesprochen. Kumuliert sich der Versatzwinkel über aufeinanderfolgende Hubbewegungen, tritt der augenscheinliche Effekt einer permanenten Drehbewegung auf. Verantwortlich für die relative Verdrehung der Ventiltriebskomponenten zueinander ist das Überschreiten eines lokalen Haftmoments durch das Drallmoment. Neben dem dynamischen Torsionsmoment der Feder besitzt die dynamische Längskraft ebenfalls einen signifikanten Einfluss, da diese die Normalkraft für die Haftmomente aufbringt.

Die Drehneigung der Ventile lässt sich am einfachsten durch die Ventilfederkräfte beeinflussen. Dabei bewirkt vor allem die Reduktion der Vorspannkraft, also der statischen Federkraft bei geschlossener Ventilposition, das frühere Einsetzen der irreversiblen Ventildrehung hin zu niedrigeren Motordrehzahlen. Die Querkraft oder das Biegemoment der Feder scheinen hier nur eine untergeordnete Rolle zu spielen. Ein weiterer konstruktiver Faktor ist die Verbindung der Keilsteine zum Ventilschaft. Dreirillige Keilsteine lassen sich auch unter Axialkraft frei um den Ventilschaft drehen, was die Ventilrotation begünstigt. Einrillige Klemmkeile hingegen haften fest am Ventilschaft, sodass ein Durchrutschen des Kontaktes an dieser Stelle nicht möglich ist. Dieser verschiebt sich dadurch auf andere Kontaktstellen wie die Federober- oder Unterseite. Da die Hebelarme zur Drehachse hier größer sind und aus diesem Grund das Haftmoment ansteigt, setzt bei dieser Verbindungsart die irreversible Ventilrotation erst bei höheren Motordrehzahlen ein.

Literatur:

- [1] Dreyer, M. R.: Untersuchungen zur nichtlinearen Dynamik von Schraubendruckfedern. Siegen: Universitaet. Dissertation. (2004)
- [2] Struwe, C.: A New FEV Virtual Engine Valve Spring Model Powered By Mubea. Marburg: VI-Grade 5th Users Conference. (2013)
- [3] Ullrich, S.: Konzeption und Konstruktion einer Messvorrichtung zur Bestimmung der Reibkennwerte zwischen Ventiltriebkomponenten. Fachhochschule Südwestfalen – Meschede. Bachelorarbeit. (2012)
- [4] Viehl, S.: Untersuchung der Reibungsverluste am Einzelventiltrieb und dem Rotationsverhalten der Ladungswechselventile mit Hilfe von Mehrkörpersimulation. Fachhochschule Nordhausen. Masterthesis. (2014)
- [5] N. N.: Handbuch IPV-100. Polytec GmbH. (2013)

Modular Valve Train Systems for Heavy-Duty engines

Nicolas Auffret, Mauro Moretti, Domenico Palmisani,
Liebherr Machines Bulle SA, Schweiz

Abstract

To cope with future emissions legislation and with market expectations, heavy duty engines have to be further improved for end customer satisfaction. In this context, a new modular valve train system has been developed and designed integrating the following features:

- Maintenance free system using hydraulic valve adjustment
- Optimized engine brake system on valve train
- Possibility to integrate internal EGR to respect emissions standards in emerging countries

This paper is presenting the details of such a modular system and how it has been optimized.

Drivers for future off-road engines development

To be able to face the worldwide need to build outstanding buildings, skyscrapers or facilities, off-road engines manufacturers are developing always bigger machines thus requiring better performing engines with outstanding performance. As an example, the biggest mobile crane available in the Liebherr portfolio is a driving machine of more than 80 tons with 9 axles. The drive engine must show very high performance in term of fuel economy, emission-compliance and dynamic behaviour, but has to be complete part of the brake system that would stop this vehicle while driving up to 75 km/h. Therefore, the need of off-road engines to generate high engine brake power is as well one growing driver in the engine development challenge.



Fig. 1: Liebherr mobile crane

Another well-known driver for the engine development is the adherence to future emission legislation. From 2019, the Stage 5 emission regulation will enter into force. Therefore, emissions of powertrains (engines and after-treatment systems) have to be further reduced in Europe, while the US Tier4 final regulation is already in place since 2014.

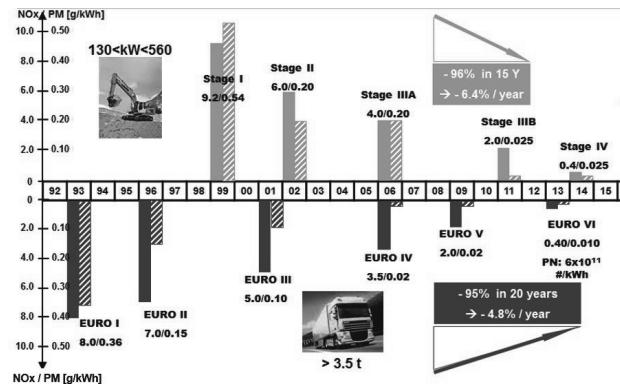


Fig. 2: Emission reduction in the last 25 years for off-road and on-road diesel engines (power lower than 560 kW) [1]

The very last driver for the off-road engines is the serviceability which has to be always improved (as for example extending the maintenance intervals). Therefore, the use of any new technology that could improve the products has to be carefully considered and integrated for further customer satisfaction. Total cost of ownership summarizing operating, investment and maintenance cost has as well to be optimized to offer a competitive product.

Requirements for a modular valve train system

In the last years, the following technologies on the valve train system have been integrated resulting in product improvement for final customers:

- *Integrated engine brake systems*: the exhaust valves stay open during compression stroke resulting following precise valve lifts to optimize engine brake power [2;3] as several on-road or off-road engine manufacturers currently have integrated on their products. Optimization of such system can take place using simulation tools.
- *Hydraulic Valve Adjuster (HLA)*: oil properties have to be kept at a high level of performance (viscosity, additives package and anti-foaming agents) to be sure the HLA system will work properly. Oil pressure should respect not-to-exceed pressure for cold and hot conditions and oil aeration should be as well at a conventional level. Oil circuit should then be optimally designed so that no air can accumulate to avoid any air to be present in the HLA at any time.
- *Emissions*: Tier4 final legislation entered into force in the United States since 2014 at the same time than the Stage 4 legislation in the Europe. Both standards implied the need for all engines manufacturers to decrease nitrogen oxides and particulate emissions. In 2019, the Stage 5 emission legislation will force all off-road engines manufacturers to equip their engines with a Diesel Particulate Filter element. A significant number of engine manufacturers chose to develop Exhaust After-Treatment Systems and got rid of Exhaust Gas Recirculation (EGR) systems, which may have significant drawbacks in term of reliability, complexity and heat rejection. Nevertheless, in emerging countries, older emission standards are still used and the use of cheaper emission reduction devices is still important and possible. Therefore, EGR systems (externally cooled, uncooled or internal) may be still applied in countries as Argentina, Brazil, Russia, China or India.

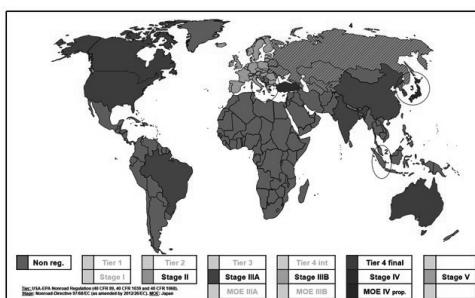


Fig. 3: Worldwide emission legislation [1]

As the 3 features are exactly corresponding to end-customer requirements and expectations, a technology which could combine all of them would make maximal sense to be integrated on off-road engines, as an optimized engine brake system will improve in fine performance, durability / reliability of the global product and the total cost of ownership.

Optimization of the engine brake system

The engine brake system is on medium and heavy duty engines a complex system which needs to be optimized carefully. Most of the truck / tractors / mobile cranes vehicle manufacturers are requesting the maximum power possible to be produced by the engine as a brake power to get cheaper or less demanding vehicle service brake power or hydraulic / electrical retarder.

The engine brake systems usually installed on heavy-duty engines are a combination between an exhaust brake (which can run stand-alone) and a valve train brake:

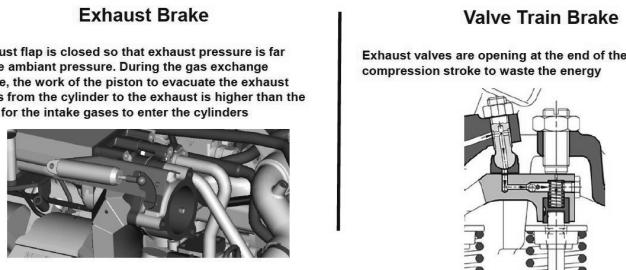


Fig. 4: Typical exhaust brake and valve train brake [2] system for heavy-duty engines

Both systems are allowing the power cylinder unit to run as a pump which will create a negative power when valve timings are well adjusted. The valve train brake will create a negative high pressure work while the low pressure work will be optimized by the exhaust brake:

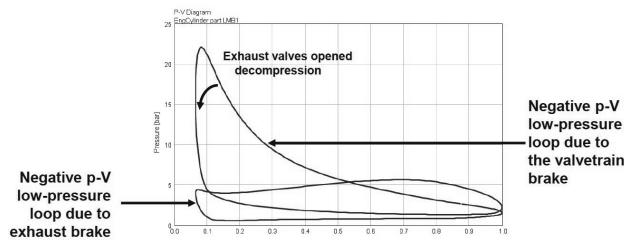


Fig. 5: Typical Pressure – Volume diagram for 4-stroke engine brake

Other variants exist as well, such as the two-stroke engine brake system which appeared in the last years and offered higher power [3] but with an increased complexity and cost. Nevertheless, only 4-stroke engine brake is considered here in this study.

The optimization of the engine brake operations is usually done using gas exchange simulation tools, such as GT-Power. A standard simulation model description is given on Fig. 6:

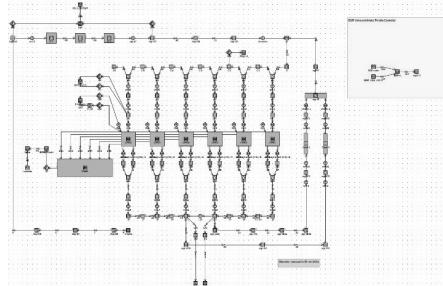


Fig. 6: Typical Gas exchange simulation model

The reference valve motion in engine brake conditions is the current passive mechanical system used on the Liebherr engines as applied for mobile crane applications:

- Exhaust valves are re-open during the expansion stroke and kept open thanks to a small piston integrated in the valve train but only when exhaust gas pressure is higher than a given threshold leading to an activation of the valve train brake system for engine speeds higher than 1500 rpm [2]:

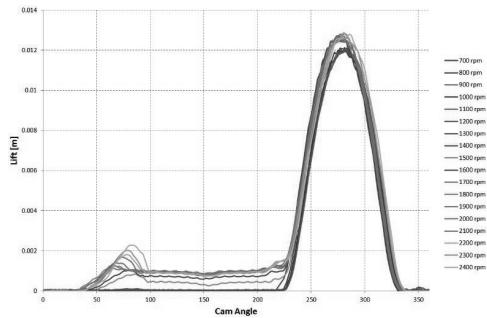


Fig. 7: Reference valve motion depending on engine speeds

The mass flow through the exhaust valves is then as shown on Fig. 8 but actually quite far away from the optimum thermodynamic possibilities, which would be:

- Maximum negative flow through the exhaust valves at gas exchange Bottom Dead Center (BDC) to fill up the cylinder with hot and pressurized gases.❶
- No exhaust flow through the exhaust valves during the compression stroke ❷
- Fast discharge of the compressed exhaust gases at Top Dead Center (TDC) ❸
- No flow through the valves during expansion to avoid exhaust gas to provide positive power to the piston when going down ❹
- Conventional exhaust of a 4-stroke engine ❺
- Conventional intake of a 4-stroke engine ❻

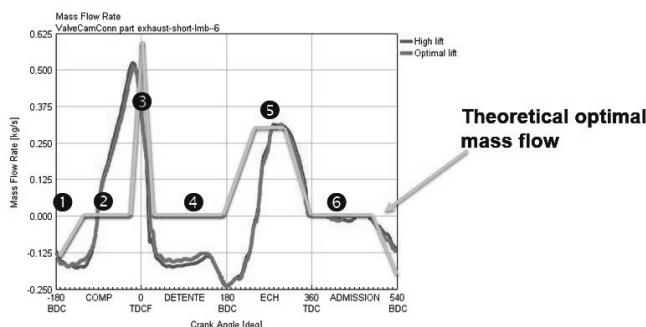


Fig. 8: Mass flow through the exhaust valve with reference valve motions. The 2 curves are representing 2 different strokes of the piston located in the valve train system (red=high lift, green=small lift)

The valve motion in engine brake conditions (basically exhaust flap completely closed) is then optimized using conventional optimization techniques, using design of experiments and response surface modelling [4] to be able to land as close as possible to the theoretical optimal mass flow as shown on Fig. 9.

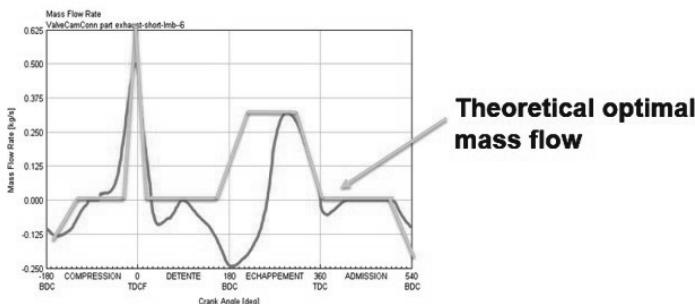


Fig. 9: Optimum valve lift as predicted by simulations with the optimized valve motion

The optimum valve lift as it will be implemented in the modular valve train system described in the next page is giving a nice engine brake power improvement for a 12L displacement engine:

- Significant improvement of the brake performance at maximum operating speeds (~20%)
- Huge improvement of the brake performance at low speeds (300%) due to the fact that the new modular valve train system is not dependant of any exhaust pressure level for activation or de-activation

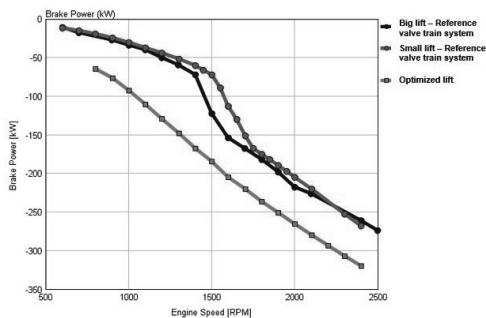


Fig. 10: Optimum Brake power performance for a 12L engine

Optimization of the Valve Train Check and Adjustment

The hydraulic valve lash adjuster is a new feature compatible with the modular valve train system which can be proposed to avoid checking and setting valve lashes during the engine lifetime:

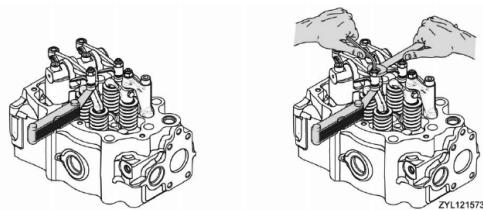


Fig. 11: today's procedure for checking and adjusting valve lashes [5]

Valve lashes have to be checked and eventually set up again at a given intervals (from 1500 hours up to 4000 hours depending on load factors of the engine operation) with standard valve train systems. With the new hydraulic valve adjusted, the system is maintenance free and is enabling the end customer to save time and money improving his total cost of ownership.

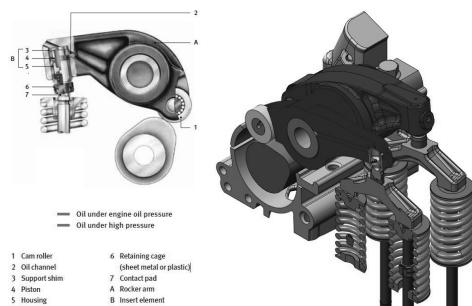


Fig. 12: Liebherr engine running with hydraulic valve adjusters [6]

Optimization of the internal EGR system

The modular valve train system is as well introducing the possibility to use internal Exhaust Gas Recirculation (iEGR) to control engine-out emissions. Part of the exhaust gas in the exhaust manifold will be re-introduced in the combustion chamber before the combustion to lower the combustion temperature, hence producing lower NOx emissions. Even if this concept is relatively old, it is still promising taking the following constraints into account:

- **Low availability of ultra-low sulphur fuels** around the world, especially in emerging countries. Sulphur content is dangerous for externally cooled EGR as acids may be produced in exhaust gases when temperatures are falling down below a certain level.

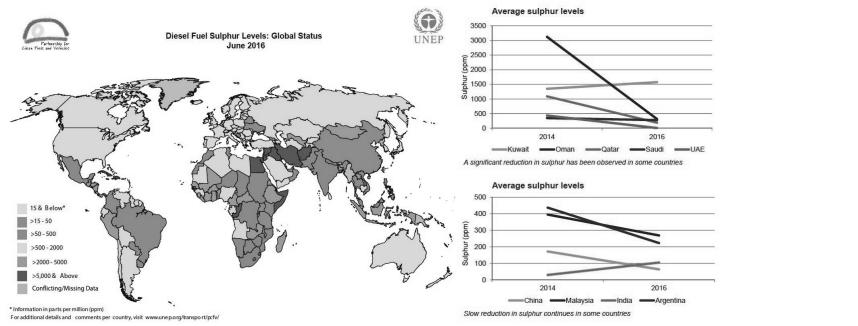


Fig. 13: left: Sulphur content in fuels all around the world [7], right: actual measured sulphur content in fuel [8]

- The increase of engine displacements for always bigger construction machines will require bigger EGR coolers to fulfil emission standards. Unfortunately, the installation of big EGR coolers is leading to **significant issues** for the engine packaging, heat rejection and part validation as long EGR cooler will suffer from high thermal mechanical stress during cyclic thermal cycles as shown on Fig. 14.

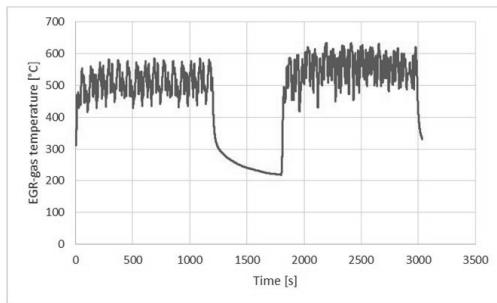


Fig. 14: Thermal fatigue of the EGR-cooler produced by cyclic EGR gas temperature – typical operation of a heavy duty engine in a wheel loader

- The **possibility to switch the internal EGR on and off** with a solenoid valve is enabling to reach a good transient behaviour without producing too high smoke emissions. Internal EGR could actually be achieved by opening the exhaust valves during the intake stroke (gases are recirculated due to the exhaust to inlet pressure difference) with the following valve motion:

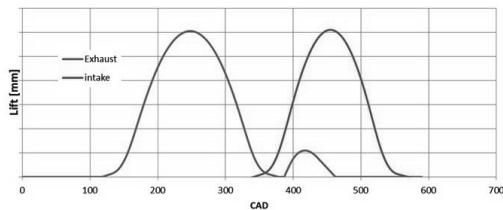


Fig. 15: Internal EGR valve motion

Precise location of the internal EGR valve re-opening is defined using gas exchange simulation again to maximize the iEGR rate to be reintroduced in the cylinder.

The use of internal EGR for emerging countries (i.e. coping with Stage 3A or Tier 2 emissions regulation) is enabling the use of lower externally cooled EGR rate at same NOx target predicted by the simulation model as the internal EGR rates reached are around 8%:

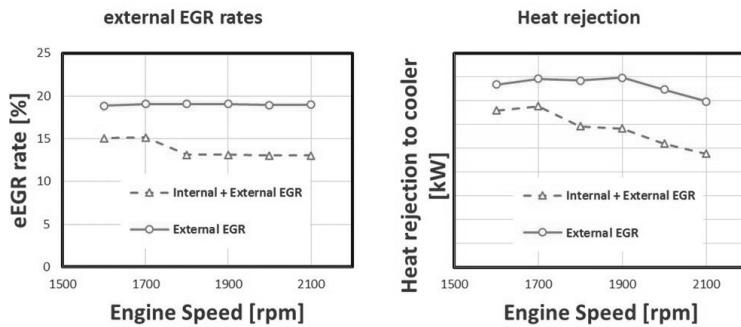


Fig. 16: External EGR rates and heat rejection at same NOx target on the high speed – full load operations. Internal + external EGR vs. external EGR only

Therefore, the heat to be rejected with internal + external EGR is much less compared to the external EGR –only. As the heat to be rejected at the end customer has a direct impact on the total cost of ownership (based on extra fuel consumption for additional fan activation), the use of internal EGR is bringing significant improvement on product features:

In some alternative cases, the EGR-cooler can be designed in a smaller way to save cost on the global product cost and to save space on the engine packaging.

Design Proposal for the modular valve train system

The proposed system can be applied on overhead-camshaft configurations. It is actually a hydraulically piston-controlled valve actuation achieved with specific eccentric levers, which can be applied on both intake or exhaust valves, allowing the following configurations:

- Internal EGR valve lift on intake and engine brake on exhaust
- Internal EGR valve lift on exhaust
- Hydraulic valve adjusters on both exhaust and intake

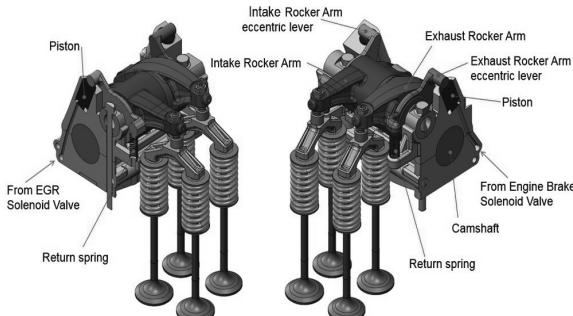


Fig. 17: Modular valve train system overview

The piston is actuated by oil supply controlled by a solenoid valve receiving the request for actuation directly from the engine control unit. Once the piston moved by oil supply, the eccentric lever is taking its final position which is reducing the valve lash on the elephant foot.

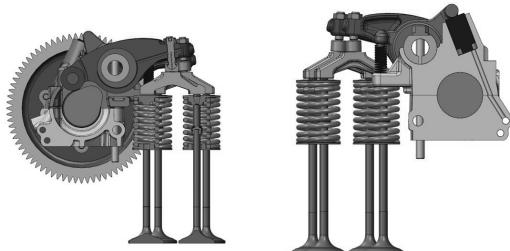


Fig. 18: Modular valve train system overview – section cut

Once internal EGR or exhaust brake is switched off, oil pressure is not supplied anymore, the piston is simply going downwards liberating 2 small holes where oil can be released. Original valve lash is then applied again.



Fig. 19: Modular valve train system overview – focus on the oil relief holes

Conclusion

A modular valve train system has been designed and integrated in the current Liebherr diesel engine platform, which will provide significant improvement compared to actual products, such as:

- Maintenance improvement when using the hydraulic valve adjustment
- Engine brake performance improvement at both high and low engine speeds by using a system with an electronically controlled solenoid valve.
- Emissions and total cost of ownership improvement due to the introduction of internal EGR which will enable the use of a smaller EGR cooler or lower heat rejection which will reduce the fan activation (therefore fuel consumption)

This system will now be tested on Liebherr engines and will be validated accordingly for future market introduction.

- [1] Future Emission Concepts for off-highway engines, François Jaussi, 12th CTI Conference
- [2] Ein neues Motorbremssystem für Nutzfahrzeuge, Dipl. Ing. Erwin Haas, Dr. Harald Schlögl, Dipl. Ing. Franz Rammer
- [3] Development of a High Performance Two-Cycle Engine Brake for Medium and Heavy Duty Diesel Engines, Neil Fuchs, Zdenek Meistrick, Steven Ernest, Gabe Roberts and Justin Baltrucki
- [4] Optimization of Heavy-Duty Engine Brake Performance by Use of Numerical Design of Experiment of Gas Exchange Simulations, Auffret N, Balloul I, Lejeune M, 2005
- [5] Liebherr D934_D936_D944_D946_A7-04_A7-00 Operator's manual from serial number 2014030001 / 2014040001
- [6] INA – Schaeffler Valve Train Components
- [7] Diesel Fuel Sulphur Levels: Global Status, December 2016, UNEP
- [8] Worldwide Winter Diesel Fuel Quality Survey 2016, Infineum

Trends in der Ölnebelabscheidung

Anforderungen an moderne Ölnebelabscheidesysteme mit aktiver Kurbelgehäusedruckregelung

Dipl.-Ing. **Daniel Schatz**, B.Eng. **Simone Völkle**,
MAHLE Filtersysteme GmbH, Stuttgart

Kurzfassung

Dieser Artikel gibt einen Überblick über die aktuelle Ölnebelabscheidetechnologie im Heavy Duty Bereich und einen Ausblick über zukünftige Trends. Dabei wird die Ölnebelabscheidung ganzheitlich, von der Entstehung, deren Minimierung, Messmethodik bis hin zur Abscheidung von Ölpartikeln aus dem Kurbelgehäuse behandelt. Der Trend in der Ölnebelabscheidung geht hin zu elektrifizierten, aktiven Systemen, welche unabhängig vom Betriebspunkt des Verbrennungsmotors eine konstant gute Abscheidung sicherstellen. Zudem werden Messergebnisse des MAHLE Systems im Vergleich zum aktuellen Benchmark und ebenso der Einfluss von niedrigviskosem Öl auf die Partikelentstehung gezeigt. Die Zusatzfunktion der Kurbelgehäusedruckregelung in Kombination mit einem Kurbelgehäusedrucksensor bietet darüber hinaus interessante Optimierungs- und Diagnosemöglichkeiten für das Gesamtsystem Verbrennungsmotor.

1. Entstehung des Ölnebels

Bei der Optimierung der Ölnebelabscheidung muss als Erstes die Quelle, also die Entstehung des Ölnebels (Blow-Bys) betrachtet werden. Das meiste Ölnebel entsteht am Kolben. Bei der Verbrennung gelangen Gase an den Kolbenringen vorbei in das Kurbelgehäuse. Durch Verdampfung des Öls an den heißen Oberflächen werden zusätzlich kleinste Partikel erzeugt. Die zweite Quelle ist der Turbolader, der heutzutage bei fast jedem Motor eingesetzt wird. Das zugeführte Öl für die Lagerung der Turbinen mischt sich mit den Gasen der Abgasseite. Diese Mischung tritt aufgrund des Unterdrucks im Kurbelgehäuse über den Turbolader-Ölrücklauf in das Kurbelgehäuse ein und führt zur Entstehung sehr kleiner Tröpfchenfraktionen.

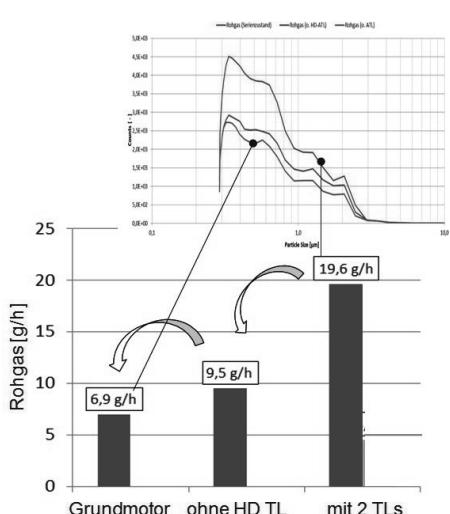


Bild 1: Einfluss Turbolader auf Ölnebel

9,5 g/h im Vergleich zum Gesamtmotor mit zwei Turboladern.

Die MAHLE Strategie an dieser Stelle ist ein gesamtheitlicher Ansatz, also die Betrachtung des Gesamtmotors. Ziel ist es nicht nur die entstandenen Partikel abzuscheiden, sondern die Ursache zu bekämpfen, also gezielt die Entstehung von Partikeln und auch deren Transport zu minimieren. MAHLE setzt bei der Detektion von Partikelquellen auf Online-Messsysteme, welche auch das Partikelspektrum abbilden, da viele dieser Partikelquellen nicht konstant über das komplette Kennfeld auftreten. Bei Turboladern zum Beispiel kann eine signifikante Partikelreduzierung durch eine verbesserte Abdichtung an der Wellenlagerung erreicht werden.

Der Einfluss des Turboladers bei der Erzeugung von feinen Partikeln wird anhand der Messung eines großen Dieselmotors gezeigt, bei dem es möglich ist, den Ölrücklauf des 2-stufigen Turboladers stufenweise zu trennen (siehe Bild 1). Der Motor inkl. Turbolader (TL) erzeugt eine Rohgasmenge von 19,6 g/h. Der Motor ohne Turbolader hat lediglich eine Rohgasmenge von 6,9 g/h. Dies zeigt, dass der Hauptanteil der Ölpartikel bei diesem Motor ganz klar vom Turbolader stammt, nämlich 12,7 g/h bzw. 65%. Dabei hat die Hochdruckstufe (HD) den eindeutig größten Anteil, trennt man nur deren Rücklauf reduziert sich die Rohgasmenge um 52% auf

2. Messmethodik

Um Partikelgrößenverteilungen, Anzahl und deren Zusammensetzung zu analysieren setzt MAHLE auf eine Kombination von Messgeräten. Bild 2 zeigt das gravimetrische Messsystem Topas GMS 141. Das System dient zur Messung der Kondensat- und Ölkonzentration (Ölübertrag) im Blow-By-Gas von Verbrennungsmotoren. Der Anteil der flüssigen Phase im Rohgas wird durch die Massenzunahme eines Papierfilters bestimmt. Nach der Konditionierung des Filters erhält man den Ölanteil im Filter, ohne Kondensat- und Kraftstoffanteil.

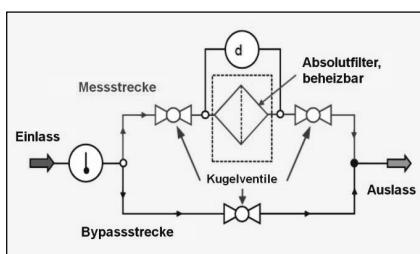


Bild 2: Gravimetrisches Messsystem

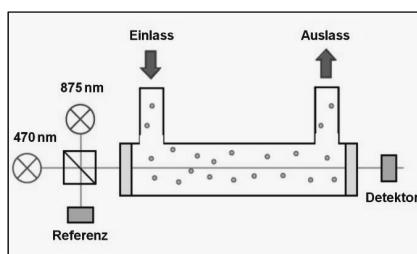


Bild 3: Aerosolphotometer

Bild 3 zeigt das Prozess-Aerosolphotometer PAP 610. Es wird verwendet, um die Aerosolkonzentration im Blow-By von Verbrennungsmotoren zu messen. Die Messmethode basiert auf dem Beer-Lambert Gesetz. Zwei Lichtquellen senden Lichtsignale durch das Aerosol. Abhängig von der Aerosolkonzentration wird die Lichtintensität auf dem Detektor gemessen. Mit Hilfe von gravimetrischen Messungen und Messwerten zum Rohgasvolumenstrom kann ebenfalls die Aerosolkonzentration bestimmt werden. Diese können dann mit den Ergebnissen des Aerosolphotometers abgeglichen werden (Kalibrierfunktion). Da das Aerosolphotometer Daten online erfassen kann, ist es möglich dynamische Zustände am Motor direkt zu erfassen und auszuwerten (z.B. Variation von Drehzahl und Last). Das gesamte Motorkennfeld kann in wenigen Stunden vermessen und hinsichtlich Ölaustrag bewertet werden.

Das Laser-Aerosol-Partikelgrößen-Spektrometer LAP 320 ist in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** dargestellt, es klassifiziert und zählt die Anzahl Partikel in Abhängigkeit der zurückgestreuten Lichtintensität. Es misst die Partikelgrößenverteilung von Aerosolen wie zum Beispiel im Teilstrom der Blow-By-Gase von Verbrennungsmotoren mit einem Messbereich von 0,3 bis 40 μm . Indem man die Partikelgrößenverteilung vor und nach einer Abscheideeinheit analysiert, lässt sich der Fraktionsabscheidegrad bestimmen was dabei helfen kann die Feinabscheideleistung von Kurbelgehäuseentlüftungssystemen zu bestimmen und zu optimieren.

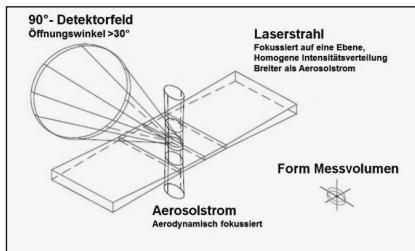


Bild 4: Laser-Aerosol-Partikelgrößen-Spektrometer

3. Übersicht Abscheidesysteme

Bild 5 zeigt eine Übersicht der heute eingesetzten Abscheidesysteme. Hierbei kann grundsätzlich zwischen aktiven und passiven Systemen unterschieden werden. Im PKW und Medium Duty Bereich werden bis heute größtenteils passive Systeme eingesetzt. Um sich auf strengere gesetzliche Anforderungen an Abgaswerte vorzubereiten geht der Trend hier zu aktiven Abscheidesystemen. Im Heavy Duty Bereich hingegen sind aktive Systeme schon seit langem Standard.

| | Diffusion | Trägheit | Elektrostatisch |
|--|--|---|--|
| Passiv (ohne externe Energiezufuhr) | Drahtgeflecht  | Labyrinth  Spirale  | |
| | Faserfilter  | Zyklon  Impaktor  | |
| Aktiv (mit externer Energiezufuhr) | | Zentrifuge  Tellerseparator  Hochdruckimpaktor  | Elektrostatischer Separator  |

Bild 5: Übersicht Ölnebelabscheidesysteme

Des Weiteren können die Systeme hinsichtlich des physikalischen Abscheideprinzips unterteilt werden. Die meisten aktuell eingesetzten Systeme basieren dabei auf dem Prinzip der Trägheitsabscheidung.

Bei passiven Systemen wird das Reingas vor Turbolader in die Luftansaugung zurückgeführt und somit der Unterdruck, welcher von Luftansaugung bzw. vom Turbolader erzeugt wird, zur Entlüftung des Kurbelgehäuses genutzt. Bei aktiven Systemen greift man auf einen externen Antrieb zurück. Hier wird das Reingas auch im Heavy Duty Bereich meist an die Umgebung abgegeben und nicht in die Luftansaugung des Motors zurückgeführt (siehe Bild 6). Dies hat den Vorteil, dass das Restöl im Reingas nicht an den Turbolader gelangt und dieser somit auch bei höheren Temperaturen nicht versottet. Zusätzlich werden mit aktiven Systemen auch höhere Abscheideraten erzielt, hier können Restölgehalte im Reingas von unter 0,2 g/h erreicht werden. Passive Systeme erreichen hier im Truck Bereich nur sehr selten Werte von unter 0,5 g/h.

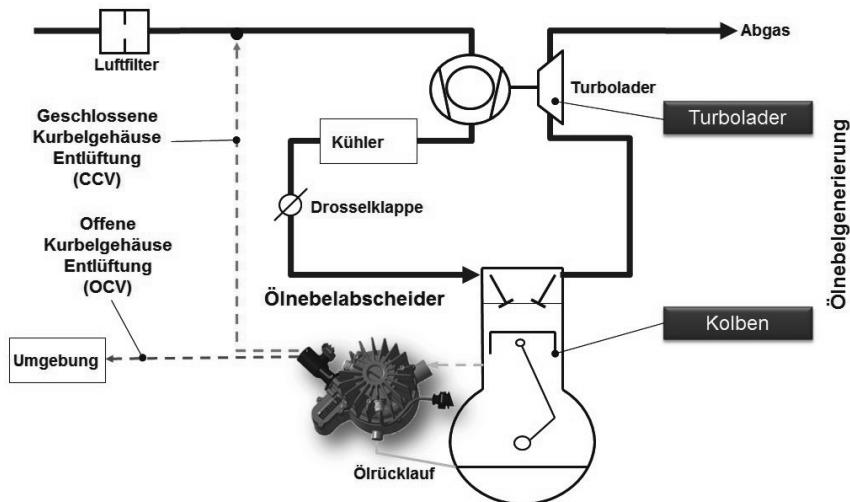


Bild 6: Funktionsschema Kurbelgehäuseentlüftung

4. Warum die Ölnebelabscheidung verbessert werden muss

Es ist davon auszugehen, dass auch in Zukunft wieder strengere Abgasnormen verabschiedet werden, welche auch Schadstoffemissionen weiter eingrenzen. Da im Heavy Duty Bereich das Kurbelgehäuse ins Freie entlüftet wird, zählt auch das Restöl im Reingas zur Schadstoffemission.

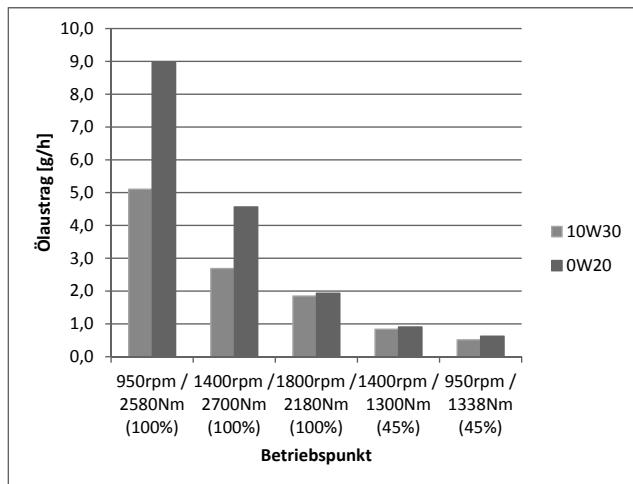


Bild 7: Vergleich Ölaustrag 10W30 vs 0W20

Das Öl hat natürlich selbst auch einen erheblichen Einfluss auf den Ölnebel, hier geht der Trend zu immer niedrigviskosen Ölen. Die Messung in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** zeigt den direkten Vergleich zwischen dem Standardöl 10W30 und dem niedrigviskosen Öl 0W20 an einem 13 Liter 6-Zylinder Dieselmotor. Es wird deutlich, dass der Ölaustrag bei hohen Lasten mit niedrigviskosem Öl deutlich höher ist. Auch in Hinsicht auf diesen Trend muss die Ölabscheidung in Zukunft optimiert werden.

Aktuell werden aktive Abscheidesysteme zumeist hydraulisch angetrieben, dabei ist jedoch der Abscheidegrad abhängig vom verfügbaren Öldruck und kann nicht bedarfsgerecht nach Betriebszustand des Motors angepasst werden. Ein elektrischer Antrieb bietet den Vorteil, dass über das ganze Motorkennfeld unabhängig vom Betriebszustand des Motors ein konstant guter Abscheidegrad erzielt werden kann. Zudem kann sehr dynamisch auf sich schnell ändernde Blow-By-Volumenströme reagiert werden. Dies ist auch in Hinsicht auf Start-Stop-Systeme ein Vorteil, da nicht erst Öldruck aufgebaut werden muss um das Abscheidesystem zu betreiben. Außerdem können dadurch die Wirkungsgradverluste bei der Energieumwandlung reduziert werden.

5. Trends der Abscheidesysteme

Der Trend in der Ölnebelabscheidung geht verstärkt in Richtung elektrifizierter, aktiver Abscheidesysteme, dies gilt über alle Motorklassen hinweg. Die PKW und Medium Duty Sparte macht direkt den Sprung von passiven zu elektrifizierten, aktiven Ölnebelabscheidern mit höherem Abscheideraten. Der Heavy Duty Bereich wechselt von den hydraulisch angetriebenen Systemen zu den effizienteren, elektrischen Systemen.

Aktuell wird im Heavy Duty Bereich überwiegend ein hydraulisch angetriebener Tellerseparatot eingesetzt. Bei diesem System strömt der Ölnebel über eine Vielzahl rotierender Scheiben, dabei werden die Ölpunkte durch Zentripetalkräfte beschleunigt und mit den Scheiben in Kontakt gebracht und somit abgeschieden. Diese Zentrifugen erreichen auch bei sehr kleinen Tropfen <1 µm sehr gute Trennwerte. Nachteil sind Größe und Gewicht dieser Systeme, aber auch die Abhängigkeit vom Ölkreislauf (Öldruck und Durchsatz).

Das hier vorgestellte, aktive System von MAHLE, der Hochdruckimpaktor verfolgt einen anderen Ansatz. Basis für den Hochdruckimpaktor ist die bewährte passive Abscheidung mit-

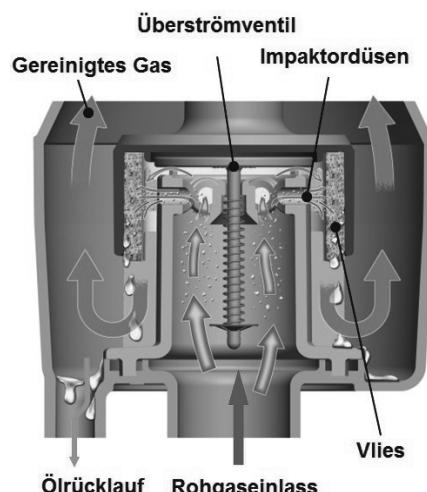


Bild 8: Impaktorprinzip

Vliesmaterial ab.

Da die Blow-By-Volumenströme je nach Betriebspunkt stark variieren ist zusätzlich ein Überströmventil angebracht, welches einen Ringspalt öffnet. Dieser ergänzt bei hohen Volumenströmen die Funktion der Düsen und lässt somit den Druckverlust nicht unnötig ansteigen. Das Tellerventil ist konstruktiv so ausgelegt, dass auch die hier austretende Strömung

möglichst ohne Verluste abgeführt wird. Das Prinzip des Impaktors ist in Bild 8 dargestellt. Das Rohgas wird über Düsen auf ein Vlies mit dahinter liegender Prallwand beschleunigt. Die beschleunigte Strömung wird dadurch nach dem Düsenaustritt umgelenkt. Die Partikel können aufgrund ihrer Massenträgheit der Strömung nicht mehr folgen und agglomerieren am Vlies. Gleichzeitig hat das Vlies eine Drainagewirkung. Die Abscheideeffizienz am Impaktor hängt dabei von der Düsengeometrie, Düsenanzahl, der daraus resultierenden Austrittsgeschwindigkeit, dem Abstand zwischen Vlies und Düse sowie dem

auf das Vlies und die Prallplatte trifft, damit kein ungereinigtes Gas den Impaktor verlassen kann.

Desto höher die Strömungsgeschwindigkeit und je härter die Umlenkung desto höher der Abscheidegrad. Limitiert ist das System nur durch die verfügbare Energie, da durch die Beschleunigung und Umlenkung der Strömung ein Druckverlust entsteht. Dieser Druckverlust muss kompensiert werden, da sonst der Kurbelgehäusedruck ansteigt, was gesetzlich nicht zulässig ist. Bei passiven Systemen geschieht das über die Luftansaugung, dieser Energieeintrag ist aber je nach Betriebspunkt limitiert. Deshalb ist der Abscheidegrad im HD Bereich bei passiven Systemen auf einen Restölgehalt von zirka 0,5 g/h limitiert.

Bei offenen Systemen steht diese Energiequelle nicht zur Verfügung, hier muss der Druckverlust durch eine externe Energiequelle kompensiert werden. Aus diesem Grund kommt beim Hochdruckimpaktor eine Strömungsmaschine zum Einsatz. MAHLE hat sich hier für einen Seitenkanalverdichter entschieden, da dieser im geforderten Arbeitsbereich die höchste Effizienz erzielt. Ebenso läuft ein Seitenkanalverdichter verschleißfrei, weist somit eine hohe Robustheit auf und ist zudem unempfindlich gegen Druckschwankungen. Für den Antrieb des Seitenkanalverdichters gibt es prinzipiell 3 Möglichkeiten (elektrisch, hydraulisch und mechanisch). Aktuell kommt hier ein elektrischer Antrieb (Bürstenloser Gleichstrommotor) zum Einsatz, da dieser die meisten Vorteile bietet.

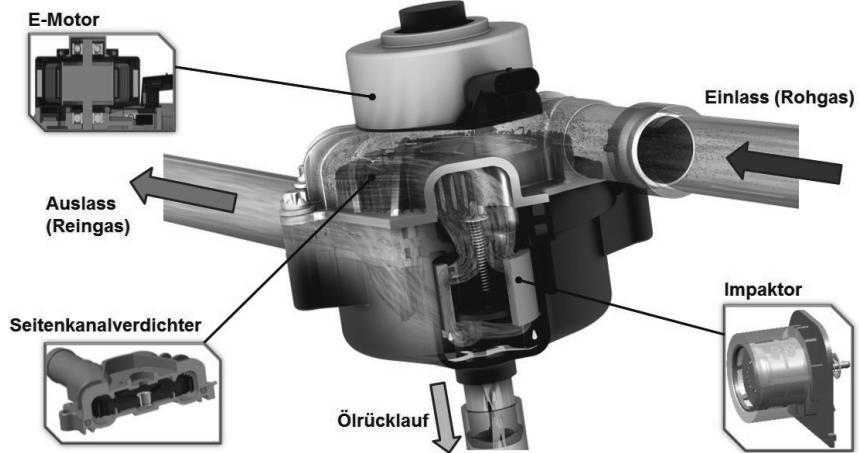


Bild 9: Funktionsprinzip Hochdruckimpaktor

In Bild 9 wird das Funktionsprinzip des Hochdruckimpaktors mit seinen drei Teilsystemen (Abscheidung, Druckerzeugung und Antrieb) dargestellt. Der BLDC-Motor mit integrierter Elektronik treibt die Welle des Seitenkanalverdichters an. Der 120W Motor erreicht Drehzahlen von 10.000 min^{-1} , ein Drehmoment von 100 mNm und hat einen Gesamtwirkungsgrad von über 85%. Dabei teilen sich Motor und Seitenkanalverdichter eine gemeinsame Antriebswelle mit Kugellagerung, sowie das Aluminiumgehäuse. Der Verdichter hat die Funktion den Blow-By-Volumenstrom auf den für die Abscheidung erforderlichen Druck zu komprimieren. Messungen zeigen, dass der Verdichter im gewählten Betriebsbereich leicht zur Abscheidung beiträgt, sich der Effekt bei höheren Drehzahlen ($>14.000 \text{ min}^{-1}$) jedoch umkehrt. Dabei erzielt die Strömungsmaschine Wirkungsgrade von über 50%. Vom Verdichter gelangt das komprimierte Gas in den Impaktor, welcher in das Ölsammelvolumen hineinragt. Im Impaktor wird wie gewohnt abgeschieden und das abgeschiedene Öl in das Ölsammelvolumen abgeführt. Die abgetrennte flüssige Phase fließt durch den Ölrücklauf über ein Rückschlagventil zurück zur Ölwanne. Das Reingas wird über den Auslass in die Luftansaugung oder die Umgebung abgegeben. Die Impaktortechnologie ist hoch flexibel und kann auf verschiedene Anforderungen angepasst werden (Energieverbrauch, Abscheidegrad und der max. Volumenstrom).

Durch die aktive Druckerzeugung können auch bei sehr hohen Volumenströmen von über 300 l/min sehr gute Abscheidegrade mit einem Restölgehalt von unter 0,2 g/h realisiert werden. Darüber hinaus bietet das System zahlreiche Vorteile gegenüber anderen aktiven Ölnebelabscheidesystemen auf dem Markt. Dazu gehören die mögliche Trennung der Teilsysteme, so kann die Antriebs-Verdichter-Einheit unabhängig von der Abscheide-Einheit platziert werden. Das ist bei sehr engen Bauräumen interessant, so kann der Abscheider zum Beispiel direkt in die Zylinderkopfhaube integriert werden. Durch die Funktionstrennung ist es zudem einfacher die Elektronik-Komponente in einen Bereich mit niedrigeren Umgebungstemperaturen zu platzieren.

Ein weiteres Alleinstellungsmerkmal ist der integrierte Kurbelgehäusedrucksensor und die Vorteile die sich in Kombination mit der Druckerzeugung ergeben. Der Drucksensor bietet eine aktive Diagnose des Kurbelgehäusedrucks, dieser kann über den Seitenkanalverdichter auch entsprechend reguliert werden. Hier gibt es die Möglichkeit einen konstanten Unterdruck im Kurbelgehäuse über das gesamte Kennfeld zu fahren oder auch gezielt den Kurbelgehäusedruck an bestimmte Betriebspunkte anzupassen. Gerade bei Betriebspunkten nahe dem Leerlaufs weisen viele Motoren einen Überdruck im Kurbelgehäuse auf, welcher den Ölrücklauf vom Turboladers behindert. Mit dem MAHLE System ist es erstmals möglich den Ölrücklauf mittels gezielter Unterdruckgenerierung aktiv zu unterstützen.

Eine andere Option ist Probleme im Motor anhand erhöhter oder sich stark ändernder Blow-By-Volumenströme zu detektieren (OBD). So kann ein stark erhöhter Volumenstrom zum Beispiel auf Verschleiß an den Kolbenringen hindeuten. Durch die aktive Erkennung kann somit ein drohender Motorschaden vermieden und so die Revisionskosten reduziert werden. Darüber hinaus ist es auch möglich eine aktive Dichtheitsprüfung des Motors durchzuführen, da mittels Seitenkanalverdichter Unterdrücke von bis zu -60 hPa erzeugt und der Druckabfall detektiert werden kann. Dabei kann auch das Abscheidesystem hinsichtlich korrekter Funktionsweise überprüft werden.

6. Messergebnisse

Die Messergebnisse in

Bild 10 wurden an einem 13L Heavy Duty Diesel Motor durchgeführt. Der Fraktionsabscheidegrad wurde statisch mit einem Laser-Aerosol-Partikelgrößen-Spektrometer an definierten Betriebspunkten bestimmt, also der prozentual abgeschiedene Anteil an Partikeln nach Partikelgröße. Dabei liegt die untere Messgrenze bei zirka 0,3 µm und Partikel größer 2 µm werden laut Messung von beiden Systemen zu 100% abgeschieden. Wobei aufgrund der Messtechnik vereinzelte deutlich größere Partikel auch nicht prozesssicherdetektiert werden können.

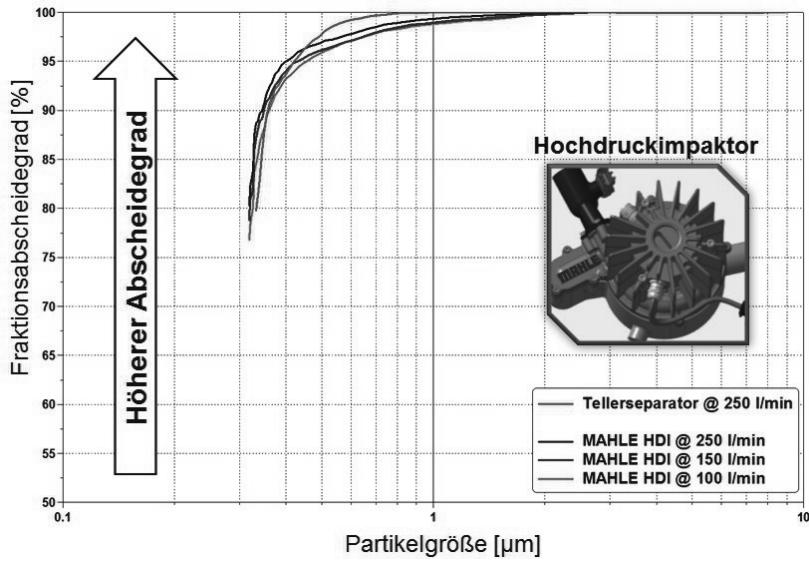


Bild 10: Aktuelle Messergebnisse

Zum Vergleich wurden sowohl der Hochdruckimpaktor als auch der Tellerseparator unter selben Randbedingungen gemessen. Die Ergebnisse zeigen, dass der Hochdruckimpaktor über verschiedene Volumenströme hinweg eine durchaus vergleichbare Abscheideleistung wie ein Tellerseparator erreichen kann.

7.Fazit

Der Trend in der Ölnebelabscheidung geht über alle Motorklassen hinweg zu elektrifizierten, aktiven Abscheidesystemen. MAHLE bietet hier mit dem Hochdruckimpaktor ein effizientes, flexibles System, welches sich besonders durch seine Zusatzfunktionen auszeichnet. Diese Zusatzfunktionen, wie die Kurbelgehäusedrucküberwachung und -Regelung sind neu am Markt und bieten sehr interessante Optimierungs- und Diagnosemöglichkeiten für das Gesamtsystem Verbrennungsmotor.

Next Generation of Valve Train Technology for Engine Braking and More

Robb Janak, Justin Baltrucki,
Jacobs Vehicle Systems®, Bloomfield, CT, USA

Abstract

Jacobs® has been the world leader in the advancement of engine brake technology for over 55 years. Jacobs' latest advancement in engine braking technology is the High Power Density(HPD™) brake which provides up to and over 100% more braking power at low engine speeds. This has enabled the truck driveability to be optimized so that when driving at lower engine speeds in positive power (Down-speeding), downshifting for engine braking is no longer required. HPD technology now has the potential to make the braking power and positive power curves match throughout the speed range. Jacobs has further optimized this HPD system with the advancement of valve train and valve opening strategy that does not require the deactivation of the main intake valve events, or additional intake lift events which we will call 1.5 Stroke HPD in this paper. Because this process does not utilize an additional intake event to support the second compression release (CR) event, the second charge is filled from the exhaust manifold gasses. Using this strategy, Jacobs was able to realize significant low speed brake power improvements of 30-100%, while capable of achieving high speed improvements of 20-40%. This can provide another lower cost option for some engine OEMs not needing the full potential of the 2.0 stroke HPD system.

We will also present other valve train solutions that Jacobs is evaluating in support of Green House Gas (GHG) emissions around Active Decompression Technology (ADT™)

Introduction

A compression release engine brake or JakeBrake® is a device commonly found in vehicles operating over 30 tons. Engine brakes provide supplemental braking force on heavy vehicles to minimize the use of the foundation or wheel brakes, which reduce their wear and increases service life. Engine braking also aids the vehicle decent by counteracting the tendency for it to accelerate on grades, thus allowing the truck to operate in a controlled manner. Typical

engine braking for a diesel engine is accomplished when at least one exhaust valve is opened before Top Dead Center compression (TDCC) and the fuel is deactivated (see Fig 1). This releases the compressed cylinder gas, such that the energy is not returned to the engine piston during the expansion stroke. The net work is called engine retarding, and when the engine is connected to the drive axle(s) through the transmission, the vehicle experiences the retarding load.

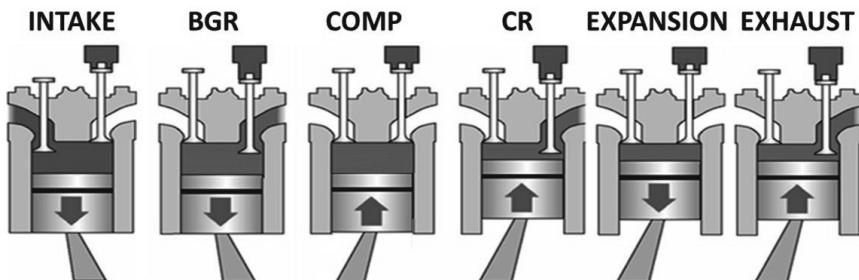


Fig. 1: Typical engine cycle during compression release braking

The valve motions for 4 stroke braking are shown in **Figure 2** with the compression release (CR) exhaust valve lift at TDCC = TDC#1 and the Brake Gas Recirculation (BGR) valve event at bottom dead center(BDC) to bring higher pressure exhaust manifold gases to pre-charge the cylinder after the intake valve closes. The resulting cycle produces one CR and one BGR event for every engine cycle, or every 2 revolutions of the crankshaft.

The thermodynamics for standard 4 stroke and 2 stroke engine braking are described in Fuchs et al[2]

Several fuel efficiency trends are driving the need for improvements to retarding performance, particularly at low engine speeds:

- Reduced aerodynamic drag and rolling resistance reduce a trucks natural retarding.
- Engine downsizing reduces the total retarding power compared to the larger displacement engines.
- Down-speeding promotes operation at low engine speeds to reduce engine friction resulting in low retarding power without a downshift.
- Mass reduction increases the penalty associated with driveline retarders due to their mass and cooling pack requirement.

- Legislation allowing higher truck GVW is being promoted in many areas.
- Reduced freight delivery times required to maintain fleet competitiveness increase the desire for higher downhill speeds.
- The need for increased exhaust temperatures during descents to reduce aftertreatment cooldown.

As a consequence, there is a need for increased engine retarding performance, particularly at low engine speed. Howell, et al[3]

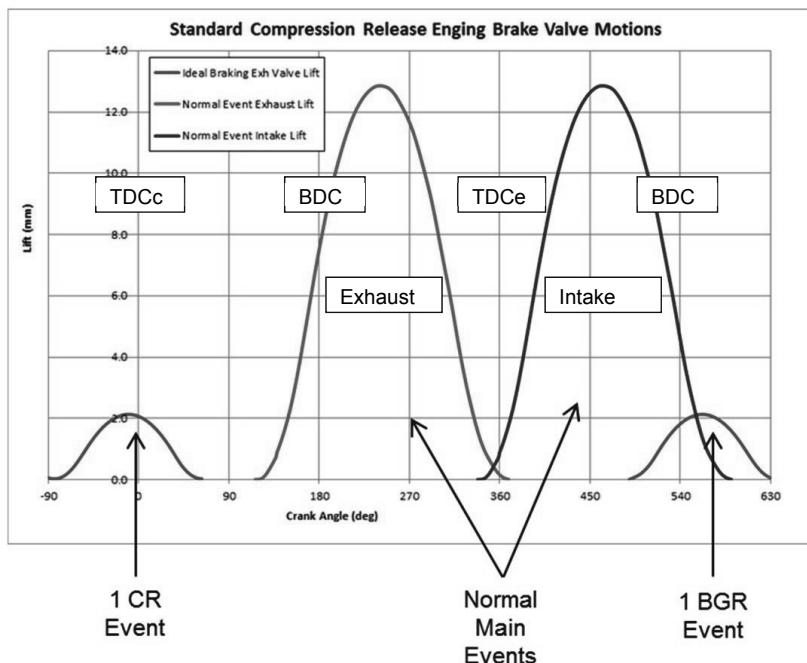


Fig. 2: 4 stroke compression release valve lift with brake on

2 Stroke Compression Release Brake- 2.0 Stroke HPD

As described previously, the 4 stroke compression release engine brake will produce one braking cycle for every 2 revolutions of the engine crankshaft. A 2 stroke engine brake will have a CR event for each revolution of the engine crankshaft, occurring at TDCc and TDCe

(TDC exhaust). To accomplish this, the main exhaust and intake valve motions must be deactivated, and two BGR events and two braking intake events are added to the two CR events to maximize the air charge in the cylinders for each braking cycle. The resulting valve motion schedule is described in **Figure 3**.

The result of this process is over 100% increase in brake power at lower engine speeds.

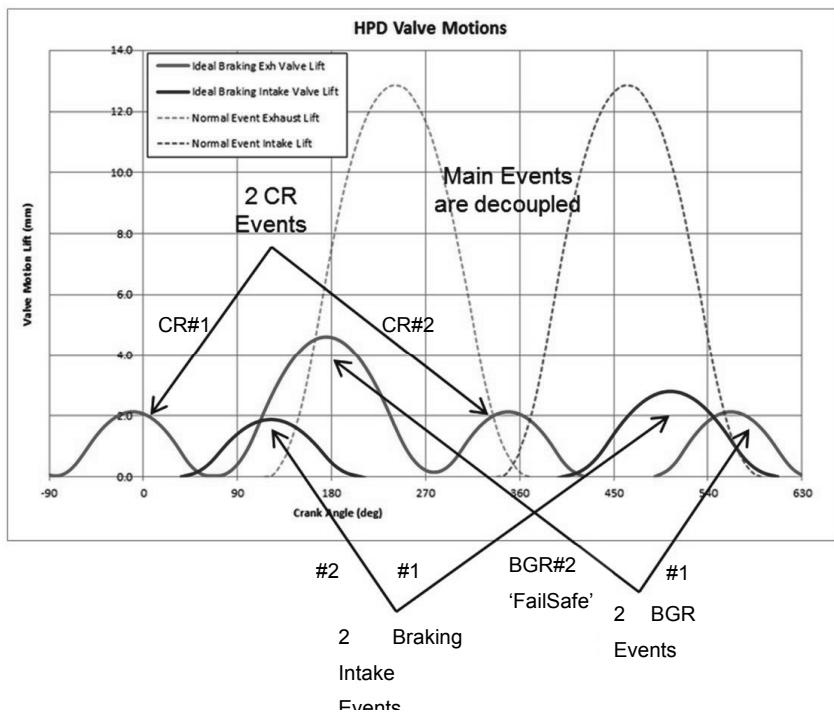


Fig. 3: 2 stroke compression release valve lift with brake on

Importance of HPD Activation Sequence

Because the activation of the 2 stroke HPD system involves the deactivation of the normal intake (2 stroke) and exhaust motions (1.5 or 2 stroke), the sequencing of deactivations and activations are important to both the normal breathing of the engine, and also to protect against various high load conditions.

If the normal exhaust event is deactivated before any of the brake valve motions were activated, the normal intake motion would occur against high cylinder pressure generated by the engine piston stroke at TDCe (exhaust) = TDC#2 as shown in **Fig.4**

To limit the amount of pressure that is in the cylinder for this condition, Jacobs developed a proprietary 'Fail Safe' BGR event that is part of the HPD valve motion schedule. This event is also called BGR #2 or 'Big BGR', as it is part of the breathing cycle that enables the cylinder to be charged with gases for the CR#2. This event is designed so that it has a larger lift than the other braking exhaust events (CR #1, CR#2, and BGR#1), so it will still produce the motion shown in **Fig. 4** when the exhaust brake lash is set to suppress the smaller three braking events on the exhaust cam. This non-suppressed motion, is also timed so that it is masked by the normal exhaust event. The result is that the exhaust braking rocker arm will open the exhaust valve if the normal exhaust motion is ever deactivated.

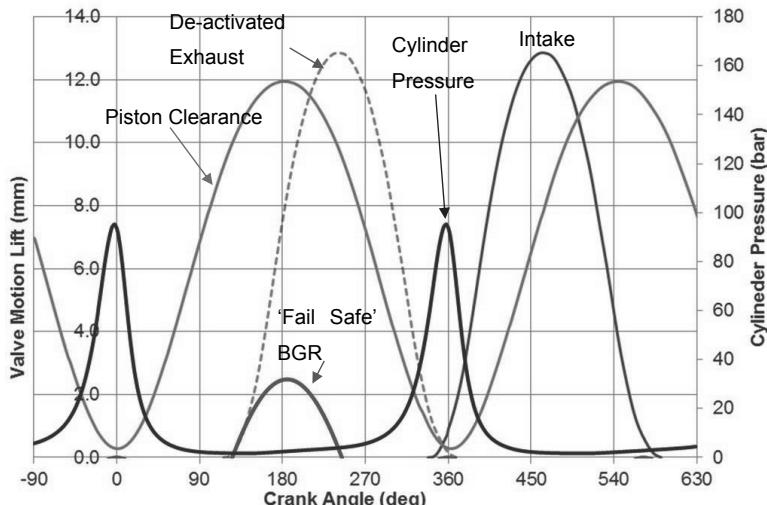


Fig. 4: Valve and engine piston motions with cylinder pressure described

Other strategies to improve reaction time and manage the engine brake assisted automated manual transmission shifts are described in Howell et.al [3]

1.5 Stroke Compression Release Brake – 1.5 Stroke HPD

This modified 2 stroke brake process was first described in Meistrick invention [5] where one CR event was combined with one bleeder cycle to produce “1&½ cycle”. In this recent proposal, we have similar braking exhaust events to the full 2 stroke system, along with deactivation of the normal exhaust event, but the normal intake event is not disabled, and there are no braking intake openings. The intake valve motions remain unchanged from normal positive power operation. The valve opening description is shown in piston schematics **Fig. 5**, and the valve opening schedule in **Fig 6**.

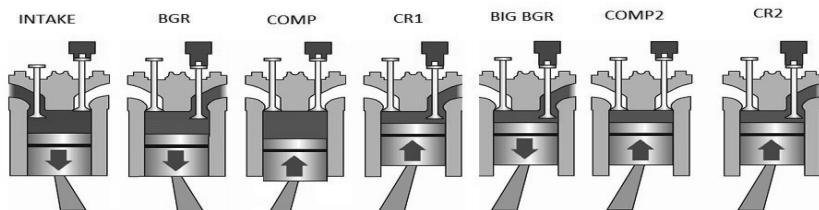


Fig. 5: 1.5 stroke HPD piston schematic

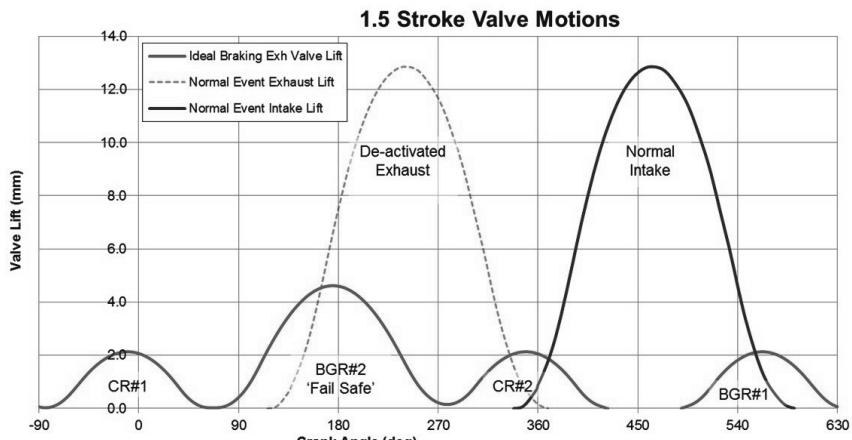


Fig. 6: 1.5 stroke HPD valve opening schedule

The key feature of this 1.5 stroke HPD cycle, is that the gasses used in the second compression release event (CR#2) are generated solely from the exhaust manifold gasses pulled in from the 'Fail Safe' BGR, and no fresh air from the intake manifold. The air flow for the 1.5 stroke HPD cycle is shown in **Fig.7**. Because less fresh intake manifold air is used for this engine brake cycle, exhaust temperatures are higher than 4 or 2-stroke brake cycles. This cycle also requires that the intake valve train system be designed to handle higher loads than the normal intake events would require. This is because of the potential transient condition described in **Fig. 4**, but the steady state loads are still higher than positive power, because the intake is opening against some increased cylinder pressure, which does not occur during 2.0 stroke HPD cycle because the normal intake event is disabled. Further examination of **Fig. 7** reveals that at TDCe (exhaust) = TDC#2 there is some reverse flow of cylinder gases into the intake manifold, which is an additional product of the higher cylinder pressures at the start of the normal intake event.

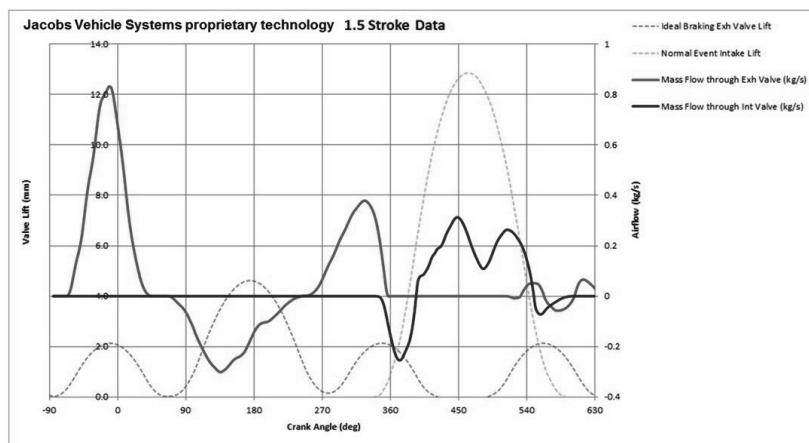


Fig. 7: 1.5 Stroke HPD Cylinder Mass Flow

Brake Power Results

The resulting brake power and comparison between the various brake cycles and engine systems are approximated in a combination of test data and simulation results in **Fig. 8**. Using these strategies, Jacobs was able to realize up to 100% improved braking power with the 2.0 Stroke HPD cycle at lower speeds when compared to conventional 4-Stroke compression release braking. This gap extends to 200% improved braking power at low

engine speeds when comparing the lowest performance 4-Stroke compression brake to the best demonstrated 2.0 stroke HPD performance using different engine systems. Comparably, the 1.5 Stroke HPD cycle was capable of 30-100% improvement over the conventional 4-Stroke compression release brake at the same low engine speeds. This is primarily due to the high air mass flows experienced with the 2.0 Stroke HPD cycle at low engine speeds which allows the turbo to operate at higher efficiencies that are much more similar to power mode operation. At higher engine speeds, the performance difference between the capability of the 2.0 and 1.5 Stroke HPD cycles is closer- within 10-30%, as both systems are typically constrained by the turbocharger overspeed and turbine inlet pressure limits. However, it is still important to recognise that the key differences are at the lower engine speeds, where drivability with lower operating engine speeds are increasingly mandated by fleets or limited by the engine control.

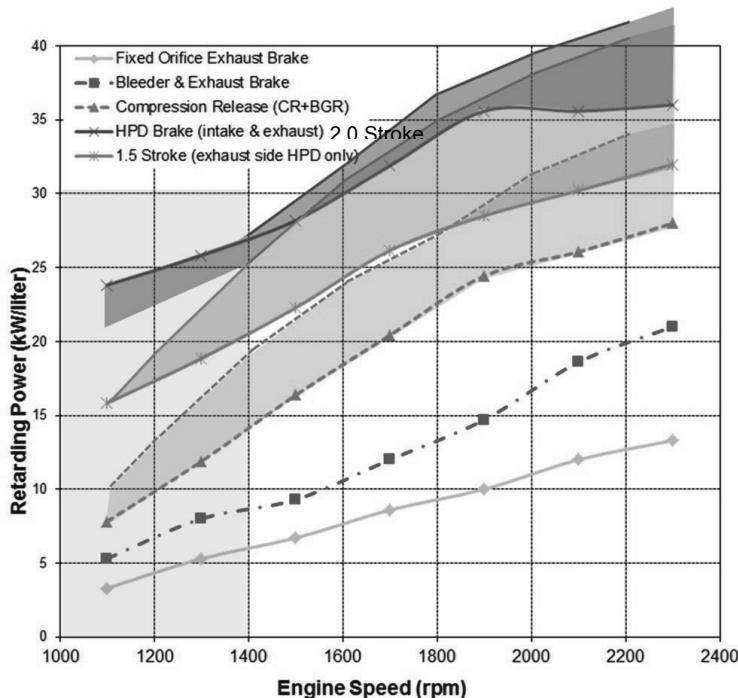


Fig. 8: Engine Braking Power for Various Systems

The range of engine braking power shown, is a result of many different engine architectures, design limits, and constraints. The highest engine brake performance is achievable with:

- Highly efficient Variable Geometry Turbochargers (VGTs)
- Increased injector tip temperature allowance
- Greater back pressure capability
- Some means of adjusting boost or backpressure:
 - VGT
 - Active Turbocharger Wastegate
 - EGR Valve
 - Variable Exhaust Flap

The lowest results displayed, are with systems that do not have a means for adjusting these in brake mode.

It is also important to recognize that a simple fixed geometry turbocharger when combined with a 1.5 Stroke braking system can, at low speeds, outperform 4 stroke power levels on the most sophisticated air management systems that have VGT's. This is particularly important with trends toward down speeding and low backpressure turbochargers that will trade low speed braking performance for fuel economy. It is critical that engine manufacturers consider the negative impact that these turbocharger changes can have on engine braking performance, and consider that there are combinations of solutions, including the 1.5 and 2.0 HPD cycles, that can either compensate for brake performance losses because of these choices, or result in best-in class engine brake performance.

In a comparison of a typical engine brake and a Driveline retarder (**Fig. 9**), it is observed that the Driveline retarder is vehicle speed dependant and the engine brake is dependent on engine speed, which frequently required downshifting to maximise the engine brake power. Now with the advent of the 2.0 Stroke HPD engine brake, Jacobs was able to demonstrate comparable vehicle retarding to the Driveline retarder without necessitating downshifting. It is also observed that Driveline retarders are susceptible to the limits of the cooling rate of the system, and can experience brake retarding power reduction over prolonged braking as the system is derated when cooling system limits are reached. The 2.0 Stroke HPD engine brake does not experience this derating, as it is not rejecting any excessive heat to the engine cooling system, and will thus outperform the Driveline during extended braking (See **Fig. 9**). With trends to reduce aerodynamic drag through reduced vehicle frontal area, the cooling

system capacity is becoming an ever increasing challenge, and these engine braking cycles will not require any additional cooling capacity than what is designed for the base engine.

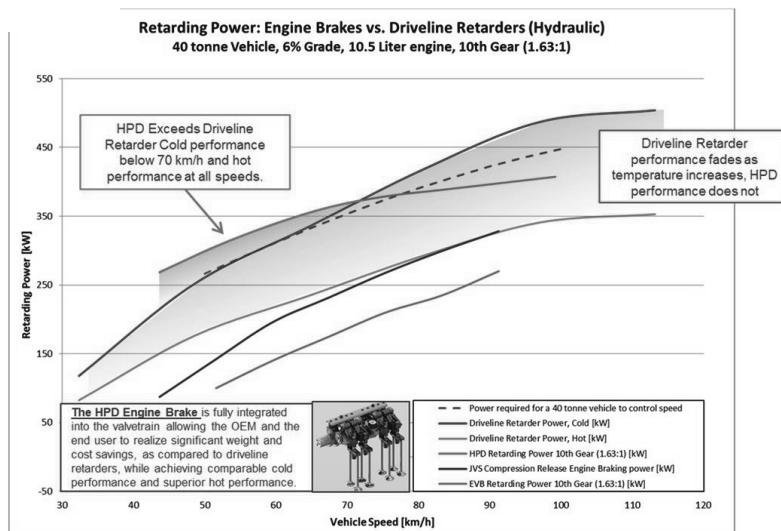


Fig. 10: 2.0 Stroke HPD Brake Comparison to Driveline Retarder

In summary, the HPD engine brake:

- Produces up to 100% increase in retarding power at low engine speeds over a traditional engine brake
- Similar performance to a Driveline retarder, but with
 - lower cost
 - less mass
 - simpler installation
 - no additional cooling capacity
 - no parasitics in normal driving operation
- Enables excellent vehicle supplemental retarding for:
 - Engine down-speeding
 - Engine downsizing
 - Trends in reducing overall vehicle rolling resistance and aerodynamic drag
 - Increased gross vehicle weight
 - Shorter vehicle stopping distances

- Natural Gas engines with lower compression ratios
- Lower backpressure turbocharger systems for improved FE
- Improved Drivability= downshifting not required & faster power rise
- Higher controlled downhill speeds = higher productivity
- Higher downhill speeds at lower RPM protects against overspeed events

ADT™: Active Decompression Technology

Modern diesel engines have exceedingly high cylinder compression ratios. During engine start-up and shut-down, the engine shakes violently because the engine is cranking against high cylinder pressures. Jacobs has developed a simple engine decompression device in response to the market need for engine Start/ Stop systems and to eliminate this NVH of the engine shaking during these start-ups and shut-downs. The mechanism uses a latching piston (See **Fig. 10**) that once activated, will prevent the rocker arm from returning to the cam base circle, and thus hold the valve open. With the engine valve open, during normal cranking of the engine, the engine cylinder will not be able to generate high pressures.



Fig. 11: Decompression Latch

A latch is used, so that even when the engine is fully shutdown, and there is no power applied to the system, the latches will still be locked for any of the cylinders where the valve springs are holding the rocker arm engaged to the latch. For a system that uses engine oil to actuate the latches and the engine is shutdown, one or two of the rocker arms on an in-line 6 cylinder engine (for example) will be at a position where they are opening the engine valve, but are beyond the position of the latch. For these cylinders, the latch will be retracted when

there is no activation oil pressure at engine start-up. This can be termed 'passive' decompression, because when the engine is first started, only 4-5 cylinders are decompressed. If oil pressure is not available in the overhead during this start-up sequence, those latches will retract during the first revolution of the cam. This can still achieve some benefit, particularly on a hot engine, however in testing it was found that 'Active' decompression provided the greatest benefits. This is accomplished when the latches are re-activated before the engine start-up sequence is initiated, which ensures that all the cylinders are decompressed. Another facet of Active decompression, is that the latches can remain activated as long as desired, remaining decompressed until the fuel system is synchronized and ready to inject, or inlet air heaters have warmed the cylinders. In testing, it was found that briefly delaying the introduction of fuel, allowed the engine to reach critical speeds that would promote combustion and thus reducing the number of incomplete combustion events, and allowing for improved start-up emissions. These non-fuel cold cranking cycles, also allows time for the engine to build oil pressure, and can improve overall start-up time. This is particularly useful on cold engine starts where the fuel system may not be prepared to inject fuel, and the cranking energy consumption can be reduced. The reduced energy usage with ADT can possibly be re-applied to an inlet air heater for a further benefit to cold start-up.

The reduction of current used to start the engine with an electric starter is compared between normal, 'Active' and 'Passive' decompression for an 8L engine in **Fig. 11**. The key to understanding this plot is that the first current peak shown is due to the current inrush to the starter and this does not reflect the engine load. It is the next current peak after this inrush that indicates the engine load for the different start-up process. In this test, starter loads were reduced 17% with 'Passive' decompression and 39% with 'Active' decompression under the baseline without decompression.

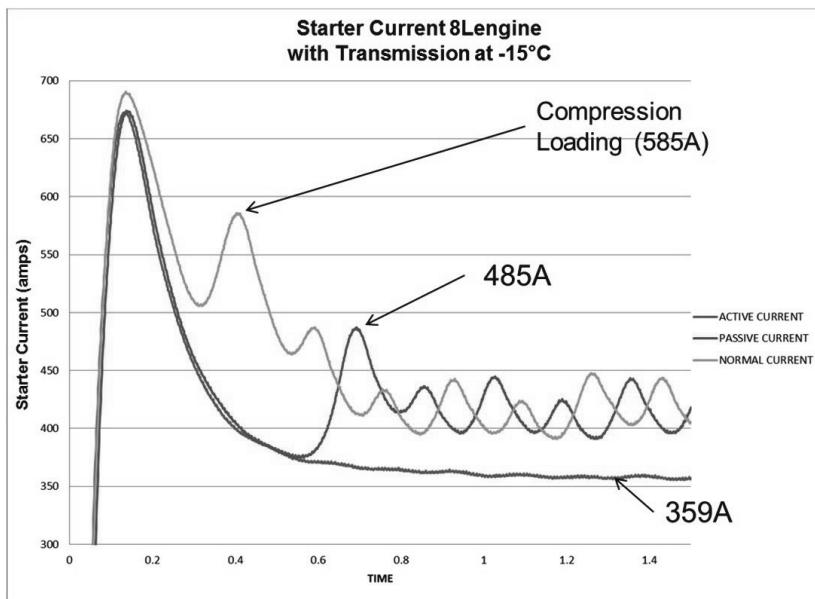


Fig. 12: Starter current during start-up

Active Decompression results for a 15L are shown in Fig.12, which also demonstrated approximately 40% reduction in starter current

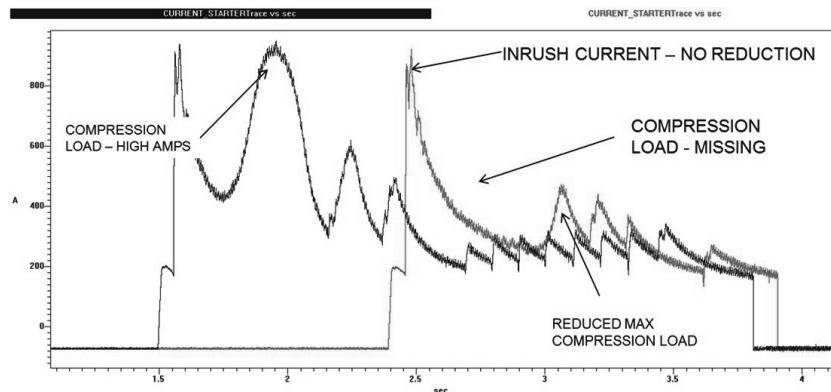


Fig. 13: Active Decompression starter current for a 15L engine at ambient conditions

The next feature examined for decompression, was the NVH or engine ‘shake’ during shutdown. This was measured with a 15L engine in a Jacobs test cell using linear transducers on the engine mounts to indicate engine displacement. Shown in **Fig.13**, the engine displacement was reduced around 90% using decompression. Another representation of this data includes a comparison when compression release shutdown procedure was used (**Fig. 14**), which revealed no measurable difference for using the engine brake when compared to a non-decompressed engine.

Note: The engine for these tests was mounted with heavy duty rubber mounts in a dyno cell.

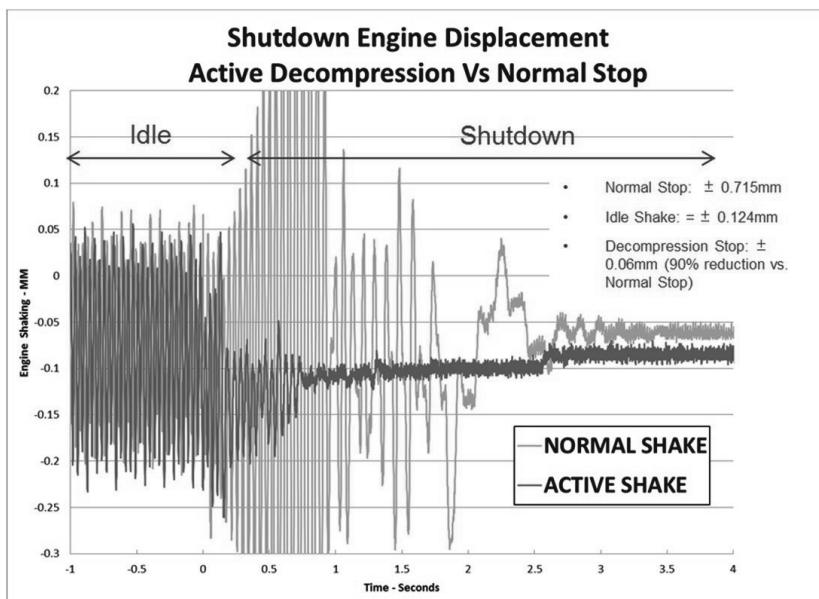


Fig. 14: Engine displacement during shutdown

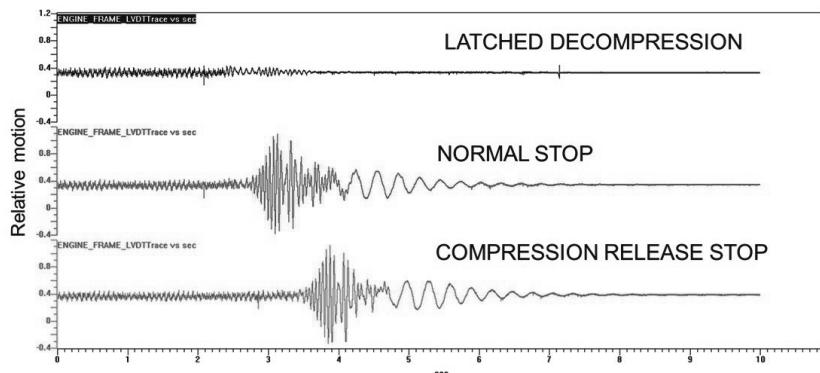


Fig. 15: Active Decompression Comparison (relative motion; v= linear transducer voltage)

The benefits for Active Decompression can be summarized to:

- Reduced startup emissions & fuel consumption
 - Start/Stop - no engine idling
 - Reduced unburned hydrocarbons during start-up

- Greenhouse gas credits
- Reduced Energy Consumption during cranking
- Improved Driver Satisfaction
 - Reduced engine and cabin shake
 - Enables driver to sleep through automated engine start-stop during engine charging events to maintain hotel battery load
 - Greater acceptance of Start/Stop operation during driving start-stop conditions
- Improved Start System Functionality
 - Reduced battery current draw
 - Reduced weight, size and cost of battery, cables and starter
 - Faster engine start-up
 - Improved Cold Start
 - Improved starter ring-gear wear
 - Improved priming of fuel system with higher cranking speeds

Acknowledgements

I would like to thank the amazing dedication and innovation of the Jacobs team who contributed to the development and test results contained in this report

References

- [1] Cummins: Diesel engine brake control. U.S. Patent No. 2,876,876, 1959
- [2] Fuchs, N.; Meistrick, Z.; Ernest, S.; Roberts, G. et al.: Development of a High Performance Two-Cycle Engine Brake for Medium and Heavy Duty Diesel Engines. SAE Technical Paper 2013-01-0586
- [3] Howell, T., Swanbon, B., Baltrucki, J., Steines, A. et al., "Vehicle Demonstration of 2 Stroke Engine Brake in a Heavy Duty Truck," *SAE Int. J. Commer. Veh.* 9(2):260-269, 2016, doi:10.4271/2016-01-8061.
- [4] Howell, T., Swanbon, B., Steines, A., Baltrucki, J.. et al., "Development and Testing of a Two-stroke Engine Brake for Commercial Vehicles" MTZ November
- [5] Meistrick Z.S., "Engine retarding method and apparatus", U.S. Patent No 4,592,319, June 3, 1986
- [6] Pantow, E.: Controllable cooling system for heavy-duty commercial vehicles. International Engine Congress, 2016 Vol. 77, pages 44-48

Contact Information

Robb Janak
Director New Technology
Jacobs Vehicle Systems
robb.janak@jakebrake.com

Hilko Schmitt
Business Development Manager
Jacobs Vehicle Systems
hilko.schmitt@jakebrake.com

Abbreviations:

ADT= Active Decompression Technology
BDC= Bottom Dead Center of the engine piston stroke
BGR= Brake Gas Recirculation
COMP= Compression
COMP#2= Compression #2
CR= Compression Release
EGR= Exhaust Gas Recirculation
FE= Fuel Efficiency
GVW= Gross Vehicle Weight
HPD= High Power Density
NVH= Noise Vibration and Harshness
TDC= Top Dead Center of the engine piston stroke
TDCc= TDC compression= TDC#1
TDCe= TDC exhaust= TDC#2
VGT= Variable Geometry Turbocharger

Transiente Ventiltemperaturmessung an HD-Ventilen

**Dr.-Ing. Christoph Beerens, MSc Heiko Heckendorf,
Dipl.-Ing. Christoph Luven, MAHLE GmbH, Stuttgart**

Kurzfassung

Infolge der fortlaufend verschärften gesetzlichen Randbedingungen bezüglich Emissionen und CO₂-Ausstoß werden Heavy-Duty-Verbrennungsmotoren zu höherer Effizienz und geringeren Emissionen hin entwickelt. Dementsprechend ist die Ventilgruppe z.B. mit immer höheren Temperaturen, Spitzenzylinderdrücken und aggressiven Kondensaten konfrontiert. Indirekt ist somit die Betriebsfestigkeit der Ventilgruppe bei diesen verschärften Randbedingungen ein Beitrag zur höheren Effizienz neu entwickelter Motoren.

MAHLE hat eine eigene Technologie zur Messung der transienten Temperaturen in Echtzeit entwickelt, die „Transiente Ventiltemperaturmessung“ (TVTM).

Es handelt sich um eine mechanisch einfache Methode mit Thermoelementen, die direkt in den Ventilen appliziert sind. Die Ventiltemperaturen können nun kontinuierlich in stationären und transienten Betriebszuständen gemessen werden.

Hierfür werden keine Änderungen an der Funktion des Ventiltriebs vorgenommen. Insbesondere können die Ventile frei rotieren und bei drehendem Ventil kann auch die Temperatur am kompletten Umfang des Ventilsitzes gemessen werden.

Durch den Einsatz dieser Methode können die Ventile online auf Einhaltung der Grenzen der Materialtemperaturen im realen Betrieb überprüft werden. Materialauswahl und FEM-Ermüdungsauslegung werden dadurch mit Hilfe der transient gemessenen Temperaturen im gesamten Kennfeld des Motors unterstützt. Die TVTM wird dementsprechend bei MAHLE intensiv zur Bewertung neuer Ventiltechnologien (z.B. neue Werkstoffe, Füllgrad bei der Natriumfüllung etc.) eingesetzt.

Gegenüber der konventionellen thermometrischen Temperaturmessung (indirekte Messung über Härteabfall) an nur einem Betriebspunkt gibt es mit der TVTM ein wesentlich vollständigeres Bild. Das komplette Kennfeld ist mit dieser Messmethode abgedeckt, bisher vorhandene blinde Flecken werden eliminiert. Insbesondere können transiente Effekte wie

Nachheizen bei Lastabfall und Aufheizverzögerungen bei Lastsprüngen eingehend untersucht werden. Auch verschiedene Applikationen lassen sich direkt vergleichen, z.B. auch der Motorbremsbetrieb. Unerwartete Effekte im Rahmen einer Neukalibrierung oder Verbrennungsapplikation lassen sich vorab aufdecken, da es keine Restriktion durch diese Messtechnik gibt. Im Rahmen dieses Aufsatzes werden dazu typische Messergebnisse und auch der Vergleich mit der klassischen Methode vorgestellt.

1. Motivation und Anforderungen

MAHLE hat zur Klärung offener Fragen bei Ventiltemperaturen eine transiente Messtechnik entwickelt, die folgende Anforderungen erfüllt:

- Die Ventile können frei rotieren
- Es gibt keinen Einfluss auf die Dynamik des Ventiltriebes
- Es gibt keinen Einfluss auf die Thermodynamik des Ventiltriebes
- Es gibt bis zu 4 Messstellen pro Ventil
- Die Messstellen können direkt unter der Oberfläche des Ventiles liegen
- Die Anwendung ist an Voll- und Hohlventilen möglich
- Es gibt keine Probleme mit Ermüdung oder Anrisse der Ventile
- Die Bauraumanforderungen der Methode sind kompatibel mit den Gegebenheiten im Ventiltrieb eines HD-Motors

In den vergangenen 10 Jahren hat MAHLE diese Messmethode weiterentwickelt und verfeinert. Dieses wurde insbesondere durch die Weiterentwicklung der verwendeten Elektronik aus dem Mobilfunkbereich mit unterstützt. Dadurch bedingt musste dann auch keine Spezialentwicklung für die Hardware betrieben werden.

Nur die Software wurde speziell für diese Anwendung (weiter-)entwickelt.

2. Messmethode

Kurz gesagt besteht der Aufbau einer Messung der TVTM aus den folgenden Komponenten, wie dargestellt in Bild 1:

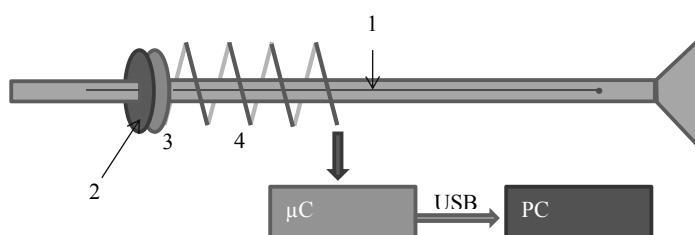


Bild 1: Prinzipieller Aufbau der TVTM

- Thermoelemente (1) messen die Temperaturen (max. 4 pro Ventil)
- Die Elektronik (2) auf dem Federteller (3) wandelt die Thermoelementspannung um in ein digitales Signal
- Signal und Spannungsversorgung erfolgen simultan über die vom Zylinderkopf isolierte Ventilfeder (4)
- Ein Mikrocontroller sammelt die Signale von allen Ventilen und Thermoelementen im Zylinderkopf ein
- Der Mikrocontroller kommuniziert mit dem Steuercomputer, auf dem die Daten gleichzeitig dargestellt und gespeichert werden, die Spannungsversorgung und Datenübertragung werden über einen USB-Bus dargestellt

Mechanisch werden die Thermoelemente im Ventil eingebaut und über einen Lötstützpunkt am Ventilschaftende und einer kurzen Litze mit der Elektronik verbunden

Die Elektronik (Abbildung 2) wird durch einen Stift in einer Bohrung durch den Ventilschaft fest mit dem Ventil verbunden.

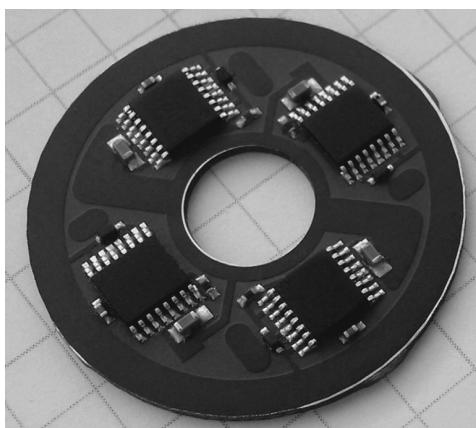


Bild 2: Federteller-Platine zur Analog-Digitalwandlung von 4 Thermoelementspannungen

Um das Signal und die Spannungsversorgung über die Ventilfeder leiten zu können, muss diese gegen den Zylinderkopf und die Kegelstücke isoliert werden, **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden..** Die elektrische Leitung über unteren Federteller, Ventilfeder und oberen Federteller ersetzt damit die übliche Drahtanwendung, aufgrund

derer das Ventil gegen Rotation blockiert werden müsste. Die elektrische Verbindung über diese mechanischen Kontakte ist aufgrund der Vorspannung der Ventilfedern zuverlässig, es sei denn es treten Resonanzen im Ventiltrieb auf. Bei HD-typisch relativ niedrigen Drehzahlen und einer stabilen Auslegung der Dynamik des Ventiltriebs sollte es hier aber keine Probleme geben.

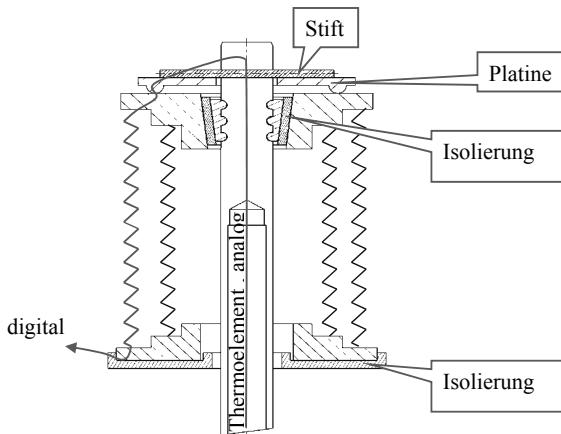


Bild 3: Mechanischer Aufbau der TVTM, Signalpfad in rot (analog und digital)

Die Platine, die die Umwandlung der analogen Spannung der Thermoelemente in ein digitales Signal vornimmt, ist mechanisch und damit auch elektrisch mit dem oberen Federteller verbunden. Spannungsversorgung und Signalweg werden über die Ventilfeder dargestellt, die Masseverbindung des Schaltkreises erfolgt 3-fach parallel über Ventilschaft und Ventilführung, Ventilschaftende und Nockenfolger, Ventilsitz und Ventilsitzring zum Zylinderkopf.

Die Platzierung der Thermoelemente wird jeweils nach den aktuellen Anforderungen der Messaufgabe definiert. Einige typische Beispiele sind (siehe Abbildung 4):

- Unter der Ventilsitzfläche: Ventilrotation, Gradienten um die Ventilachse
- Ventilschaft: Temperaturniveau für Abschätzung der Materialermüdung
- Ventilehle: Temperaturniveau für Abschätzung der Materialermüdung
- Ventilteller: Wandtemperaturen im Brennraum

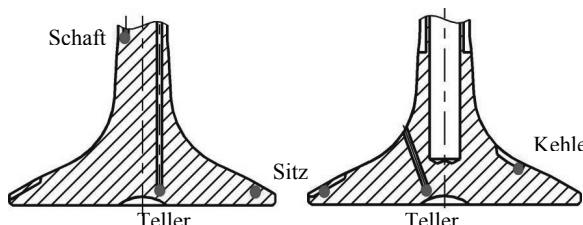


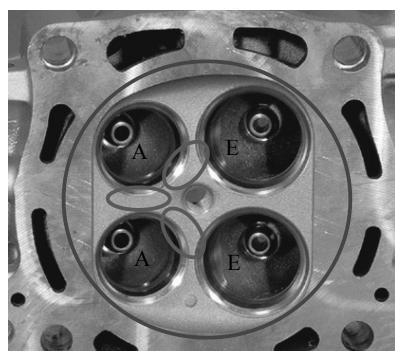
Bild 5: Einige mögliche Positionen der Thermoelemente bei der TVTM

2. Typische Anwendungen der TVTM

Im Folgenden werden nun einige praxisrelevante Beispiele für die Anwendung der TVTM dargestellt.

Anwendung: Temperaturgradienten am Ventilsitz in Umfangsrichtung

Temperaturgradienten um den Ventilsitz sind infolge der asymmetrischen und ungleichförmigen Kühlung des Zylinderkopfes typisch für alle Typen von Verbrennungsmotoren.



In rot werden in rot die typischerweise schlecht gekühlten und in blau die typischerweise gut gekühlten Bereiche um einen Ventilsitzring gezeigt.

Bild 6: Typische heiße (rot) und kalte (blau) Zonen am Zylinderkopf

Ein um seine Achse rotierendes Ventil erfährt diese transiente, ungleichförmige Temperaturverteilung auf seinem Ventilsitz. Wird jetzt in den Ventilsitz dicht unter der Oberfläche ein Thermoelement eingebracht, zeichnet sich diese Temperaturverteilung gut sichtbar ab.

Ab einer gewissen Temperaturschwingbreite erzeugt diese permanent zyklische Belastung kritische thermische Spannungen. Zwei Schadensphänomene werden durch diese Randbedingungen generiert:

1. Radiale Anrisse am Ventilsitz infolge thermomechanischer Ermüdung, siehe **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**
2. Einseitiger Verschleiß am Ventilsitzring infolge thermisch reduzierter Warmhärte

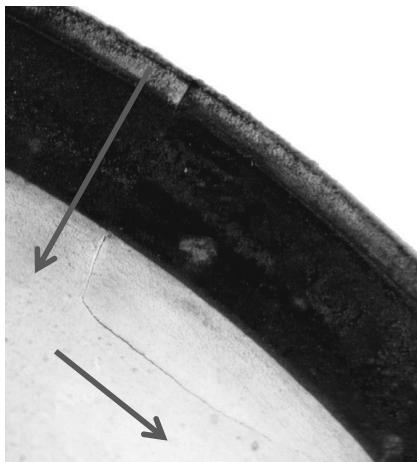


Bild 7: Typischer Anriß am Ventilsitz: Rissfortschritt erst radial im Mode 1, dann tangential im Mode 2

Durch die Anwendung der TVTM lassen sich jetzt die Temperaturen eines Punktes auf dem Ventilsitz während der Rotation des Ventils darstellen, siehe **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden..** Jede periodische Wiederholung dieses typischen Musters stellt eine komplette Ventilrotation dar. Es lässt sich sowohl die Temperaturamplitude als auch die Drehzahl der Ventilrotation ablesen, wie hier am Beispiel eines 12l-HD Motors: 140K und 200sec.

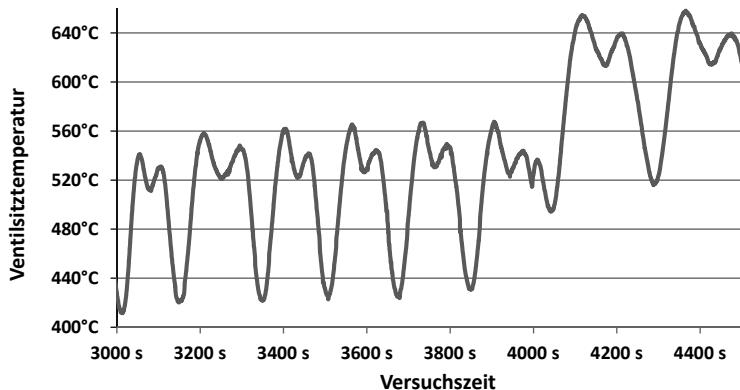


Bild 8: Transiente Ventilsitztemperaturen

Dieser transiente Temperaturverlauf ist für alle 4-Ventilmotoren typisch, gleich ob PKW oder Nutzfahrzeug, Otto- oder Dieselmotor, aber natürlich nur so lange das Ventil rotiert. Die Minimaltemperaturen treten immer in der Nähe der gut gekühlten Zylinderwand auf, die Maximaltemperaturen an den bedeutend schlechter gekühlten Ventilbrücken und Injektoren. Im Beispiel erfolgte auch noch bei ca. 4000s eine Drehzahl- und Laständerung, durch die die mittlere Temperatur verschoben wird und die Drehzahländerung des Motors auch die Drehzahl des Ventils proportional beeinflusst.

Dieses Bild kann mit der TVTM im kompletten Kennfeld gemessen werden und erlaubt so eine lückenlose Betrachtung der Effekte. Mit der klassischen thermometrischen Methode ist das unmöglich, da diese keinerlei transiente Beobachtung erlaubt. Auch bei drahtgestützter Messung mit blockierten Ventilen sind diese Effekte nicht sichtbar.

Nebenbemerkung 1: Ventilrotation ist insbesondere bei HD-Motoren keine Selbstverständlichkeit, da im Vergleich zum PKW-Motor die Drehzahlen sehr niedrig sind. Sie ist aber eine Voraussetzung für einen gleichmäßigen Verschleiß am Ventilsitz, der die Motorlebensdauer positiv beeinflusst, da er Ventildurchbläser stark verzögern kann. Der Optimalfall wäre damit eine sichergestellte Ventilrotation bei nicht zu großer Temperaturschwingsbreite.

Nebenbemerkung 2: In manchen Fällen treten sogar am Ventilschaft derart hohe Umfangsgradienten in der Temperatur auf, dass eine Biegung durch einen bimetall-artigen Dehnungsverlauf über den Ventilschaftquerschnitt erzeugt wird. Dies generiert eine Fehlstellung des derart radial verschobenen Ventiltellers zum Ventilsitzring und damit relativ

hohe Biegespannungen direkt über dem Ventilteller im Schaft und nebenbei auch ungleichförmigen Sitzringverschleiß.

Nebenbemerkung 3: Die Ventilrotation am HD-Motor kann derart langsam sein, dass eine Beobachtung über eine relativ lange Zeit erforderlich ist, bevor über Rotation oder Nichtrotation entschieden werden kann. Es macht Sinn, einen kompletten Rotationszyklus abzuwarten, der das typische Muster aufzeigen sollte, auch wenn diese Gewissheit Laufzeit kostet.

1. Anwendungsbeispiel 1 für die TVTM: Motorbremsbetrieb

Die Ventiltemperaturen beim Betrieb der Dekompressionsbremse im Motor sind wichtig für eine Abschätzung der Belastung und des Verschleißes in diesem Betriebszustand. Sie lassen sich sehr elegant mit der TVTM erfassen und darstellen, hier ein Beispieldiagramm, in dem Fahr- und Bremsbetrieb gemeinsam dargestellt wurden (Abbildung 9).

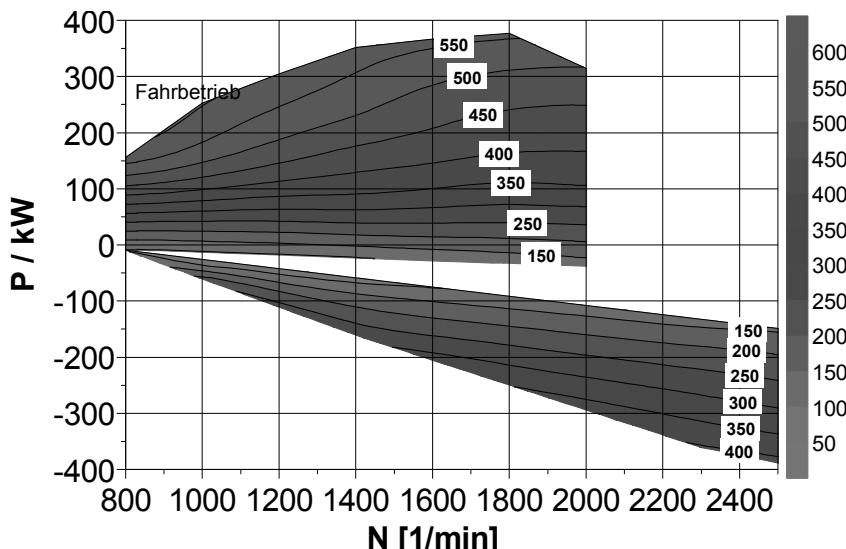


Bild 10: Ventilschafttemperatur für ein Auslassventil, unten im Bremsbetrieb, oben im befeuerten Motorbetrieb

Auffällig an diesen Ergebnissen ist insbesondere das relativ niedrige Temperaturniveau im Bremsbetrieb, das hierbei eine hohe Festigkeit des Ventilstahls bewirkt.

2. Anwendungsbeispiel für die TVTM: MAHLE EvoTherm® Ventil, Temperaturgradienten am Umfang

Durch die zunehmenden thermischen Belastungen der Motorventile getrieben hat MAHLE einen neuen Hohlventiltyp mit vergrößerter Oberfläche im Ventilkopf entwickelt, (Abbildung 11). Da der Kühlleffekt einer solchen Änderung nicht analytisch oder numerisch quantifizierbar ist, sind Temperaturmessungen mit der TVTM hier unabdingbar. Ansonsten wäre es möglich, dass es Bereiche des Motorkennfeldes gibt, in denen keine oder nur eine minimale Kühlwirkung vorliegt. Das könnte aufgrund der partiellen Überschätzung der Kühlwirkung zu einer schlechten Kosten/Nutzen-Relation oder sogar zu konkreten Ventilproblemen führen.

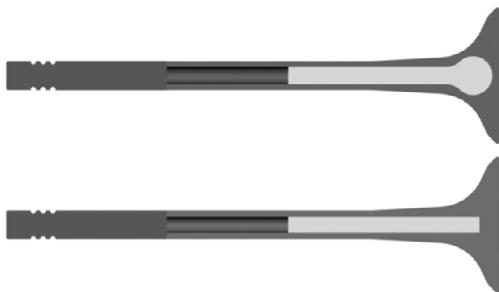


Bild 12: Typisches Hohlventil (unten) vs. MAHLE EvoTherm® Ventil (oben)

Die Messung der Temperaturverteilung über den Umfang des Ventilsitzes im gesamten Kennfeld ist nur mit der TVTM zugänglich. Im Falle von Problemen am Ventilsitz mit radialen Anrisse können so nun auch die Temperaturschwingbreiten am Umfang über das gesamte Betriebskennfeld gemessen werden. Wenn das für zwei Ventiltypen in einem gemeinsamen Motorlauf erfolgt, sind die Ergebnisse schnell und einfach miteinander vergleichbar, Abbildung 13 und Abbildung 14.

Im Gegensatz zum Vollventil weist das EvoTherm® Ventil hier einen wesentlich reduzierten Temperaturgradienten am Ventilsitz auf, von max. 112K auf max. 34K reduziert. Offensichtlich hat in diesem Motor der birnenförmige Hohlraum eine starke Vergleichsmäßigung der Temperaturschwingbreite durch bessere Kühlwirkung erzielt.

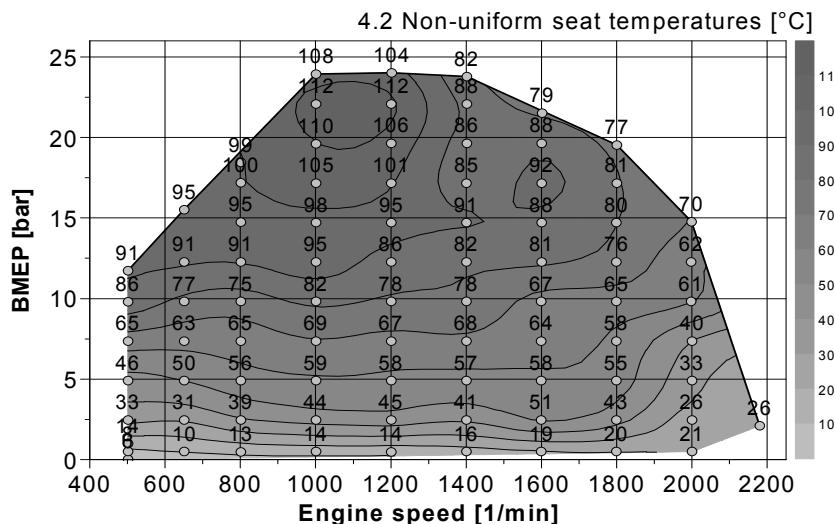


Bild 15: Maximale Temperatur-Unrunde am Ventilsitz, Vollventil

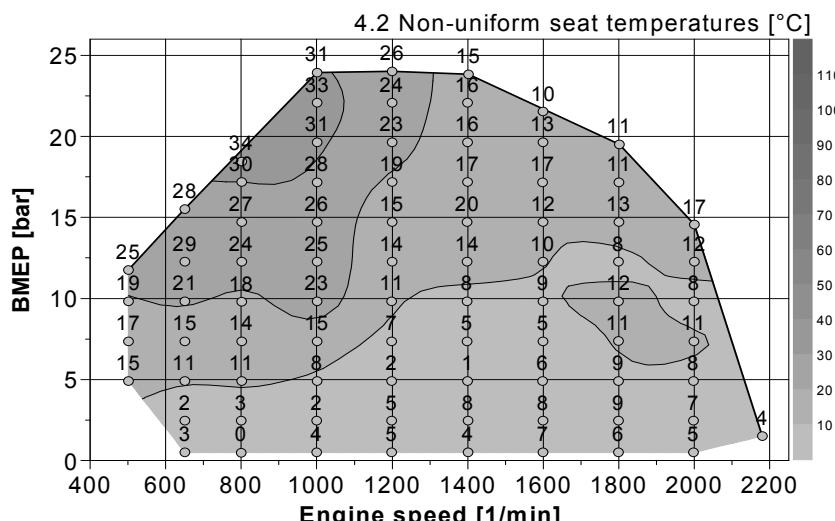


Bild 16: Maximale Temperatur-Unrunde am Ventilsitz, EvoTherm® valve

3. Anwendungsbeispiel für die TVTM: Ventiltemperaturen in einem HD Erdgas-Motor

In einem weiteren Beispiel für die Anwendung der TVTM wurde das thermische Verhalten von Ventilen in einem mit Erdgas (CNG) betriebenen HD-Motor untersucht. Durch die Umstellung der Verbrennung von Diesel auf Otto und den geänderten Kraftstoff sind hier komplett veränderte Randbedingungen zu erwarten, die sich auch zu weit vom Erfahrungsbereich entfernen, um noch eine gute Prognose machen zu können.

Insbesondere war die Frage wichtig, ob noch die Standardventile aus der HD-Diesel Applikation ausreichen oder schon natriumgekühlte Hohlventile erforderlich sind.

Dazu wurde ein TVTM-Motorlauf mit einer gemischten Bestückung aus Hohl- und Vollventilen gefahren. Thermoelemente wurden in der Hohlkehle und am Schaftübergang der Ventile installiert, um die beiden mechanisch kritischen Bereiche der Ventile thermisch zu überprüfen.

Typisch für die Temperaturen in einem Gasmotor, dargestellt in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** und Abbildung 17, ist das Auftreten der Maximaltemperatur bei Nennleistung mit hoher Drehzahl, da es hier keine Kühlung durch Anfettung geben kann, durch die beim Benzinbetrieb die Temperatur limitiert werden könnte.

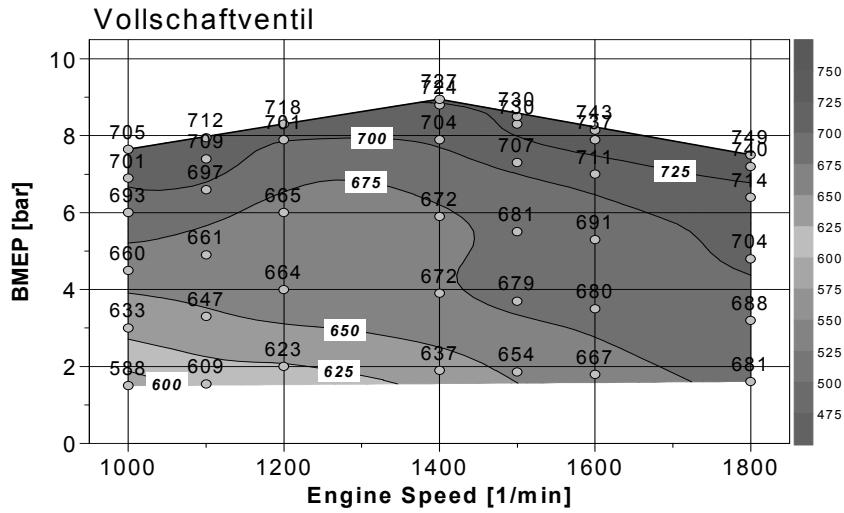


Bild 18: Vollschaftventil für Heavy-Duty Erdgasmotor (CNG), Temperaturunrunde

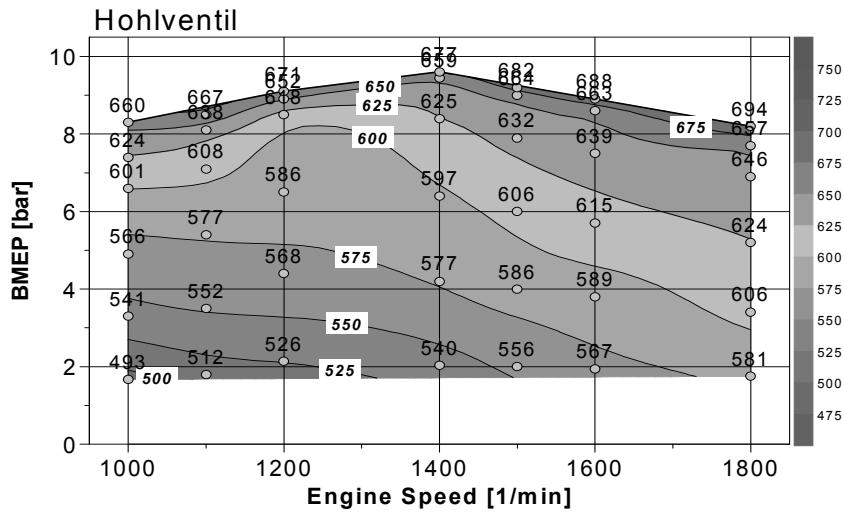


Bild 19: Hohlventil für Heavy-Duty Erdgasmotor (CNG), Temperaturunrunde

Das Vollventil liegt aufgrund der relativ geringen spezifischen Leistung des Motors gerade noch im zulässigen Bereich des Werkstoffes bei ca. 750°C. Reserven hat der Werkstoff hierbei nicht mehr. Im Vergleich dazu ist die Maximaltemperatur des Hohlventils mit 694°C um ca. 55K niedriger, was gerade hier im Bereich des Steilabfalls der Festigkeit des Werkstoffes eine sehr große Steigerung bedeutet.

Interessant ist die Beobachtung, dass der Kühlungseffekt des Hohlventils auch schon bei niedrigen Drehzahlen wirksam ist, was eben numerisch oder analytisch nicht prognostizierbar wäre.

Komplementäre Methode zur TVTM: TMV 2.0

Trotz der weiten Möglichkeiten hat die TVTM aber auch eine prinzipbedingte Einschränkung: Die Methode hat keine hohe räumliche Auflösung, sondern „nur“ eine zeitliche Auflösung, da die Anzahl der Thermoelemente begrenzt ist.

Die klassische Methode der thermometrischen Temperaturmessung bietet nun das genaue Gegenteil: Keinerlei zeitliche Auflösung, aber gute räumliche Auflösung. Diese räumliche Auflösung sehr weitgehend zu verbessern ist das Ziel der im Folgenden vorgestellten erweiterten thermometrischen Messmethode, hier TMV 2.0 genannt, die dabei gleich noch weitere Vorteile generiert (TMV=TemperaturMessVentil).

Ein Beispiel der bisher üblichen thermometrischen Messungen ist in Bild 20 zu sehen:

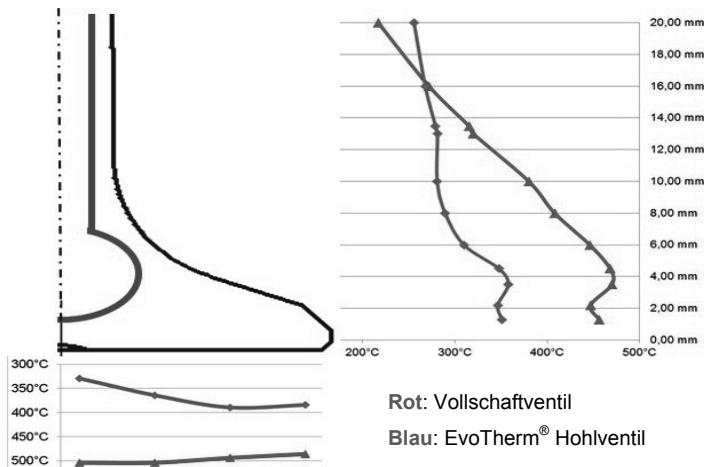


Bild 20: Klassisches TMV-Resultat, Temperaturen an der Oberfläche (Beispiel:

Einlassventil):

Es werden nach einem Motorlauf Härtmessungen entlang der Oberfläche der Komponente durchgeführt, die einen Temperaturvergleich der verschiedenen Ventilvarianten erlauben.

Um wesentlich mehr Informationen aus der TMV zu extrahieren, wird die Messung jetzt über ein sehr feines Raster mit sehr vielen Härtmessungen durchgeführt, siehe Abbildung 21. Dass dabei tausende von Härtmesspunkten anfallen, wenn die sinnvolle Rastergröße von 0.20mm bis 0.25mm angewendet wird, stört bei einem vollautomatischen Ablauf der Messung nicht. Es entsteht lediglich ein großes Tabellenblatt mit Härtewerten, die alle mit Hilfe der Anlasskurve der Werkstoffes in lokale Temperaturen umgerechnet werden können. Die Vorbereitung des Schliffes durch die Komponente ist exakt identisch mit der klassischen Methode.

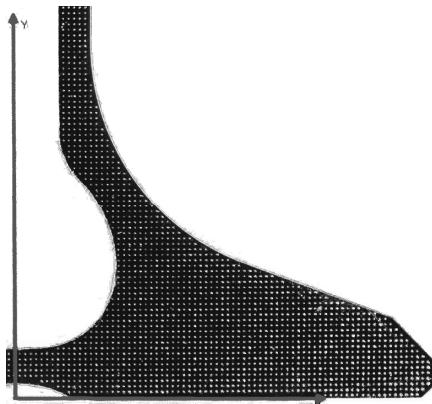


Bild 22: Feines Raster an Härtemessungen für die TMV 2.0 ($0.2 \times 0.2 \text{ mm}^2$)

Das Verfahren hat zwei wesentliche Vorteile gegenüber der Standardmethode:

1. Durch die Vielzahl der Härteeindrücke kann der systematische Messfehler der Härtemessung aus dem Ergebnisraster durch Glättung eliminiert werden, was die Genauigkeit stark verbessert (In der Signalanalyse würde man von „Oversampling“ sprechen)
2. Da das feine Raster auch eine sehr gute Darstellung der Temperaturgradienten erlaubt, ist der lokale Wärmestrom durch diese Messung bekannt, indem die Wärmeleitungsgleichung (Gl. 1) benutzt wird. Dazu wird nur noch die temperatur-abhängige Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes benötigt. Man kann somit von einem „MAHLE-Wärmestrom-Messventil“ sprechen, anstelle des einfachen TMV-Ventils.

$$\text{Gl. 1: } \dot{q} = -\lambda(T) \cdot \text{grad}(T)$$

Stationäre Wärmeleitungsgleichung

Ein Beispiel eines solchen TMV 2.0-Ergebnisses ist in Abbildung 23 gezeigt. Die Temperaturen des Ventils sind gleichzeitig als Farbskala in einem ebenen 2D-Diagramm und auch als Z-Koordinate in einem 3D-Diagramm dargestellt. Der Temperaturgradient wird in Betrag und Richtung durch die Neigung der Oberfläche im 3D-Diagramm direkt sichtbar.

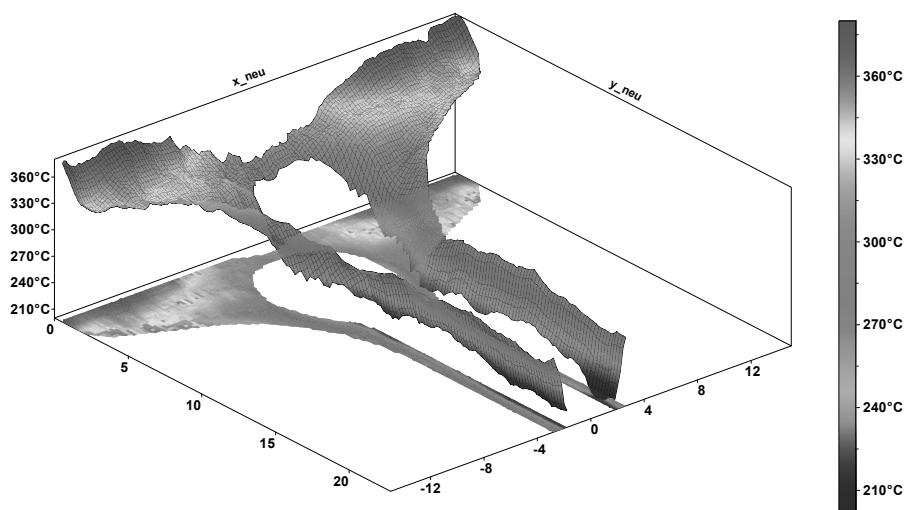


Bild 24: Temperaturen eines EvoTherm® Einlassventils

Anlass für diese Messung war, dass die Erfahrungswerte der thermischen FEM-Randbedingungen aufgrund von Motortyp, Kraftstoff, Ventilgröße und spezifischer Leistung keinerlei brauchbare FEM-Temperaturergebnisse mehr lieferten. Ein Blick auf das 3D-Diagramm reichte aus, um den Grund zu erkennen: Der radiale Wärmestrom im Schaftbereich hat sich in dieser Applikation mit dem EvoTherm®-Ventil im Vergleich zum „normalen“ Hohlventil umgekehrt.

Um die Randbedingungen für eine FEM-Berechnung erst gar nicht mehr ermitteln zu müssen, kann als letzter Schritt dieses Temperaturfeld direkt auf ein FEM-Netz appliziert werden. Damit benötigt man nur noch eine rein mechanisch-statische Berechnung der thermo-mechanischen Belastungen zur Auslegung des Ventils. Der Kühlungseffekt der natriumgefüllten Hohlbohrung ist in dieser Berechnung ohne jeden Modellierungsaufwand komplett mit erfasst! Die Energiegleichung ist so in der FEM-Simulation implizit mit gelöst, weil das „echte“ Temperaturfeld direkt aufgebracht wird.

Neue thermische Randbedingungen können zusätzlich direkt aus dem Temperaturgradienten oder auch aus dem FEM-Ergebnis abgeleitet werden, um für weitere Berechnungen an ähnlichen Applikationen auch ohne Messergebnisse erste FEM-Analysen machen zu können.

Die einzige Voraussetzung für die Anwendbarkeit der TMV 2.0 ist der Mikrohärtemessautomat, der das komplette Härteraster über Nacht oder auch übers Wochenende erzeugen kann. Damit wird weniger Arbeitszeit für die Härtemessungen benötigt als bei der klassischen Methode. Zusätzlich lässt sich die Genauigkeit der Anlasskurve noch deutlich verbessern, indem auch dort ein Härteraster von z.B. 10x10 Punkten gemessen wird, dessen Mittelwert weitgehend frei von den systematischen Härtemessfehlern ist.

Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Eine transiente Ventiltemperaturmessung TVTM wurde von MAHLE entwickelt und vorgestellt. Mit dieser TVTM-Methode können Ventiltemperaturen über das gesamte Motorkennfeld erfasst werden. Es können bis zu 4 Thermoelemente in einem Ventil appliziert werden. Bisher vorhandene blinde Flecke oder dynamische Einschränkungen entfallen fast vollständig.

Ventilrotationen können mit der TVTM einfach detektiert und vermessen werden, ihre LCF-Wirkung auf den Ventilsitz lässt sich besser abschätzen.

Bei neuen Entwicklungen, die den Erfahrungsbereich bisheriger Applikationen verlassen, kann mit der TVTM auf solide Weise eine Erweiterung begründet werden.

Als komplementäre Methode wurde bei MAHLE die TMV 2.0 mit extrem hoher räumlicher Auflösung entwickelt und eingeführt. Temperaturverteilungen und Wärmeströme lassen sich direkt messen bzw. aus Temperaturgradienten ableiten. Das Temperaturfeld lässt sich zusätzlich direkt auf ein FEM-Netz projizieren und erspart die komplexe Ermittlung von thermischen Randbedingungen, was insbesondere für die Modellierung der Natriumkühlung im Hohlschaftventil eine große Herausforderung darstellen würde.

Zusammengenommen stellen TVTM und TMV 2.0 ein neues Instrumentarium dar, mit dem sich Ventiltemperaturen in allen Fällen wesentlich besser als bisher ermitteln lassen. Neue Ventilformen und Motorapplikationen können analysiert und der Erfahrungshorizont kann erweitert werden.

Literatur:

1. Sanders, J.C. and Wilsted, H.D. and Mulcahy, B.A., "Operating Temperatures of a Sodium-Cooled Exhaust Valve as Measured by a Thermocouple", NACA Report No. 754, Cleveland, December 1, 1943
2. Zipkin, M.A. and Sanders, J.C., "Correlation of Exhaust-Valve Temperatures with Engine Operating Conditions and Valve Design in Air-Cooled Cylinder", NACA Report No. 813, Cleveland, October 1, 1945
3. Moses, W.M. and Johnson, R.R., "Experimental study of the transient heat transfer across periodically contacting surfaces", *J. Thermophysics*, Vol. 2, No. 1, January 1988
4. Kenishi Sonoda et al., "Heat Pipe Cooling of Exhaust Valves for Improvement in Hot Corrosion Resistibility", *Bulletin of the M.E.S.J.*, Vol. 18. No.2, pp. 61-70, 1990
5. Wisniewski, T.S., "Experimental Study of Heat Transfer on Exhaust Valves of 4C90 Diesel Engine", SAE Technical Paper, 981040, 1998
6. Hiroshi Miyagawa et al., "Numerical Analysis on Multi-Component Fuel Behaviors in a Port-Injection Gasoline Engine", SAE Technical Paper, 1999-01-3642, 1999, doi:10.4271/1999-01-3642
7. Alkidas, A.C., "Intake-Valve Temperature Histories During S.I. Engine Warm-Up", SAE Technical Paper, 2001, 2001-01-1704, doi:10.4271/2001-01-1704
8. Savel, F.J. III and Gavrilescu, A., "Live Engine Heat Flow from Intake Valve Centerline to Coolant Passage Using 8 Thermocouples in Series with Various Materials", SAE Technical Paper, 2002, 2002-01-0711, doi: 10.4271/2002-01-0711
9. Omrane, A. et al., "Demonstration of Two-Dimensional Temperature Characterization of Valves and Transparent Piston in a GDI Optical Engine", SAE Technical Paper, 2004, 2004-01-0609, doi: 10.4271/2004-01-0609
10. Kenneth Kar et al., "Instantaneous Exhaust Temperature Measurements Using Thermocouple Compensation Techniques", SAE Technical Paper, 2004-01-1418, 2004, doi:10.4271/2004-01-1418
11. Schnitzler, T. et al., "Synergy between Finite Element Analysis Temperature Engine Map Calculations and the Most Modern Pyrometric Measuring Technique Shown for Charge Change Valves", SAE Technical Paper, 2004-32-0028, 2004, doi:10.4271/2004-32-0028
12. Särner, G. et al., "Cycle Resolved Wall Temperature Measurements Using Laser-Induced Phosphorescence in an HCCI Engine", SAE Technical Paper, 2005-01-3870, 2005, doi:10.4271/2005-01-3870

13. Shojaefard, M.H. et al., „Transient Thermal Analysis of Engine Exhaust Valve”, Numerical Heat Transfer, Part A, 48: 627–644, 2005
14. Cate, D. and Radford, D.W., “Determining the Effect of Material Properties on Operating Temperatures of Fiber Reinforced Internal Combustion Engine Poppet Valves”, SAE Technical Paper, 2008-01-2946, 2008, doi:10.4271/2008-01-2946
15. Nobuyuki Tanaka and Akihiko Kawata, “Measurement Technique of Exhaust Valve Temperature”, SAE Technical Paper, JSAE 20159270, SAE 2015-01-1999, 2015, doi:10.4271/2015-01-1999
16. Wüst, J. and Fischer, M., “Optical Measurement of the Valve Temperature”, Porsche Engineering Magazine, pp. 40-45, Weissach, 2015
17. MAHLE GmbH, “Valve Train, Systems and Components”, MAHLE GmbH, Stuttgart, 2013 (in English only via MAHLE GmbH)
18. De Cuypere, T et al., „Demonstrating the Use of Thin Film Gauges for Heat Flux Measurements in ICEs: Measurements on an Inlet Valve in Motored Operation”, SAE Technical Paper, 2016-01-0641, 2016, doi:10.4271/2016-01-0641

Liste von Herstellern automatisierter Mikrohärteprüfmaschinen (alphabetische Sortierung, kein Anspruch auf Vollständigkeit):

- I. ATM
- II. Bareiss
- III. Buehler
- IV. FT-hardness
- V. Innovatest
- VI. KB-Prueftechnik
- VII. LECO
- VIII. Matsuzawa
- IX. Mitutoyo
- X. Schuetz-Licht
- XI. Shimadzu
- XII. Struers

Reibungsminderung in Wälzkontakten durch Werkstoff- und/oder Schmierstoffkonzepte

Reduction of Friction in Slip-Rolling Contacts via Material and/or Lubricant Concepts

Dr. **Dirk Spaltmann**, Ph.D., Dr.-Ing. **Mathias Woydt**,
Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), Berlin

Kurzfassung

Reibungsminderungspotentiale von überrollbeständigen Dünnschichten auf Standardsubstraten und von beschichteten und unbeschichteten alternativen Stählen sowie durch Schmierstoffadditive werden in ein Erstbefüllungsöl bei 120°C und Pressungen bis zu $P_{0\text{mean}} = 2,5 \text{ GPa}$ aufgezeigt.

Abstract

In slip-rolling tests, the friction and wear reduction potential of DLC-coatings on state-of-the-art steel substrates will be compared to those of coated and un-coated alternative steel grades lubricated with a factory-fill oil at 120°C and contact pressures up to $P_{0\text{mean}} = 2,5 \text{ GPa}$.

1. Einleitung

Leichtbaukonzepte zur Reduzierung der CO₂ Emission erfordern belastbare Triboelemente. In Wälzkontakte jeglicher Art erhöhen reduzierte Abmessungen oder ansteigende Kräfte bei unveränderten Abmessungen die Hertz'schen Kontaktspannungen. Hinzu kommt der Wunsch nach Reibungsminderung. An Zahnrüßen und Zahnflanken von Getriebebauteilen führt dies jedoch zu einer erhöhten Biegelast. Es eröffnen sich verschiedene Lösungswege:

1. alternative Grundöle und Additive
2. Dünnschichten und/oder
3. alternative, aber industriell verfügbare Stahllegierungen (beschichtet/ unbeschichtet)

Die Reibungsminderungen und/oder Überrollbeständigkeiten der zuvor genannten Lösungswege wurden in einem Zweischeiben-Wälzprüfstand (2Disk) unter Misch/Grenzreibung und 120°C Öltemperatur bis 10 Millionen Überrollungen oberhalb von $P_{0\text{max}}$ von 2,25 GPa bestimmt, von denen ein kleiner Ausschnitt im Folgenden präsentiert wird.

2. Experimentelle Bedingungen

2.1 Stahlsubstrate

Die typischerweise in Lagern eingesetzten Stähle 100Cr6H (63 – 64 HRC (Rockwell Härte C)) oder auch der stickstofflegierte Stahl Cronidur30 (X30CrMoN15-1, 1.4108, AMS 5898, 58–59 HRC) dienen als Referenz in den Versuchen von mit DLC beschichteten und unbeschichteten alternativen Stählen. Die gute Überrollbeständigkeit dieser Stähle prädestiniert diese für Einsätze in Wälzlagern. Bei Zahnrädern in Getrieben kommen aufgrund der Beanspruchung der Zahnflanken noch Anforderungen in Richtung Ermüdfestigkeit und Zähigkeit am Zahnfuß hinzu. Aufgrund dieser zusätzlichen Anforderungen wurden zwei Stähle hoher Zähigkeit (HT I und II) und ein Stahl von ultra-hoher Zähigkeit (UHT) aus dem Luftfahrtbereich ausgewählt. Alle diese Stähle zeichnen sich durch eine geringe Einschluspopulation sowie eine hohe Anlasstemperatur und Risszähigkeit des Substrates aus. Die Eigenschaften dieser Stähle sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Im Hinblick auf die mögliche Beschichtung der Stähle mit DLC-Schichten (Diamond-like Carbon) ist eine Anlasstemperatur > 300°C vorteilhaft. Diese liegt damit oberhalb der für die Beschichtung der entsprechenden Bauteile im Allgemeinen erforderlichen Temperatur.

Tabelle 1: Mechanische Eigenschaften ausgewählter Stahlsubstrate [1]

| Material | 100Cr6H | Cronidur30® V300 (HT I) | 45SiCrMo6 1.8062 | 40SiNiCrMoV10 NC310YW (HT II) | AMS 5932B CSS-42L™ (UHT) |
|--|-------------------------|----------------------------|---------------------|-------------------------------------|--------------------------------|
| Dichte [g/cm³] | 7,8 | 7,67 | 7,8 | 7,66 | 7,93 |
| E-Modul [GPa] | 210 | 213 | 198 | 202 | 211 |
| Dehnung [%] | n. v. | < 5 | ~ 10 | ~ 9 | < 18 |
| Härte [HRC] | 65,8 | 62,2 | 51,1 | 56,8 | 62,5 |
| Bruchzähigkeit K_{IC} [MPa·m ^{1/2}] | ~ 16,5 | ~ 21 | 80 | ~ 52 | > 120 |
| Bruchfestigkeit R_m [MPa] | ~ 2.300 (für 61 HRC) | ~ 2.300 | ~ 1.600 | ~ 2.150 | ~ 1.840 |
| Anlass- temperatur [°C] | 150 | 475 | 410 | 300 | 552 |

2.2 Beschichtungen

Unterschiedliche Stahlsorten wurden als Substrat für ausgewählte Schichtsysteme verwendet. Stähle mit hohen Anlasstemperaturen erlauben schichtgerechte Beschichtungsprozesse

mit Ausbildung einer metallurgischen Grenzfläche durch eine Diffusionszone zwischen Schicht und Substrat für „sehr gute“ Haftungen. Zu den getesteten Schichtsystemen gehören a-C, insbesondere a-C:H, und ta-C Typen, die sich in vielen Fällen als überrollbeständig herausstellten. Ein solches Schicht-/Stahlsystem gilt grundsätzlich als überrollbeständig, wenn dieses bei vorgegebener Last 10 Millionen Überrollungen erreicht, ohne eine zusammenhängende, geschädigte Fläche größer einem Quadratmillimeter aufzuweisen. Diese Abmessung entspricht der Fläche der Hertz'schen Kontakt-Ellipse bei einer mittleren Pressung von 1,5 GPa [2].

Tabelle 2: Auswahl verfügbarer Beschichtungen für Wälztests

| Hersteller | Bezeichnung | Art | Dicke [µm] | Haftschicht | Prozess | Härte [GPa] | E-Modul [GPa] |
|------------|----------------|-------------------|------------|----------------|---------------------|-------------|---------------|
| IWS | V(1-8) | ta-C/a-C | 2,0 – 3,0 | Cr | PVD | 19 – 63 | 125-606 |
| BMW | BMW(1-14) | a-C:H | 1,0 – 5,6 | Cr/ CrN/ W-C:H | PECVD | 12 – 25 | 135-214 |
| HEF | J (A) J (B) | a-C:H a-C:H | 2,1 3,3 | Si | PECVD PECVD+ PVD | | |
| Tekniker | K(1-10) | Zr(C,N) | ~ 3,0 | keine | Arc-PVD | ~ 26 | ~ 340 |
| IOT | N | ZrC | | Zr / ZrN | PVD (MSIP) | | |
| HOT | M | ta-C | | | PECVD, PVD | | |
| Parker | P | DLC | 1,5 | W-C (0,2 µm) | | | |
| KYB | Typ A Typ B | a-C:H a-C:H:Me | 1,0 2,0 | Me-C Me-C | PVD PVD | 13 23 | 139 186 |

In Tabelle 2 sind einige ausgewählte Eigenschaften und Prozessparameter der industriellen Beschichtungssysteme zusammengefasst. Es handelt sich dabei um eine Auswahl von Beschichtungen, die von acht unterschiedlichen Herstellern im Zeitraum von 2004 bis 2011 getestet wurden. Da diese Beschichtungen in diesem Zeitraum Modifikationen im Rahmen des Herstellungsprozesses, der Schichtdicke und der Schichtzusammensetzung erfahren haben, gibt es von ein und demselben Hersteller verschiedene Schichttypen in der Zusam-

menstellung von Tabelle 2. Dies trifft insbesondere für Schichten von Fraunhofer IWS (Dresden), BMW (München) und Fundaciòn Tekniker (Eibar) oder der KYB Corp. (Tokyo, Japan) zu [3,4,5]. Im Allgemeinen werden für tribologische Anwendungen amorphe (a-C) oder tetragonal-amorphe Kohlenstoffschichten (ta-C) mit vielfältigsten Abwandlungen (z.B. Dotierungen) verwendet. Fundaciòn Tekniker und das IOT von der RWTH Aachen haben zwei Zirkonbasierte Beschichtungen entwickelt ($Zr(C,N)$ und ZrC_g), die ebenfalls den Wälztests unterzogen wurden. Sie haben ein kubisches Gitter ohne zu Dehydrieren und erlauben an deren ZrO_2 -Reaktionsschicht die Adsorption von üblicherweise verwendeten Additiven.

2.3 Testbedingungen

Alle hier beschriebenen Tests wurden in Tribometern vom Typ Amsler [3] oder in Zweischeiben-Prüfständen der Firma Optimol durchgeführt [4] (siehe Bild 1).

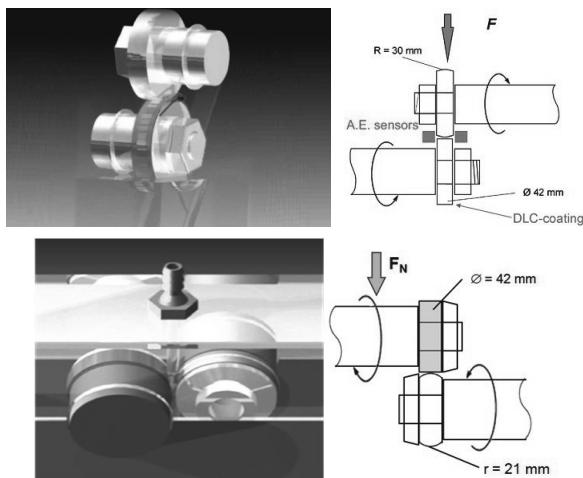


Bild 1: Probenanordnung in den Amsler-Tribometern (oben) und im Zweischeibenprüfstand von Optimol Instruments (unten)

In diesen Tribometern wälzen jeweils zwei Scheiben vom Durchmesser 42 mm auf ihren Umfangsflächen gegeneinander ab. In den Amsler-Tribometer taucht die untere, zylindrische und im Allgemeinen beschichtete Scheibe in ein temperiertes Ölbad. Die Rotationsgeschwin-

digkeit dieser Scheibe beträgt 390 Umdrehungen pro Minute. Sie hat gegenüber der oberen, sphärisch geschliffenen Probe einen Schlupf von 10%.

Tabelle 3: Experimentelle Bedingungen

| | |
|---|--|
| Abmessungen der Testscheiben | Durchmesser 42 mm; Breite 10 mm |
| Kontaktart | Ballig geschliffene Scheibe (Radius 21 mm) gegen polierte, zylindrische Scheibe |
| Substrate | 100Cr6H, Cronidur 30, HT I, HT II, UHT |
| Bewegungsart | Wälzen mit 10% Schlupf |
| Anfängliche mittlere Hertz'sche Pressung $P_{0\text{mean}}$ | 1,5 – 2,62 GPa ($F_N = 930 – 5.000 \text{ N}$) |
| Umdrehungsgeschwindigkeit | 390 – 354 U/min |
| Gleitgeschwindigkeit V_{diff} | 0,08 m/s |
| Maximale Umdrehungen | 10^7 oder Versagen (zusammenhängende, geschädigte Fläche > 1 mm ²) |
| Effektiver Gleitweg | Bis 132 km |
| Umgebungstemperatur | 120°C im Ölbad |
| Schmiermittel | SAE 0W-30 ,VP1', ACEA A3/B4, $\eta^{120^\circ\text{C}} = 5.33 \text{ mPas}$, Sulfatasche= 1,20 Gew.-%). |

Die geforderten 10 Millionen Überrollungen oder Zyklen werden in etwa 18 Tagen erreicht. Da sich das verwendete Motorenöl damit etwa 430 Stunden bei einer Temperatur von 120°C befindet, bedeutet dies für das Öl eine Art ‚oxidative Alterung‘. Die anfängliche Pressung im Kontakt liegt bei dieser Zwei-Scheiben-Anordnung bei $P_{0\text{max}} = 2,25 \text{ GPa}$ ($P_{0\text{mean}} = 1,5 \text{ GPa}$), was einer FZG Laststufe > 14 entspricht. Im Optimol-Tribometer lassen sich Lasten bis 5.000 N erzeugen, was einer anfänglichen Pressung von $P_{0\text{max}} = 3,92 \text{ GPa}$ ($P_{0\text{mean}} = 2,62 \text{ GPa}$) entspricht. Die verwendeten, tribologischen Beanspruchungsbedingungen sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

3. Ergebnisse

In Bild 2 (oben) sind die mit den entsprechenden Wälzpaarungen erreichten Überrollungen/Zyklen als Säulendiagramm dargestellt. Je dunkler die jeweilige Säule dargestellt ist, desto höher war die anfänglich eingestellte Pressung. Säulen, die die gestrichelte Linie (10 Mio. Überrollungen) nicht erreicht haben, weisen darauf hin, dass Schädigungen größer einer zusammenhängenden Fläche von einem Quadratmillimeter aufgetreten sind. Generell kann gesagt werden, dass die Ergebnisse deutlich besser ausfielen im Vergleich zu der Testreihe aus den Jahren 2002 – 2006.

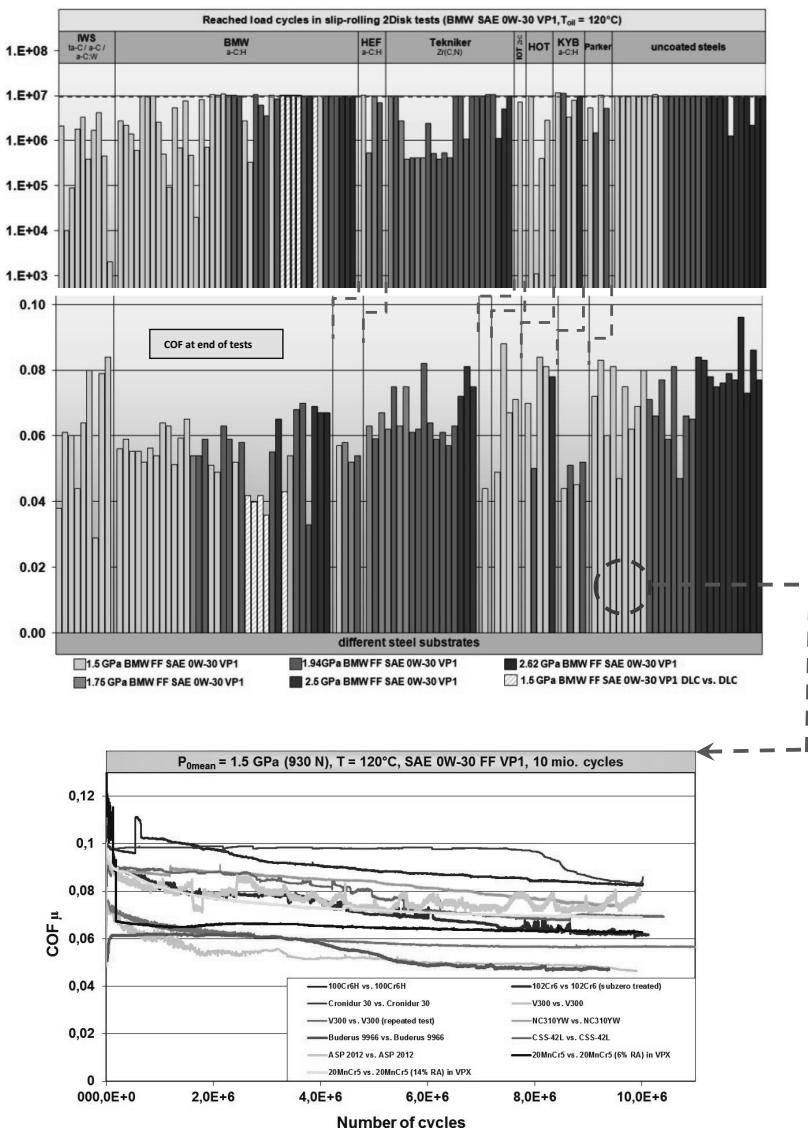


Bild 2: Erreichte Überrollbeständigkeit (oben) und Reibungszahlen am Versuchsende (Mitte) von DLC- und Zr-basierten Beschichtungen sowie von unbeschichteten Stählen (unten)

Dort stellte das Erreichen von einer Millionen Überrollungen bei Pressungen bis 1,5 GPa bereits eine Herausforderung dar [2]. Das Fraunhofer IWS stellte zwei Typen von Beschichtungen zur Verfügung, die nach der VDI-Richtlinie 2840 [5] als a-C und als ta-C klassifiziert werden konnten. In dieser Zeit wurde der Prozess insbesondere zur Herstellung der ta-C Schichten mehrfach optimiert, so dass jeweils unterschiedliche Beschichtungen getestet wurden. In Eingangstests bei Raumtemperatur und in unadditiviertem Paraffinöl als Schmiermittel wiesen diese Schichten bis $P_{0\text{mean}}$ von 1,5 GPa noch eine gute Überrollbeständigkeit auf. Beim Übergang zu einer erhöhten Öltemperatur von 120°C und einem voll additivierten Erstbefüllungsmotorenöl (SAE 0W-30, VP1) erreichten sie nicht die erwarteten 10 Millionen Zyklen. Nach Übergang vom 100Cr6H zum Cronidur 30 als Substrat, dem Stahl mit höherer Anlasstemperatur, konnten vereinzelt etwa 4 Millionen Zyklen erreicht werden. Dies war unabhängig davon, ob es sich um die ‚super-harte‘ ta-C (E-Modul: 606 GPa; Härte: 63 GPa) oder die ‚weiche‘ a-C (E-Modul 204 GPa, Härte 19 GPa) handelte.

Bei den Beschichtungen von BMW handelt es sich um Eigenentwicklungen mit unterschiedlicher Zusammensetzung und Schichtarchitektur. Zwei von diesen Beschichtungen erwiesen sich in Verbindung mit den Standardsubstraten (100Cr6H und Cronidur 30) als so „belastbar und überrollbeständig“, dass die anfängliche, mittlere Hertz’sche Pressung auf bis zu $P_{0\text{mean}} = 2,62$ GPa ($F_N = 5.000\text{N}$) bei 120°C und Schmierung mit VP1 gesteigert werden konnte.

Die Zr(C,N) Beschichtungen sind ausgiebig untersucht worden [9,10]. Es konnte gezeigt werden, dass mittels einer nano-lagigen Zr(C,N) Schichtarchitektur die Überrollbeständigkeit dieser Beschichtungen auf bis zu 10 Millionen Zyklen bei Pressungen bis zu $P_{0\text{mean}} = 2,62$ GPa gesteigert werden konnte. Die Wälzbeständigkeit dieser Schichten war sehr sensitiv mit der Ausgeprägtheit dieser Schichtarchitektur verbunden. Mit einem UHT-Stahl als Substrat konnten Pressungen von $P_{0\text{mean}} = 2,5$ GPa ohne Anzeichen von Versagensspuren auf der Oberfläche erreicht werden.

Während mit der a-C:H:Me Beschichtung von KYB das Wälzbeständigkeitsskriterium von 10 Millionen Zyklen unter $P_{0\text{mean}} = 1,5$ GPa nicht erreicht werden konnte, war dies mit einer modifizierten a-C:H Beschichtung desselben Herstellers sogar bei Pressungen bis $P_{0\text{mean}} = 2,5$ GPa möglich.

Als Referenz zu den Beschichtungen wurden immer auch die unbeschichteten Stahlsubstrate gegen Gegenkörper aus dem gleichen Material unter denselben Bedingungen wie die Beschichtungen getestet. Ursprünglich sollten diese Tests die zwingende Notwendigkeit der Verwendung von Beschichtungen zur Erreichung der Überrollbeständigkeit belegen. Umso überraschender war das Ergebnis insbesondere für die hochzähen Stähle (HT I, HT II und

UFT). Unbeschichtet ließ sich mit ihnen eine Wälzbeständigkeit selbst bei Pressungen bis $P_{0\text{mean}} = 2,62 \text{ GPa}$ erreichen.

Zur Vervollständigung des tribologischen Profils der unterschiedlichen Beschichtungstypen und der unbeschichteten Stähle wird die Reibungszahl am Ende der jeweiligen Tests als tribologisches Kriterium herangezogen (siehe Bild 2 Mitte).

Obwohl die ta-C Beschichtungen vom Fraunhofer IWS, nicht wie erwartet die 10 Millionen Schwelle bei der Wälzbeständigkeit erreicht hatten, ließ sich mit ihnen ein besonders niedriger Reibwert von ungefähr 0,03 erreichen (siehe Bild 2 Mitte und Bild 3). Sind die Oberflächen von sp³-hybridisierten Beschichtungen angemessen passiviert, lassen sich niedrige Reibwerte erzielen. Dies war kombiniert mit einer extrem geringen Verschleißrate von $6,6 \cdot 10^{-10} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ nach dem Einlaufprozess. Aufgrund der relativ großen Anfangsrauheit der Beschichtung lag der Verschleißkoeffizienten während des Einlaufprozesses allerdings um etwa vier Größenordnungen darüber [11].

Aus Bild 2 (Mitte) ist die Tendenz zu entnehmen, dass unter Misch- und Grenzreibung die reibungsreduzierende Wirkung der Beschichtungen mit zunehmender Pressung vermindert wird. So nimmt die gemittelte Reibungszahl bei einer Steigerung der Pressung von $P_{0\text{mean}} = 1,5 \text{ GPa}$ nach $P_{0\text{mean}} = 2,62 \text{ GPa}$, wobei allerdings zu berücksichtigen ist, dass dies einer Verfünffachung der Last bedeutet.

Interessant ist in diesem Zusammenhang auch, dass alternative und unbeschichtete Stähle Reibungszahlen vergleichbar mit denen der einseitig beschichteten Systeme offerieren (siehe hierzu auch Reibungsverläufe der unbeschichteten Stähle in Bild 2 unten). Hervorzuheben ist hier der molybdänlegierte HT I, der in unmodifiziertem Erstbefüllungsöl, ganz ohne Beschichtungen eine Reibungszahl von $\sim 0,045$ erreicht.

Für Pressungen bis $P_{0\text{mean}} = 1,5 \text{ GPa}$ wiesen die beschichteten Scheiben im Allgemeinen eine geringere Verschleißrate auf, als ihre unbeschichteten Gegenkörper. Einer der Gründe ist die anfängliche Rauheit einiger Beschichtungen und der geschliffenen Gegenkörper. Hinzu kommt, dass die Mikrohärte der Beschichtungen im Allgemeinen über der der unbeschichteten Stähle liegt.

Bei Pressungen ab $P_{0\text{mean}} = 1,94 \text{ GPa}$ haben einige ausgewählte Beschichtungen verschleißreduzierende Eigenschaft. Die unbeschichteten alternativen Stähle HT I und UHT können diesen Vergleich bis $P_{0\text{mean}} = 2,62 \text{ GPa}$ mithalten, was außerdem nur von der BMW4-Beschichtung (auf UHT-Substrat) und, unerwarteter Weise, von einer Cronidur30-Wälzpaarung erzielt worden war.

Weitere, schmierstoffbasierte Konzepte zur Reibungsminderung sind in Bild 3 dargestellt. Hier ist der Verlauf der jeweiligen Reibungszahl über 10.000.000 Überrollungen für die je-

weils besten Vertreter ihrer Art dargestellt. Gegenüber herkömmlichen Stahl-Stahl-Paarungen (Nummer 1 in Bild 3) weisen DLC-Beschichtungen (angewandt auf jeweils nur einer Probe) eine deutliche Verbesserung auf (Nummer 2). Diese ist vergleichbar mit den Werten, die mit alternativen Stählen ohne jegliche Beschichtung erreicht werden kann. Werden jedoch beide Testkörper mit der entsprechenden DLC-Beschichtung versehen, so lässt sich das Reibungsverhalten durch beidseitige Beschichtung weiter verbessern (Nummer 3), wobei dieses Reibungszahliveau gut durch ta-C (IWS V7) einseitig beschichtete Paarungen erzielt werden kann.

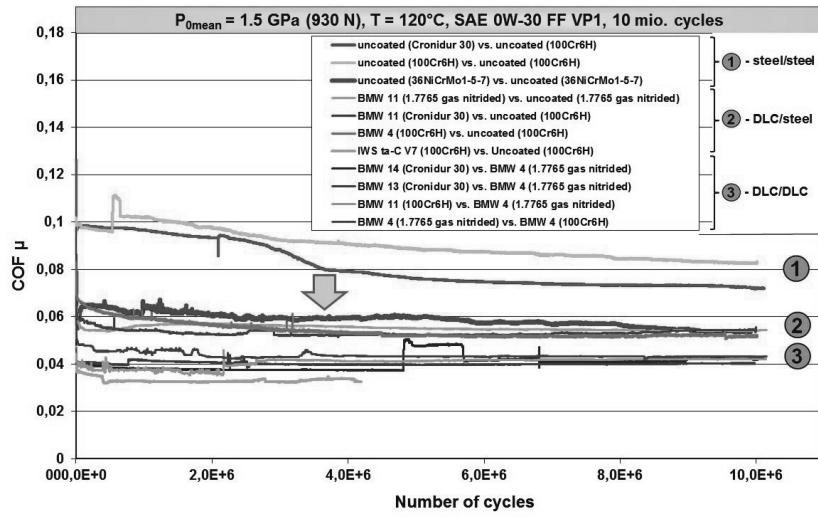


Bild 3: Reibungsminderungspotentiale von beidseitig unbeschichteten, einseitig beschichteten und beidseitig beschichteten Wälzpaarungen bei $P_{0\text{mean}} = 1,5 \text{ GPa}$ und $T=120^\circ\text{C}$ in SAE 0W-30.

Über DLC-Dünnschichten hinausgehende Reibungsminderungspotentiale durch Additive illustriert Bild 4. Über 500.000 Überrollungen ist dort der Verlauf der jeweiligen Reibungszahl von immer wieder neuen Werkstoffpaarungen dargestellt, die jeweils mit einem speziell und immer wieder anders präparierten Erstbefüllungsöl geschmiert wurden. Dieses zum VP1 homologe Grundöl enthielt nur Anti-Oxidantien und Additive gegen Korrosion. Die Präparation dieses Grundöls bestand darin, diesem genau ein „reibungsaktives“ Additiv zuzugeben, sodass die in Bild 4 dargestellten Reibverläufe quasi der ‚Response‘ dieses Additivs ent-

sprechen. Durch entsprechende Additivchemien können grundsätzlich weitere Reibungsminderungspotentiale für artgleiche DLC-Dünnenschichten erschlossen werden. Zwar fallen diese absolut gesehen geringer aus, jedoch kann es sich dabei durchaus um eine weitere Halbierung des Reibwerts handeln.

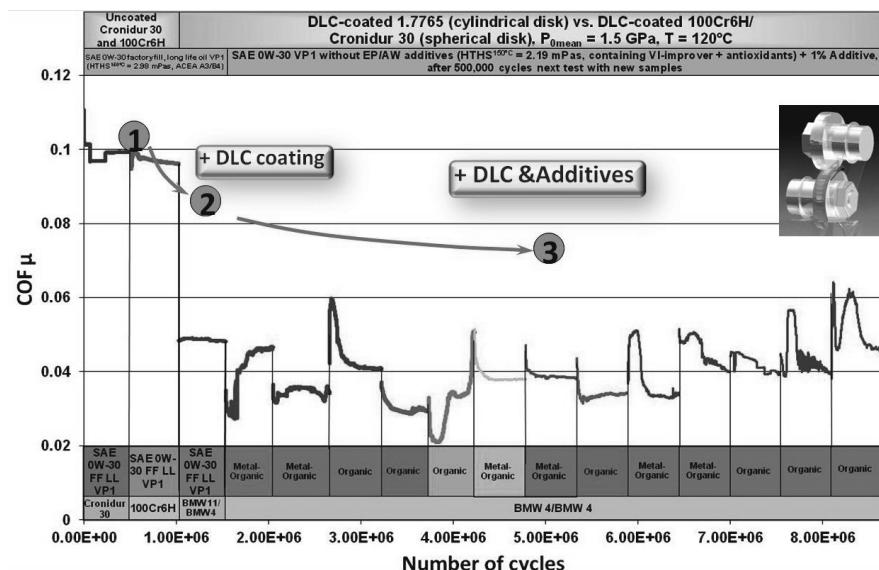


Bild 4: Reibungsminderungen von anfänglich unbeschichteten Stählen (1) über DLC-Beschichtungen (2) hin zu modifizierten Schmiermittelformulierungen (3) unter Wälzreibung mit $P_{0\text{mean}} = 1.5 \text{ GPa}$ bei $T = 120^\circ\text{C}$

4 Zusammenfassung

Die hier vorgestellten Ergebnisse belegen, dass unter Misch-/Grenzreibung in Wälzkontakten Beschichtungen das Reibungs- und Verschleißverhalten deutlich positiv beeinflussen. Die Verwendung geeigneter Additive kann diesen Effekt noch verstärken. Es wurde ebenso gezeigt, dass die gleichen Reibungsminderungen auch legierungstechnisch mit unbeschichteten, alternativen Stählen erreicht werden können. Die Auswahl der Einzellösungen oder von Kombinationen erfolgt unter anwendungstechnischen und betrieblichen Randbedingungen.

Danksagungen

Die hier dargestellten Ergebnisse wurden z.T. im Rahmen der Promotionsarbeiten von den Herren Dr.-Ing. Charles-Alix Manier, Dr.-Ing. Christian Scholz und Dr.-Ing. John Burbank an der BAM erzielt und von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert (WO521/6-1, WO521/6-2, WO521/9-1&-2). Die Abbildungen sind diesen englischsprachigen Arbeiten entnommen.

Literatur:

- [1] Woydt, M. and Scholz, C.: Slip-rolling resistance of alternative steels under high contact pressures in engine oils, In: Bearing Steel Technology, 10th volume, ASTM STP 1580, Ed.: J. M. Beswick, American Society for Testing and Materials International, West Conshohocken, PA, 2014, p.210-238, ISBN 978-0-8031-7605-8
- [2] Manier, C-A., Theiler, G., Spaltmann, D., Woydt, M., Ziegele, H.: Benchmark of thin film coatings for lubricated slip-rolling contacts. Wear, 2010, Vol. 268, Issues 11-12, pp. 1442-1454
- [3] Scholz, C., Woydt, M., Tamuray, T., Hosohata, S., Nakase, T. and Kato, S.: High wear resistance DLC film under high pressure contact. 12th The Machine Design& Tribology Division meeting, The Japan Society of Mechanical Engineers, 23.&24. 04.2012 (Ehime-ken, JAPAN)
- [4] Manier, C.-A., Dörfel, I., Ziegele, H., Barriga, J., Goikoetxea, J. and Woydt, M.: Zirconium-based coatings in highly stressed rolling contacts as alternatives to DLC and ta-C coatings. WEAR 2010, Vol.269, issues 11-12, p. 770-781
- [5] Tamura, T., Nakase, T., Hosohata, S., Kato, S., Woydt, M., Wäsche R. and Köhler, N.: Zero Wear and Low Friction under Dry Sliding. Proc. 3rd European Symp. on Friction, Wear and Wear Protection, 06.-08. Mai 2014 in Karlsruhe
- [6] Meyer, H., Hans, F., (1923), Über die Prüfung der Abnutzung von Eisen und Stahl bei rollender Reibung ohne Schmiermittel, *Bericht des Werkstoffausschusses des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute*, Bericht Nr. 37, ISBN 0720-8987.
- [7] Scholz, C., Spaltmann, D., Woydt, M.: Slip-rolling resistance of thin films and high toughness steel substrates under high Hertzian contact pressures, Wear, Vol. 270, Issues 7-8, pp. 506-514
- [8] VDI-Richtlinie 2840: Carbon films – basic knowledge, film types and properties, ICS 25.220.99, Beuth Verlag, Berlin, 2005
- [9] Manier, C.-A.: Slip-rolling resistance of novel Zr(C,N) thin film coatings under high Hertzian contact pressures, BAM-Dissertationsreihe, Band 60, Berlin, 2010, ISBN 978-3-9813550-3-1
- [10] Manier, C.-A., Ziegele, H., Barriga, J., Goikoetxea, J. and Woydt, M.: Zirconium-based coatings in highly stressed rolling contacts as alternatives to DLC and ta-C coatings. Wear, 2010, Vol. 269, Issues 11-12, pp. 770-781
- [11] Woydt, M., Manier, C.-A., Brückner, A. and Weihnacht, V.: Slip-rolling resistance of ta-C and a-C coatings up to 3.000 MPa of Hertzian contact pressure. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 2012, 43, No. 12, p. 1019-1028

Tribologie des Systems Nockenwelle-Haube

Matthias Scherge,

Fraunhofer IWM/KIT MikroTribologie Centrum, Karlsruhe;

Tim Weyhmüller,

Daimler AG, Untertürkheim

MIKROTRIBOLOGIE CENTRUM

Kooperation von Fraunhofer IWM und KIT

-7 Gruppen davon 1 aktuell laufende DFG Emmy-Noether Gruppe

-80 Mitarbeiter, davon 15 Doktoranden, 4 Hochschullehrer

-Umsatz: 6 Mio. €/a

-Investitionen zwischen 2008 bis 2015: 20 Mio. €

-enge Wechselwirkung von Experiment, Modellbildung und Simulation

-vielfältige nationale und internationale Zusammenarbeiten



Beschichtungszentrum

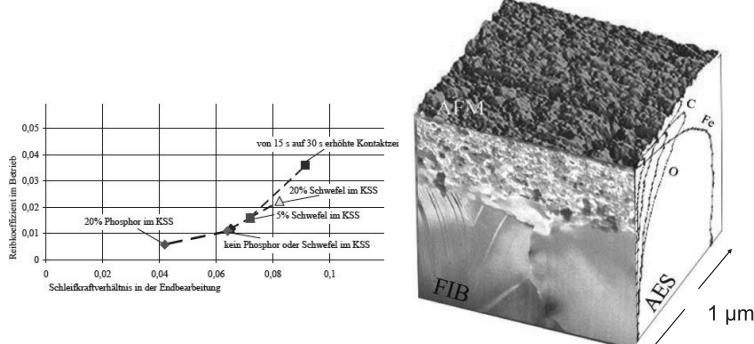


RNT Prüfstandsgebäude

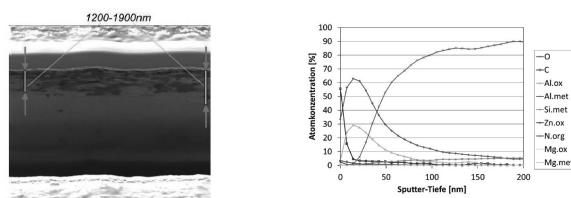
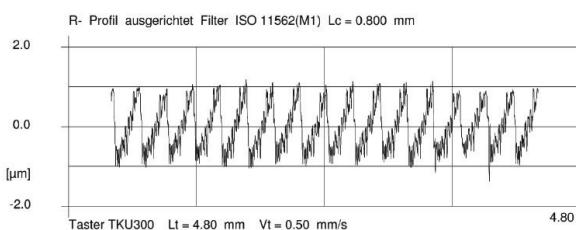


Analytikgebäude

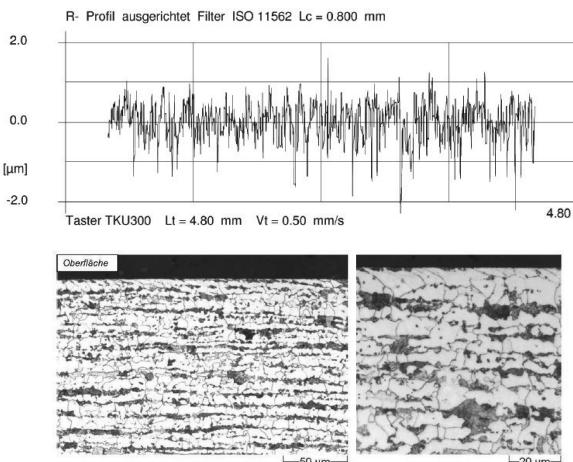
Tribologische Auswirkungen der Endbearbeitung



Zylinderkopflagergasse

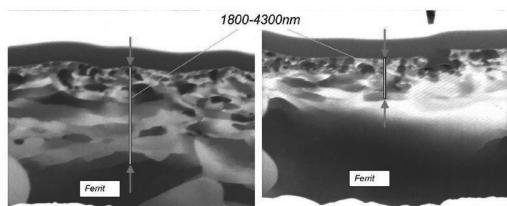


Nockenwelle I

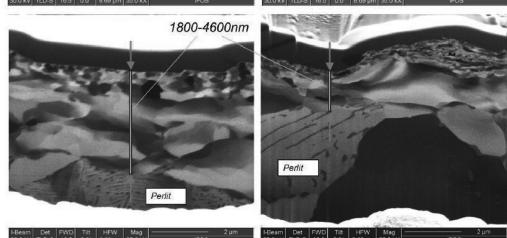


Nockenwelle II

ferritischer Bereich

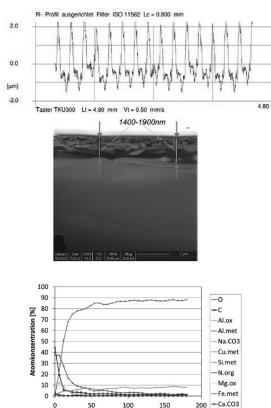


perlitischer Bereich

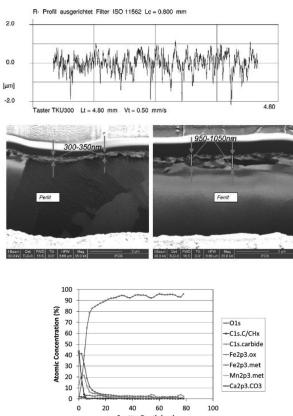


Probengenerierung

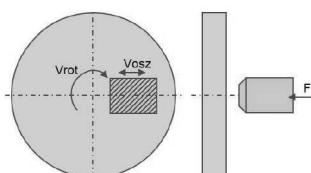
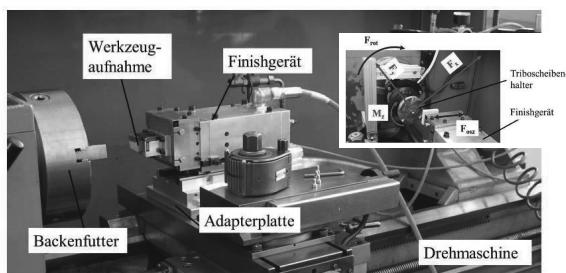
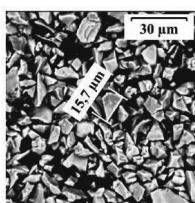
Scheibe \triangleq Haube



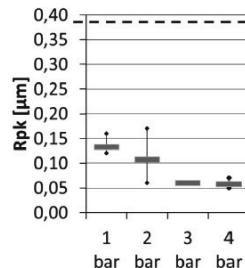
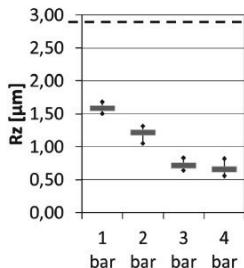
Stift \triangleq Welle



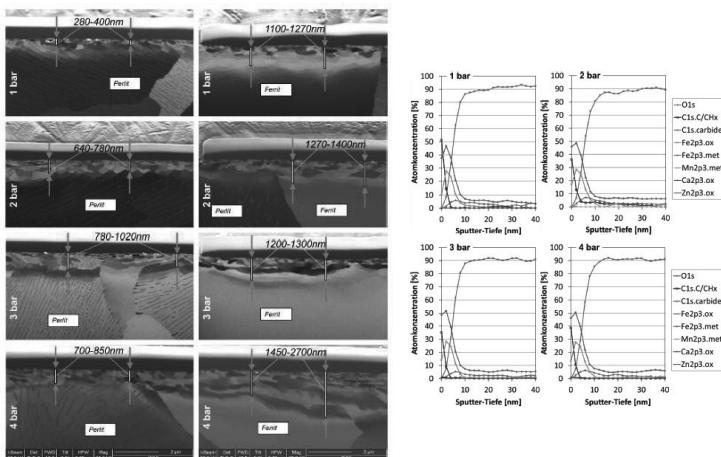
Bearbeitung



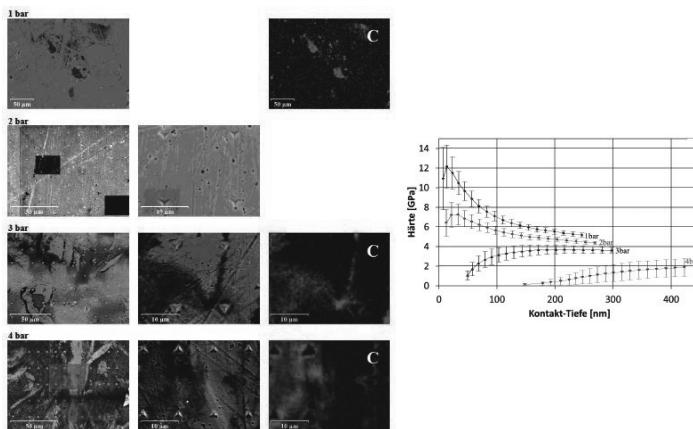
Werkstückeigenschaften nach Polymerläppen I



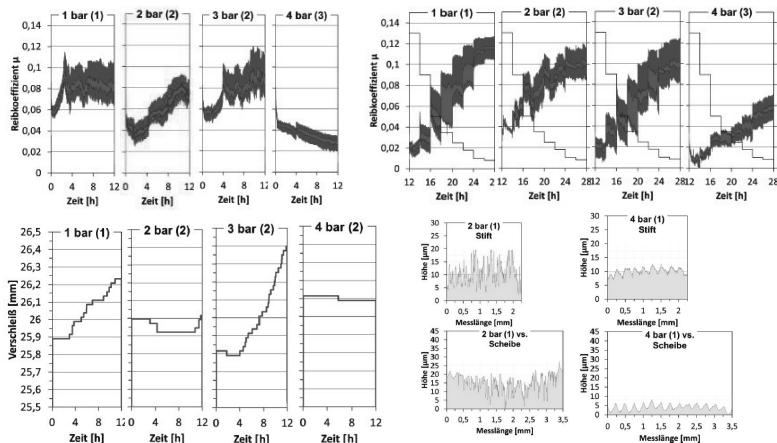
Werkstückeigenschaften nach Polymerläppen II



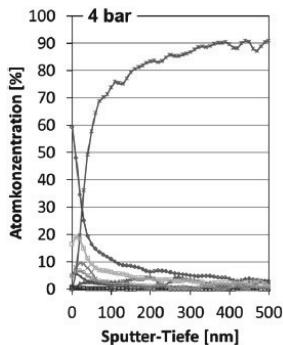
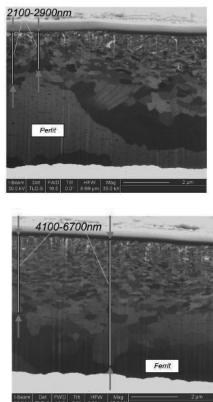
Werkstückeigenschaften nach Polymerläppen III



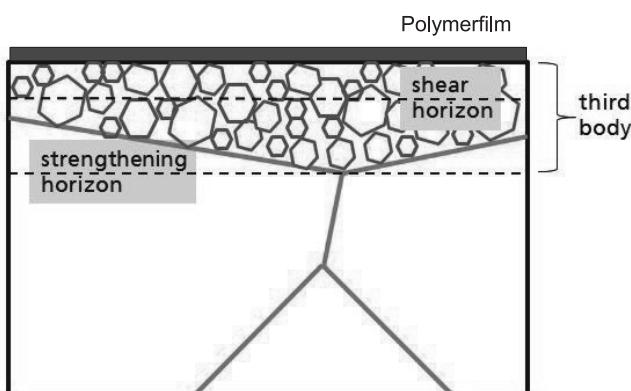
Tribologische Eigenschaften



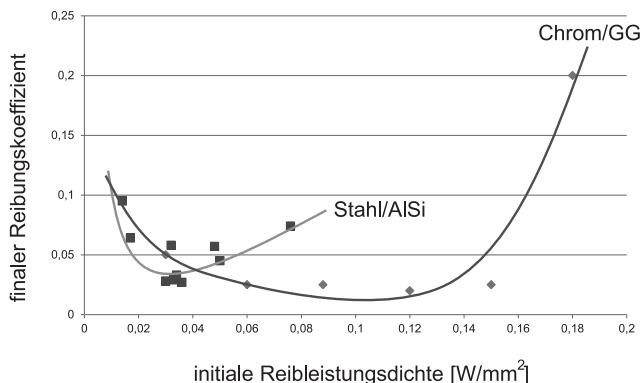
Strukturelle Eigenschaften



Modellierung



Einlaufkorridor Reibung



Zusammenfassung

- kombinierte Wirkung von Härtesteigerung und verringertem Scherwiderstand
- Härtesteigerung → verbessertes Einlaufverhalten bei großen Lasten
- verringelter Scherwiderstand → geringere Reibung, bessere Einlaufwilligkeit bei großen Beanspruchungen
- Steuerung der Effekte durch Leistungsmessung bei der Enbearbeitung