

Innovative Antriebe 2016

Der Ausblick auf die Fahrzeugantriebe für die kommenden Dekaden



VDI-Berichte 2289

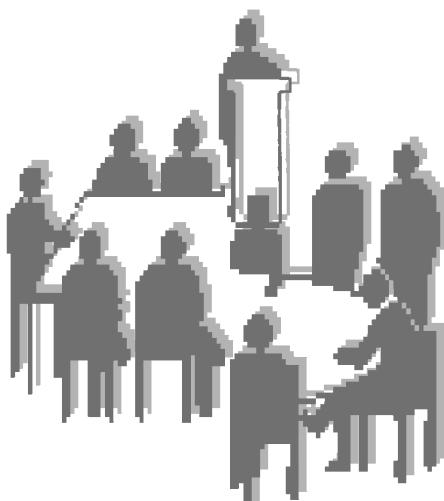
VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

Innovative Antriebe

Der Ausblick auf die
Fahrzeugantriebe für die
kommenden Dekaden

Dresden, 23. und 24. November 2016



VDI-Berichte 2289

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 2016

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 978-3-18-092289-8

Inhalt

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

Alternative Energiespeicher – und Wandler

| | | |
|--|--|---|
| S. Hävemeier, M. Hackmann, R. Stanek | Neue Zelltechnologien und die Chance einer deutschen Zellproduktion – Betrachtung von Technologie, Wirtschaft- lichkeit und dem Standort Deutschland | 3 |
| N. Omar, R. Gopalakrishnan | Rechargeable Energy Storage Technologies for Automotive Applications – Present and Future | 7 |

Mobilitätsverhalten 2025

| | | |
|---|--|----|
| N. Neumann, F. Tubbe, L. Eckstein | Simulationsbasierte Analyse des Geschäftsmodells „Carsharing“ aus Sicht von Fahrzeugherstellern und Flottenbetreibern | 27 |
| M. Mohaupt | Die Dresdner Mobilitätsstrategie 2025plus – Bestandteil des Verkehrsentwicklungsplanes 2025plus der Landes- hauptstadt Dresden | 45 |

Neue Antriebstrangtopologien

| | | |
|---|---|----|
| J. An, Y. Gemeinder, A. Binder, R. König, A. Viehmann, S. Rinderknecht, S. Fischer, C. Beidl | Doppel-E-Antrieb mit Range-Extender (DE-REX) – System-Auslegung und Betriebsstrategien am Beispiel der eingesetzten Permanentmagnet-Synchronmaschinen | 51 |
|---|---|----|

Innovative Motorenkonzepte

| | | |
|--|--|-----|
| <i>F. Kock, M. Rausch</i> | Aktuelle Entwicklungen zum Freikolben-Lineargenerator FKLG – Technologien für den Weg vom Forschungs- demonstrator zum Produkt | 67 |
| <i>U. Rohs, D. Voigt</i> | Axialkolbenmotor mit innerer kontinuierlicher Verbrennung ikV-Motor | 81 |
| <i>G. Regner, A. Salvi, L. Fromm, F. Redon</i> | The Opposed-Piston Engine: The Next Step in Vehicle Efficiency | 101 |

Abwärmenutzung

| | | |
|---|---|-----|
| <i>I. Friedrich, T. Arnold, O. Dingel, H. Neukirchner</i> | Experimenteller Nachweis der Reduktion des Kraftstoff- verbrauchs durch IAV WHR-Technologie im Pkw | 131 |
| <i>S. Rusche, D. Dimova, M. Sonnekalb</i> | Temperaturregulationssystem mit Latentwärmespeichern für Elektrofahrzeuge | 147 |

Antriebsmanagement in einer vernetzten Umgebung

| | | |
|---|--|-----|
| <i>P. Will, E. Morra, R. Hirsch</i> | Verbesserung der Real-World Driving Emissionen durch Nutzung von Cloud- und Car2X-basierten Funktionen zur Antriebsstrangregelung – Ganzheitliche und gamifizierte Eco-Coaching-Assistenten | 161 |
| <i>S. Jones, A. Huss, E. Kural, A. Massoner, A. Ferreira Parrilla, L. Allouchery, N. Wikström</i> | V2X Based Traffic Light Assistant for Increased Efficiency of Hybrid & Electric Vehicles | 167 |

Vorwort

Sehr geehrte Damen und Herren,

die Antriebstechnologie ist in einem fundamentalen Wandel begriffen. Es geht dabei nicht mehr nur um die evolutionäre Weiterentwicklung letztlich bestehender Technologien, sondern wir alle sind konfrontiert mit der Fragestellung, welche grundsätzlichen Antriebskonzepte uns in Zukunft bewegen. Unter Berücksichtigung der machbaren und zumutbaren Wandelgeschwindigkeit, sowohl gesellschaftlich als auch betriebs- und volkswirtschaftlich, sind selbst die Jahre um 2050, welche im Kontext des Klimawandels und der Energiewende oft als Zielkorridor genannt werden, gar nicht mehr in so weiter Ferne. Was wird sich durchsetzen, welcher Weg ist der richtige? Wie schnell kommt die E-Mobilität? Wie entwickeln sich die notwendigen Schlüsseltechnologien und welche Potentiale haben die Verbrennungsmotoren möglicherweise auch durch disruptive Technologien noch? Neben der rein technologischen Sichtweise spielen hierbei natürlich auch die gesellschaftlichen und infrastrukturellen Rahmenbedingungen eine entscheidende Rolle.

Wir möchten daher in einem ersten Teil mit Ihnen die absehbaren wie auch notwendigen Rahmenbedingungen und sich daraus ergebende Szenarien zur Mobilität und zum Antriebsmix diskutieren. Im zweiten Teil wollen wir dann als Schwerpunkt der Tagung den Blick auf innovative technologische Ansätze für die nächste Dekade aus den Bereichen Antriebsarchitektur, Kernkomponenten und intelligenter Verknüpfung richten, um zum Abschluss im Rahmen einer Podiumsdiskussion eine Bewertung vorzunehmen.

Im Namen des Programmbeirats heiße ich Sie alle herzlich willkommen zu unserer neu ausgerichteten Tagung „Innovative Antriebe“ und freue mich auf spannende Vorträge und interessante Gespräche.

Dr.-Ing. Tobias Lösche-ter Horst

Leitung Konzernforschung Antriebe

Volkswagen Aktiengesellschaft

Wir danken unserem Sponsor für die freundliche Unterstützung



GIF - ENTWICKLUNGSGESELLSCHAFT MBH

Neue Zelltechnologien und die Chance einer deutschen Zellproduktion

Betrachtung von Technologie, Wirtschaftlichkeit und dem Standort Deutschland

Dipl. Wirtschaftschemiker **Stefan Hävermeier,**
Markus Hackmann, Robert Stanek,
P3 automotive, Stuttgart

Kurzfassung

Die Zukunftsfähigkeit des Standorts Deutschland ist maßgeblich von innovativen Technologien in Verbindung mit der erforderlichen Wertschöpfung im produzierenden Sektor abhängig.

Die P3 Group beschäftigt sich im Rahmen diverser Industrieprojekte und Untersuchungen mit der aktuellen Situation im Markt für Speichertechnologien, insbesondere in Bezug auf die Situation des Standorts Deutschland und dessen Zukunftsfähigkeit.

In diesem Zusammenhang werden verschiedene Aspekte beleuchtet die eine Beurteilung der kommenden Speichertechnologien in Bezug auf die Machbarkeit und Zukunftsfähigkeit am Standort Deutschland ermöglichen.

1. Aktueller Stand der Technologieentwicklung

Durch die zunehmende Elektrifizierung von Fahrzeugen haben Speichertechnologien in den letzten Jahren eine stetige, durch hohe Ansprüche getriebene evolutionäre Entwicklung erfahren. Der Drang nach immer höheren Energiedichten fordert jedoch einen revolutionären technologischen Sprung. Die Lithium-Ionen-Technologie steht dabei gerade an einem signifikanten und richtungsweisenden Punkt, bei dem sich verschiedene Entwicklungspfade hervorheben. Neben dem konventionellen Ansatz geben besonders die Lithium-Schwefel und die All-Solid-State Technologie Grund zur Hoffnung die Herausforderungen der Zukunft meistern zu können und somit zu einem Durchbruch der Elektromobilität auf breiter Basis verhelfen. Doch auch alternative Innovationspfade wie beispielsweise der Einsatz superkonzentrierter Elektrolyte stehen in diesem Umfeld zur Debatte.

Durch den Einsatz weiterentwickelter Speichertechnologien ergeben sich signifikante Verbesserungen, die sich tiefgehend und systemübergreifend in Antriebssystemen und Fahr-

zeugen auswirken. Neben spürbar verbesserten Leistungsgewichten auf Fahrzeugebene fallen auch konstruktionsbedingte Grenzen durch steigende intrinsische Sicherheiten auf, wodurch ein realer, kundenerlebbarer Technologiewandel stattfindet und die darauf aufbauenden Fahrzeugkonzepte in der Attraktivität aus Kundensicht steigert.

2. Kostensituation und Wirtschaftlichkeit

Das bestehende P3 Kostenmodell zur technischen Rekonstruktion von Batteriezellen und Stückkostenbewertung wurde um die All Solid State-Technologie ergänzt und besitzt damit die Fähigkeit Speichertechnologien bis ins Jahr 2030 abbilden zu können. Insbesondere neue Materialien (Lithium Metall Anode) und Festkörperelektrolyte sowie die dazugehörigen Fertigungstechnologien werden betrachtet und bilden eine gemeinsame Kostenbewertungsmöglichkeit. Auf Basis der durchgeführten Kalkulationen mit verschiedenen Zell- und Batteriekonzepten können aktuelle und zukünftig zu erwartende Batteriekosten ermittelt und mit den aktuellen Trends verglichen werden. Daraus ergibt sich eine validierte Möglichkeit die Industriekosten bestimmen zu können.

Es wird erwartet, dass durch den Einsatz neuer Speichertechnologien, die Endkundenkosten (TCO) aufgrund der sinkenden Komponenten- und Fahrzeugstückkosten signifikant reduziert werden können. Dies ist vor Allem vor dem Hintergrund der aktuellen Themen im Automobilmarkt (CO₂- und Emissionsgesetzgebung) von zunehmender Bedeutung und Relevanz.

3. Fertigungsstandort Deutschland

Der weltweite Li-Batteriemarkt wird heute von asiatischen Herstellern dominiert. Diese Unternehmen haben in den vergangenen Jahren große Summen in Zellfabriken investiert und können zu Kampfpreisen ihre Batteriezellen anbieten und aus einer starken Wettbewerbssituation heraus die Marktkapazitäten anbieten. In diesem Wettbewerbsumfeld war eine deutsche Batterieproduktion bislang nicht wirtschaftlich, da sowohl ein Kostenvorteil nicht erzielt werden konnte und die asiatischen Anbieter einen technologischen Vorsprung in bestehenden Lithium-Ionen Technologien haben. Die Ablösung der Li-Ionen-Technologie könnte jedoch eine Markteintrittschance für deutsche Produzenten darstellen. Gerade in der Entwicklungsphase ist die Verfügbarkeit von qualifizierten Arbeitskräften und die Nähe zur Forschung entscheidend. Auch weitere Faktoren, wie Energiekosten und Förderungen sind zu berücksichtigen, um eine Entscheidung für eine zukünftige Batteriezellenproduktion zu treffen. Eine Beurteilung auf Basis dieser Faktoren und weiterer Einflussgrößen im Vergleich zum internationalen Umfeld soll zeigen, ob und wann eine Batterieproduktion in Deutschland wirtschaftlich erfolgreich sein kann. Auf Basis der ermittelten Erkenntnisse wird ein Zukunfts-

bild für den Zeitraum bis 2030 für den Standort Deutschland in Bezug auf die Fertigung von Batteriezellen und –systemen aufgestellt und notwendige Handlungsempfehlungen vorgestellt.

Die Beurteilung der Zukunftsfähigkeit des Standorts Deutschland für Hochtechnologie steht im Fokus des Beitrags und wird mittels der erarbeiteten Technologie-, Kosten- und Standortbewertungen und sich herausgestellten zentralen Erkenntnissen beschrieben.

Rechargeable Energy Storage Technologies for Automotive Applications – Present and Future

Prof. Noshin Omar, Ir. Rahul Gopalakrishnan,
Vrije Universiteit Brussel – MOBI research group, Brussels, Belgium

Abstract

This paper provides an extended summary of the available relevant rechargeable energy storage electrode materials that can be used for hybrid, plugin and battery electric vehicles.

The considered technologies are the existing lithium-ion batteries and the next generation technologies such as lithium sulfur, solid state, metal-air, high voltage materials, metal-air and sodium based.

This analysis gives a clear overview of the battery potential and characteristics in terms of energy, power, lifetime, cost and finally the technical hurdles.

1. Introduction

Since the beginning of the automobile era, the internal combustion engine (ICE) has been used for vehicular propulsion. In addition, motor vehicles powered by the ICE are significant contributors to air pollutants and greenhouse gases linked to global climate [1,2]. As the global economy begins to strain under the pressure of rising petroleum prices and environmental concerns, research has spurred the development of various types of clean energy transportation technologies such as Hybrid Electric Vehicles (HEVs), Battery Electric Vehicles (BEVs) and Plug-in Hybrid Electric Vehicles (PHEVs) [3,4]. But the establishment of the energy storage technology, which can support the required output power during acceleration, achieving efficient use of the regenerative energy and considerable life cycle are the critical aspects and no current battery technology can meet these often concurrent objectives [5-7].

In the last decade numerous rechargeable energy storage battery technologies have been developed, such as lead-acid and nickel-metal hydride based batteries. However, these technologies could not realize a high market penetration due to the low performances in terms of energy and power for (PH)(B)EVs. Therefore, in the last decade, a significant research work has been performed in the field of lithium-ion technology as presented in Figure 1.

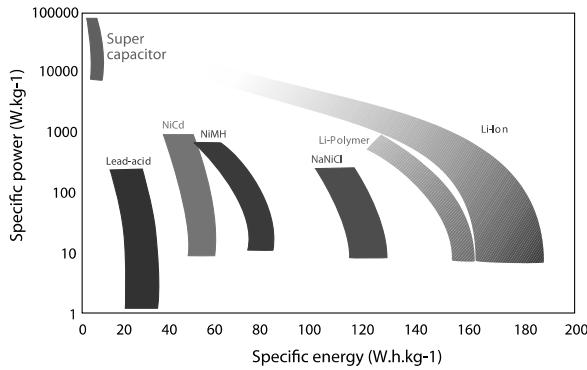


Fig. 1: Ragone chart of various rechargeable energy storage technologies

[Source: VUB-MOBI]

2. Lithium-ion technology

Lithium ion batteries (LIB) have been in the market for more than two decades, since Sony first launched them in 1991. Because of the low atomic weight of the lithium element and the high negative potential of the Li^+/Li redox couple (-3.045 V vs. Standard Hydrogen Electrode), leading to a much higher battery potential and higher energy densities compared to the previous generations of batteries (e.g. lead-acid, nickel metal-hydride), Li-ion batteries represented a real technological breakthrough. The principle of the Li-ion battery is shown in Figure 2 it consists of two electrodes, a positive and a negative one, which are separated by means of a separator and the electrolyte. The separator is generally a fine sheet of polyethylene or polypropylene, whose main function is to prevent short circuit between the two electrodes. During the charge step, the battery is connected to a current source, electrons move from the positive to the negative electrode. Simultaneously, at the positive electrode, the departure of the electrons occurs together with the oxidation of the transition metal and, due to charge compensation, together with the deintercalation of Li^+ ions from the host structure. The Li^+ ions then move inside battery through the electrolyte (organic solvents + LiPF_6) to the negative electrode. At the negative electrode, the opposite happens: the arrival of electrons leads to a reduction reaction of the active material, and due to charge compensation, to an intercalation of Li^+ ions. In this way, electric energy is converted and stored as chemical energy. During the discharge step, all these mechanisms are reversed and the electrons moving in the external circuit allow recovering the electric energy, which was chemically stored during the charge.

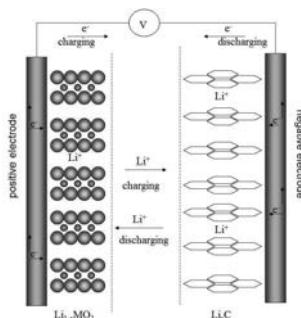


Fig. 2: Schematic illustration of the charge/discharge process in a Lithium-ion battery

Generally, the positive and negative electrodes are composed of an active material (AM), a binder (usually a polymer) and a conductive agent (usually carbon black) coated on a current collector (Al for the positive electrode and Cu for the negative electrode) as shown in Figure 3. The binder brings its mechanical strength to the electrode, allows a good adhesion on the current collector and also provides internal ionic percolation by allowing necessary uptake of the electrolyte into the electrode [8]. The conductive agent helps increasing the electrodes electric conductivity by ensuring a good connection between the active material particles and the current collector and promotes a good circulation of the electrons to the current collector.

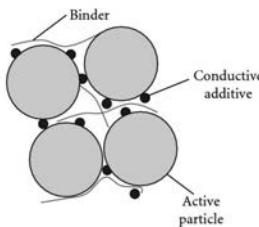


Fig. 3: Electrode model representing packing of active material, binder and conductive particles [9]

3. Anode materials

3.1. Graphite and carbon based

As mentioned earlier the performance of a battery relies on the used anode, cathode and electrolyte. Nowadays, in the most commercial lithium-ion batteries, graphite and carbon

based materials are used as a negative electrode [10]. However, these materials differ from each other in terms of morphology, structure, microstructure and texture [11].

From the point of view of the anode materials, graphite seems the most appropriate candidate due to the high specific capacity: 372 mAh/g. Lithium insertion into graphite happens at a potential of less 1V versus Li⁺/Li⁻ [11]. At such low potential, the reduction of electrolyte occurs. However, graphite based anodes have some particular problems such as less beneficial performances at low temperatures (lithium plating) and formation of the passivation Solid Electrolyte Interface (SEI) layer, which consists of a mixture of inorganic and organic phases (2nm inorganic phase followed by 80 nm organic phase) [12]. In the first cycle, some capacity fade is observed due to the formation of SEI, which leads to irreversible capacity loss. From the experimental results, it has been revealed that the thickness of the SEI layer increases during cycling, which leads to further increase of the internal resistance due to reduction of the active surface area of the electrode and capacity degradation due to Li consumption.

It should be known that besides graphite, soft carbon and hard carbon electrode materials are in use for lithium-ion batteries. In Figure 4 the voltage evolution of commercial graphite based electrode is presented.

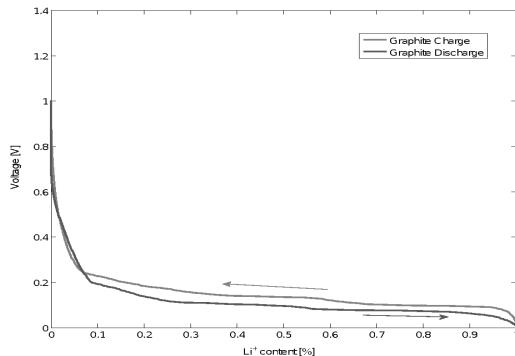


Fig. 4: Discharge profile of graphite vs Li⁺/Li

3.2. Titanate oxide

In the last years new anodic materials have been proposed based on spinel lithium titanate oxides as presented in Figure 5. Lithium titanate oxide is a more ideal insertion material with a specific capacity of 175 mAh/g. It is safer, low cost, non-toxic and SEI layer formation occurs on the anode surface due to the minimal reducing capacity of the material. The lithium insertion potential of this oxide is around 2V versus Li. This value lies in the sta-

bility window of common organic electrolytes. Lithium titanate oxide based batteries have a spinel structure, whereby the surface area is much bigger $100 \text{ m}^2/\text{g}$ versus $3 \text{ m}^2/\text{g}$ for carbon based electrodes [13]. The larger surface area quicker the moving of electrical charges. Thus, lithium titanate oxide does not suffer from applying high current rates. The most used lithium titanate oxide compound is $\text{Li}_4\text{Ti}_5\text{O}_{12}$ [13].

Contrary to graphite-based electrode the volume expansion during intercalation of lithium is 0.2% [14] thus known as the zero strain anode.

In the last few years, several companies started with commercializing this technology, such as Toshiba, EIG Batteries and Altairnano. The energy density of lithium titanate oxide based cell is in the range of 70-90 Wh/kg, which is much lower than the NMC and NCA batteries. This results into that this technology cannot be used in electric vehicles but they have high potential in applications where high peak current are need or where fast charging is required like in public electric buses. The lower energy density is due to the lower specific capacity and nominal voltage (2.2V). However, a cycle life of over 20,000 cycles (at 80% depth of discharge) is not a barrier for this technology.

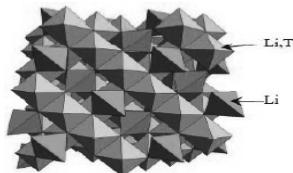


Fig. 5: Lithium titanate crystal [15]

3.3. Silicon

Silicon seems to be a possible alternative for the graphite or carbon anode since its specific capacity is the highest known. The capacity comparison between various elements is shown in Figure 6.

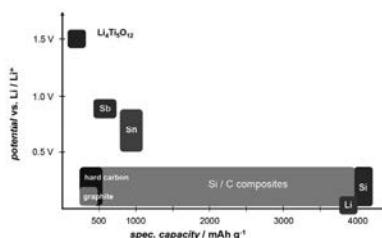


Fig. 6: Theoretical capacity of different elements that can be used as anode material in Li-ion batteries [16]

Silicon is considered as a promising candidate for negative electrode for Li-ion batteries, not only due to its wide abundance but also, as already said, due to its large theoretical specific capacity of 3579 mAh/g, almost ten times higher than graphite with a capacity of 372 mAh/g and its relatively low working potential of 0.05 V (vs. Li^+/Li). However, the fast capacity fade observed during cycling has prevented so far the silicon anode from being commercialized. The main challenge reported for the implementation of Si based anodes is its large volume variation (~ 275%, as shown in Figure 7), which often leads to pulverization of the active alloy particles, isolated particles and thus loss of conductivity and poor cycling stability [18-20].

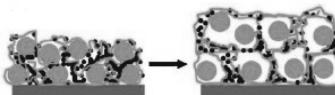


Fig. 7: Schematic evolution of a Si anode during cycling [17]

4. Cathode materials

4.1. Lithium Cobalt Oxide

Since beginning of the commercialization of lithium-ion batteries in mobile applications, lithium cobalt oxide LiCoO_2 has been proposed as an interesting solution due to its high specific capacity 120-140 mAh/g (2 to 3 times higher than nickel cadmium based batteries) and high nominal voltage 3.7 V (3 times higher than alkaline batteries (1.2V). It is reported that the specific capacity of LiCoO_2 can be improved up to 170 mAh/ by coating a metal oxide on the surface of the LiCoO_2 particles and when the battery will be cycled between 2.75 and 4.3V [21]. The main reason for this enhancement has been related to minimizing the reactivity of Co^{4+} on charge with the acidic HP in the electrolyte [22].

Furthermore, LiCoO_2 based batteries show high reversible intercalation and de-intercalation of lithium-ion, which results in a long cycle life (up to 1000 cycles) [23]. In 1991, Sony Corporation started with commercialization of LiCoO_2 based batteries in mobile applications. The positive electrode was composed of LiCoO_2 and the negative electrode was carbon based in combination with an organic liquid electrolyte.

However, it should be noted that LiCoO_2 is the most reactive material and has less thermal stability compared to other cathode materials. During over-discharging and particularly over-charging, LiCoO_2 undergoes several degradation mechanisms, which could make the system unstable and even explosion could occur in the worst-case scenario. For this reason, the exploitation of LiCoO_2 never has been considered as a good solution in electric vehicles.

Moreover, cobalt is an expensive material (we need to define here an indication of the cost), which increases the manufacturing cost of this type of battery.

4.2. Lithium Nickel Cobalt Aluminum Oxide

In the last few years lithium nickel cobalt aluminium oxide (LiNiCoAlO_2) received considerable high attention due to its high specific capacity (180 mAh/g) [24]. This technology has been commercialized by many manufacturers like Saft, Nissan, Gaia, Panasonic and Leclanché. The most used compound structure is $\text{LiNi}_{0.85}\text{Co}_{0.1}\text{Al}_{0.05}\text{O}_2$. Aluminum doping for this compound is beneficial in order to suppress the impedance increase by stabilization of the charge transfer impedance on the cathode side and by improvement of the electrolyte stability. Therefore, the capacity decrease can be reduced.

The energy density of this material in combination with graphite can be in the range of 140-230 Wh/kg. However, the high cost, short cycle life and thermal instability makes them unpopular for electric vehicles, with exception of Tesla vehicles. Finally, this battery technology suffers significantly at high temperatures owing to SEI layer formation [25].

4.3. Lithium Nickel Manganese Cobalt Oxide

From the shortcomings of LiCoO_2 and LiNiO_2 lithium nickel manganese cobalt oxide (LiNiMnCoO_2 or NMC) has been proposed as a possible solution for electric vehicles. This compound combines the high performances, lower cost and higher safety properties. The structure of NMC is shown in Figure 8. The role of these elements is illustrated below in Figure 9. The well-known composition is $\text{LiNi}_{1/3}\text{Mn}_{1/3}\text{Co}_{1/3}\text{O}_2$ (NMC 1:1:1), has already been commercialized, which is a compromise between cost, performances and safety.

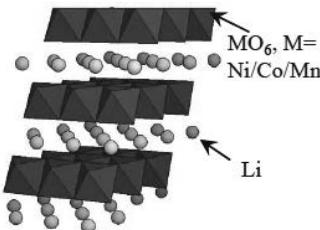


Fig. 8: Structure of LiNiMnCoO_2 electrode [26]

In the last years, several companies started with commercialization of LiNiMnCoO_2 based batteries such as Panasonic, Sanyo, Hitachi, GS Yuasa, Samsung, EnerDel, EIG, Kokam, Lechanché, Evonik/Litarion, Enax, and Imara.

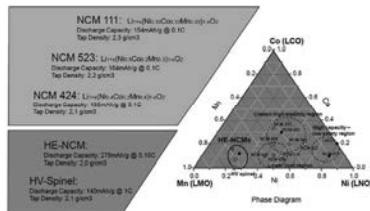


Fig. 9: Material triangle for LiNiMnCoO_2 electrode material [16]

The NMC electrodes can be used against LTO anodes as well as graphite anodes. The cycle life of the NMC cells are around 3500-4000 cycles at 80% depth of discharge. In [27] the authors have tried to increase the nickel content and have analyzed their main electrochemical parameters. The authors investigated synthesized $\text{Li}[\text{Ni}_x\text{Co}_y\text{Mn}_z]\text{O}_2$ where ($x = 1/3, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.85$). It was found that indeed the capacities of the materials increased with increasing nickel content but the capacity retention and thermal stability decreased with increasing nickel content. A summarize of the authors' observations is shown in Figure 10. NMC-111 chemistry looks to be the most suitable variant from this figure. In order to increase the capacity retention and thermal stability addition of metals seems to be the direction in which the research must proceed. Another direction could also be surface treatments as well as playing with the architecture of the materials. The conductivity and lithium ion diffusion values are higher with increase in nickel content. However, NMC 5:3:2 and 8:1:1 have been introduced the last years as well.

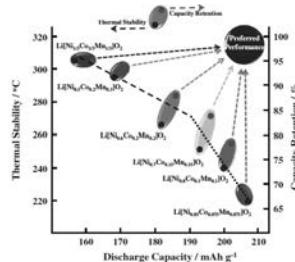


Fig. 10: A map showing the relationship between discharge capacities, Thermal stability and Capacity retention between various NMC stoichiometry [28]

4.4. Lithium Manganese Oxide

In order to have a cheap, safe and environmental friendly material as the positive electrode, lithium manganese oxide based batteries have been introduced, which has been commercialized some years ago [29]. This battery technology has a high nominal voltage (3.7V) and a relatively high specific capacity of 100 mAh/g. However, at elevated temperatures some stability concerns occur in the battery system [30]. At elevated temperature, lithium manganese oxide can be corroded in organic electrolyte, whereby the Mn²⁺ ions can be dissolved in the electrolyte. Thus in the working stage, the active material reduces, the resistance increases and the capacity decreases.

In order to increase the performances of LiMn₂O₄ batteries, the cathode materials can be treated by coating or by aluminum doping LiAl_{0.1}Mn_{1.9}O₄. or by cationic substitution with Cr, Ti, Cu, Ni, Mg and Fe [31,32].

4.5. Lithium iron phosphate

Lithium iron phosphate (LiFePO₄ or short LFP) with olivine structure (see Figure 11) has been proposed as a promising candidate to overcome the weakness (e.g. thermal stability, cost) of the earlier cathode materials. The phosphate material was first proposed as a candidate in lithium-ion batteries in 1997 [33]. The nominal voltage for this material is about 3.3V and the specific capacity varies between 150-160 mAh/g.

The LiFePO₄ based batteries have high thermal stability and are much less expensive than the earlier mentioned battery chemistries.

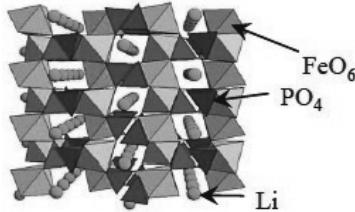


Fig. 11: Olivine structure [26]

Moreover, they are not toxic. In contradiction to LiCoO₂, LiCo_{0.2}Ni_{0.8}O₂, LiNi_{0.8}Co_{0.15}Al_{0.05}O₂ and LiNi_{1/3}Mn_{1/3}Co_{1/3}O₂, LiFePO₄ (LFP) batteries do not release oxygen at elevated temperatures, which can react with the electrolyte and result in a thermal runaway. When comparing LiFePO₄ to other materials, others are unstable at elevated temperatures, whereby the cathode material starts to decompose and produce oxygen, which reacts further

with the organic electrolyte. Such situation leads to uncontrolled reactions and possible thermal runaway as a consequence.

LiFePO_4 has however a low electric conductivity (10^{-9} S/cm) compared to NMC or NCA based batteries. The ionic conductivity has been related to lithium-ion transport and hopping of small polaron, two phenomena which are highly coupled [22]. Thus, the improvement of the conductivity was necessary before commercialization of this electrode technology. Improvement of the electrochemical performances and of the conductivity in particular was achieved by using metallic phosphide on the surface of LiFePO_4 [34].

In the field of LiFePO_4 batteries commercialization, the most pronouncing companies are: A123 Systems, EIG, Saft, Panasonic, Enerdel, Altairnano, LG, Valence, ASEC, K2 and GAIA.

5. Other Promising Technologies

5.1. Lithium-Sulphur

Among the recent solutions of high density rechargeable energy storage for automotive applications, lithium-sulfur system is very promising. Specially, according to the recent progress, lithium-sulfur can be seen as a most promising commercially viable product in the near future. Theoretically, a lithium-sulfur system can provide an energy density as high as 2600 Wh/kg (considering lithium anode and sulfur cathode) and in a practical system it can be as high as 600 Wh/kg, which will probably improve as the research progresses. Moreover, sulfur abundance in the nature makes the system economically beneficial. Lithium-sulfur is based on conversion chemistry and a typical system consists of a Li anode and S cathode. During discharge, at the anode Li metal is oxidized to Li^+ . At the cathode, solid sulfur (S_8) is stepwise reduced to lower oxidation state and forms sulfide precipitates Li_2S_x (where x values are 8,6,4,2 and 1 at different discharge state). Figure 12 is a schematic, explaining the general configuration and working principal of a Li-S cell.

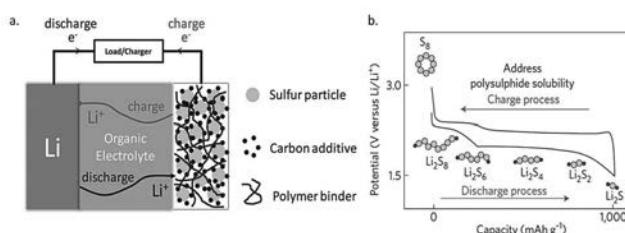


Fig. 12: a. Schematic of a typical Li-S cell.
b. Typical discharge-charge voltage curve of a Li-S cell [35]

Currently, commercially applicable lithium-sulphur batteries are not available. This technology is still under development since a long time now. However, Oxis Energy is in production of lithium-sulfur pouch cells since 2013 and is expected to produce commercial cells with an expected specific energy of 165 Wh/kg and cycle life of 1500 cycles. In addition, Saft Batteries have developed the first prototypes of cylindrical lithium-sulfur cells with an energy density of over 500 Wh/kg and lifetime over 500 cycles. Sion Power, BASF are some further commercial actors who are working on lithium sulfur battery technologies for a long time.

There are a number of technical challenges to be overcome to make it commercially applicable. Firstly, at the cathode, the low ionic and electric conductivity of sulfur and the polysulfides, which make the electric efficiency of the system very low (<70%). Secondly, the complicated electrochemistry of a Li-S system is a barrier. The polysulfides create a number of difficulties during operation. Polysulfides (mainly Li_2S_4 - Li_2S_8) dissolve in the conventional organic electrolytes, which can result in serious capacity fade. Moreover, post dissolving, these polysulfides can migrate to the Li anode and upon reaction can form Li^+ movement resisting insulation layer of Li_2S_2 , Li_2S . This complex phenomenon is referred as polysulfide shuttle [36]. Thirdly, the overwhelming volume changing of the system, which can be as high as 79% [37]. Due to this volume change phenomenon, contact between cathode and current collector can be very loose and can get worsen with cycling. As a result the battery performance deteriorates and increases safety concerns. Besides, owing a Li metal anode, technical challenges related Li anode is also a part of Li-S system by default. These include the strong SEI formation and dendrite formation. This has been discussed earlier in the section related to other battery technologies. Finding a suitable electrolyte, which has similar properties of Li-ion and other Li metal systems and which additionally can act against the dissolution of polysulfide is also a non-trivial challenge.

5.2. Solid-State Batteries

Solid-state batteries are probably the closest successor to conventional lithium-ion batteries to the market. In the past few years, there was a lot of interest in this technology by large companies like Samsung, Bosch, Toyota due to the higher energy density that can be achieved. According to some recent technical reports, solid-state batteries are being tested for wearable devices. For instance vacuum cleaner producer Dyson recently invested 15M \$ on solid-state battery manufacturer Sakti3 for their future cordless vacuum machines. SEEO also is involved in producing DryLyte™ batteries which is claimed to be highly reliable with extended cycle life compared to liquid electrolyte based batteries, which could be used to power EV's [38].

Solid-state batteries basically differ in the type of electrolyte compared to other battery technologies. Conventional electrolytes are generally in liquid forms while in the case of solid-state batteries; the electrolytes are in solid form (e.g. glass, ceramic, new organic structures of thermotropic-ionic liquid crystals) as presented by Figure 13.

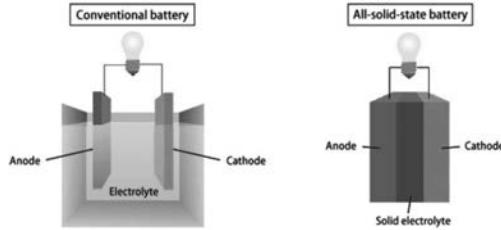


Fig. 13: Comparison between conventional and solid-state battery

There are numerous benefits of solid-state batteries that is why impactful interests have grown on this technology. With conventional liquid electrolyte system leakage can cause safety problems, which can be avoided by solid-state electrolyte. If lithium metal is used as an anode, the energy density can be highly increased. However, due to the high risk of reaction with conventional electrolyte, lithium has to be protected by an additional layer and this results in poor performance. Moreover the dendrite formation of lithium can cause short circuit. All these problems can be eliminated by using solid-state electrolytes. Additionally, conventional electrolytes cause self-discharge, but as solid electrolytes only allow ion (Li^+ for example) to transfer, self-discharge can be avoided. Moreover, cell can be designed in desirable shapes with flexible solid-state electrolyte. Another benefit is including the higher voltage operating window of solid state electrolyte compared to the conventional electrolytes.

Although solid-state battery possesses great potential, there are challenges faced in developing commercial grade batteries. Most important is the ionic conductivity of the electrolyte at room temperature is poor compared to liquid electrolytes. For instance, optimized liquid electrolyte has a conductivity of 5-10 mS/cm where highest achieved conductivity (see Figure 14) of solid state electrolyte is 2 mS/cm [39]. Other problem is the higher manufacturing cost of such solid electrolytes. Ongoing research activities suggest solution will be found in a relatively short term (5-10 years).

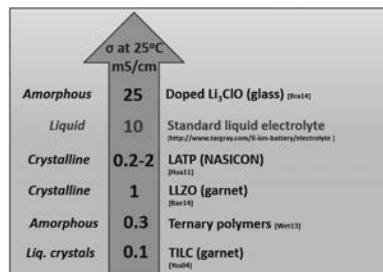


Fig. 14: Conductivity of different solid-state electrolyte (Source: VUB)

5.3. Metal-Air Batteries

Metal air batteries use metal to store energy. The electron flow is achieved through conversion reactions. In this category, lithium, zinc, iron, aluminum are feasible metals to be used as anode. And air cathode or oxygen from the environment act as cathode. Among all the metal-air batteries lithium-air and zinc-air show most promising performances. Following this, Figure 15 illustrates an overview of the different metal air technologies in terms of theoretical capacity and voltage.

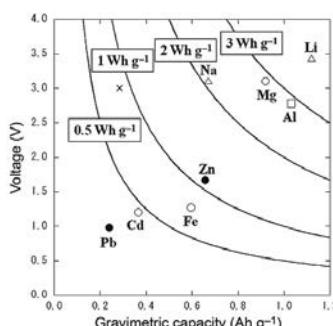


Fig. 15: Theoretical voltage and gravimetric capacity of metal/air batteries [40]

Lithium-Air: Very high theoretical specific energy is the most attracting property of the lithium-air battery technology. In fact theoretical specific energy of a lithium-air system is more than 11000 Wh/kg if the mass of oxygen is ignored, which is close to gasoline and ~10 times of the state-of-the-art lithium-ion technology. Additionally, low cost of active materials makes it commercially interesting. Rather than intercalation of Li^+ ions in conventional lithi-

um-ion batteries, a lithium air system consists of a lithium metal anode and a porous air cathode where reduction of oxygen takes place during discharge. Two most basic and primitive configurations differ in the type of the electrolytes used and therefore also the discharge products. Li-air system with aqueous electrolytes produces soluble LiOH through oxygen reduction reactions (ORR) upon discharge. Whereas solid Li_2O_2 is produced in the non-aqueous or aprotic system, and deposited on the pores of air cathode as shown in Figure 16. Respective discharge products are oxidized upon charging through oxygen evolution reactions (OER). The aqueous system possesses inferior energy density and high risk of contamination of lithium anode thus this favours the aprotic system in terms of both performance and safety. In the case of aprotic lithium-air, the main challenges are at one hand the anode, which suffers from water contamination and on the other hand the process at the cathode level is affected by clogging with Li_2O_2 due to insolubility of Li_2O_2 . Clogging of the cathode pores by Li_2O_2 gradually restricts the access to active reaction sites and thus limits the discharge capacity. Lack of suitable electrolytes, dendrite formation at the anode, formation of irreversible intermediate discharge product (e.g. Li_2O), lack of understanding of the mechanism of ORR and OER are the other crucial challenging factors because of which the present Li-air cells show low efficiency, low cycle life and poor power capability [41].

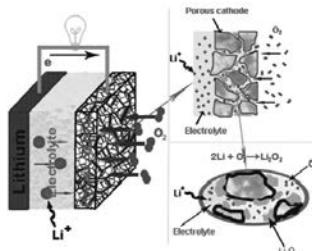


Fig. 16: Configuration and working principle of an aprotic Li-air battery system [41]

Although the lithium-air system possess very promising specific energy characteristics due to the practical challenges, commercial implementation will most likely take another decade if not more. Nevertheless, the contemporary significant research effort might achieve a breakthrough for this technology. The most known research programme in this field was BATTERY500 of IBM, which has been stopped due to the technical challenges that could not be overcome.

Zinc-air batteries are similar to lithium –air batteries in working principle, as shown in Figure 17. However Zn-air systems possess certain advantages over lithium-air systems.

Zinc is stable against moisture, thus not needed to protect the Zn anode as needed for Li anode. Thus manufacturing environment can be more easily designed. For the same reason the cell design can be much simpler compared to Li-Air. Zn is cheaper than lithium; therefore the system can be comparatively cheaper. In the principle reaction Zn can donate two electrons, which is very beneficial in terms of energy density. Compared to li-air system, Zn has lower nominal voltage (~1.65V) which means lower energy density. Although, the biggest problems with Zn-Air systems are, very poor capacity reversibility. Due to high over-potential of ORR and OER the electrical efficiency of the system is inferior compared to li-air (less than 60%). Zinc corrodes highly in the acidic media. Alloying and coating can improve the electrochemical performance in this sense. Moreover, Zn^{2+} migration from anode to cathode can occur and can decrease the capacity of the cell. Separator with proper pore size can help in this regard. Overall, due to these technical challenges Zn-air system is still used as primary battery in hearing aid devices, and no commercial product of the secondary type is available [40]. EOS introduced a prototype zinc-air battery, which provides over 10.000 cycles. The cost is estimated \$120/kWh. However, the real performances of this prototype are still unknown. Electric Fuel Ltd has developed a mechanically rechargeable zinc/air battery that power electric vehicles for more than 200 km on a single discharge. This technology has been tested on-road in the service of German postal delivery.

In the last years, company EOS developed high-optimized zinc-air battery for large scale grid applications.

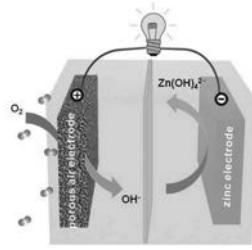


Fig. 17: Schematic of working principle of Zn-Air Battery [41]

5.4. Sodium-Based Batteries

There are mainly two types of sodium-based batteries. One type is the high temperature large-scale sodium battery. This type work on high temperature ($>300^{\circ}\text{C}$) and mainly used in large-scale stationary energy storage applications. Other types of sodium batteries are Na-

ion battery, which follows the similar principal insertion chemistry as Li-ion at room temperature and which could potentially replace Li-ion battery.

High temperature Sodium Battery: High temperature Sodium batteries (HT-NaB) offer a cost-competitive solution for large-scale stationary storage. The general battery system consists of negative sodium electrode and beta alumina as both electrolyte and separator. Depending on the positive electrode, there are two main types of Sodium battery systems. Sodium-sulfur consists of liquid sulfur and sodium-halide consists of liquid halide (chloride) as liquid positive electrolyte. Both systems work above 300°C. These battery technologies exist since early 1970s. Due to practical issues, the development discontinued until recently. As sodium is abundant in the nature, so system based on Na would be much cheaper than lithium technology. Moreover, Na is less reactive than Li, which offers a more safe system. And usually survive big number of cycles (~4500) [42]. Because of the fact that the anode and cathode are in a liquid state, careful cell design should be implemented in order to avoid leakage. And as the operating temperature is above 300°C, this system is not suitable for portable application. Additionally, the practical energy density is around 200 Wh/kg, which is unattractive for portable system. However for stationary and grid applications, these systems are very attractive, in term of cost of components and manufacturing. Sodium-sulfur system are in application, since 2010 and meanwhile 316 MW storage capacity has been built and deployed by NGK according to Electric Power Research Institute (EPRI) research. Sodium-chloride systems are more expensive than sodium-sulfur as they incorporate expensive cobalt. This technology is novel compared to sulfur system and further improvement is needed. But sodium-chloride system manufacturing is less complex, which can compensate for extra cost of the cobalt. General Electronics is the biggest producer of sodium-chloride batteries.

Sodium Ion battery: A new trend was noticed recently that interest and effort has gone up significantly for the development of Na-ion battery technology. Na ion possesses the similar potential of insertion chemistry and is much safer and less expensive than Li chemistry, makes it the center of the trending interest. With Na^+ , limitation of Li metal chemistry can be suppressed. Compared to Li, Na does not have the tendency to alloy with Al, thus current collector can be made of Al. For the same reason the Na-ion battery can be discharged to zero volts. As Li is used in different configurations such as Li-ion, Li-Air, Li-S etc. sodium has been implemented in the similar configurations. According to recent reports, practical energy densities of Na-ion, Na-Sulfur (S_8), Na-air are, respectively, ~150, 300, 400 Wh/kg [43,44]. Until now, at laboratory scale a working Na-ion battery has been achieved with operating voltage ~3V. Although with numerous advantages of this technology, commercialization will take time. One of the biggest concerns is the size of Na^+ that makes it difficult for insertion

mechanism. The energy density is much lower than similar Li system with a lower operating voltage window. Power density is not comparable with that of Li system. Significant number of work is currently ongoing to overcome these challenges.

3. Summary and Conclusions

In this article, a brief summary has been given of the most promising existing battery technologies for automotive applications and the emerging technologies for the next 5-20 years. One can analyze that the existing lithium-ion technology still has further improvements in terms of performances, cost reduction and optimization of the manufacturing process.

In the next 5 to 10 years, various new battery technologies could be expected with high energy density up to 400 Wh/kg at cell level, such solid state and lithium sulfur. The main challenges are to reduce the manufacturing costs and to improve the lifetime and power performances.

In the long term (2040), the metal-air batteries can be expected. However, it should be noted that these high-optimized energy density batteries will have lower power performances, which is a barrier for acceleration for battery electric vehicles. Therefore, hybridization of these technologies with an additional peak power unit will be required and key issue in the future.

References

- 1 Van Mierlo, J.; Vereecken, L.; Maggetto, G.; Favrel, V.; Meyer, S.; Hecq, W.; Van de Burgwal, E.; Gense, R. Driving style and traffic measures-influence on vehicle emissions and fuel consumption. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* **2005**, *217*, 583–593.
- 2 Van Mierlo, J.; Vereecken, L.; Maggetto, G.; Favrel, V.; Meyer, S.; Hecq, W. Comparison of the environmental damage caused by vehicles with different alternative fuels and drivetrains in a Brussels context. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* **2005**, *217*, 583–593.
- 3 Axsen, J.; Burke, A.; Kurani, K. S. Batteries for Plug-in Hybrid Electric Vehicles (PHEVs): Goals and the State of Technology circa 2008. *Inst. Transp. Stud.* **2008**.
- 4 Omar, N.; Van Mierlo, J.; Verbrugge, B.; Van Den Bossche, P. Power and life enhancement of battery-electrical double layer capacitor for hybrid electric and charge-depleting plug-in vehicle applications. *Electrochim. Acta* **2010**, *55*, 7524–7531.

- 5 Omar, N.; Daowd, M.; Verbrugge, B.; Mulder, G.; Van den Bossche, P.; Van Mierlo, J.; Dhaens, M.; Pauwels, S.; Leemans, F. Assessment of Performance Characteristics of Lithium-Ion Batteries for PHEV Vehicles Applications Based on a Newly Test Methodology. *Evs25 2010*.
- 6 Axsen, J.; Kurani, K. S.; Burke, A. Are batteries ready for plug-in hybrid buyers? *Transp. Policy* **2010**, *17*, 173–182.
- 7 Van den Bossche, P.; Vergels, F.; Van Mierlo, J.; Matheys, J.; Van Autenboer, W. SUBAT: An assessment of sustainable battery technology. *J. Power Sources* **2006**, *162*, 913–919.
- 8 Thackeray, M. M.; Thomas, J. O.; Whittingham, M. S. Science and Applications of Mixed Conductors for Lithium Batteries. *MRS Bull.* **2011**, *25*, 39–46.
- 9 Roscher, M. A.; Bohnen, O.; Vetter, J. OCV Hysteresis in Li-Ion Batteries including Two-Phase Transition Materials. *Int. J. Electrochem.* **2011**, *2011*, 1–6.
- 10 Bruce, P. G.; Scrosati, B.; Tarascon, J.-M. Nanomaterials for Rechargeable Lithium Batteries. *Angew. Chemie Int. Ed.* **2008**, *47*, 2930–2946.
- 11 Endo, M.; Kim, C.; Nishimura, K.; Fujino, T.; Miyashita, K. Recent development of carbon materials for Li ion batteries. *Carbon N. Y.* **2000**, *38*, 183–197.
- 12 Andersson, A. M.; Henningson, A.; Siegbahn, H.; Jansson, U.; Edström, K. Electrochemically lithiated graphite characterised by photoelectron spectroscopy. *J. Power Sources* **2003**, *119–121*, 522–527.
- 13 Kubiak, P.; Geserick, J.; Hüsing, N.; Wohlfahrt-Mehrens, M. Electrochemical performance of mesoporous TiO₂ anatase. *J. Power Sources* **2008**, *175*, 510–516.
- 14 M.L.Patterson “Anode materials for lithium ion batteries” Indiana University Battery Workshop, Enerdel, Inc., November 2009.
- 15 Srinivasan, V. Present Research and Future Focus of the Batteries of Advanced Transportation Technologies Program. *ONRL Meet.* **2010**, 1–62.
- 16 Möller, K. Ch., Energy Storage 2030: A Technology Roadmap, 8th Annual International Conference, Las Vegas **2012**.
- 17 Wu, H.; Cui, Y. Designing nanostructured Si anodes for high energy lithium ion batteries. *Nano Today* **2012**, *7*, 414–429.
- 18 Sharma, R. A.; Seefurth, R. N. Thermodynamic Properties of the Lithium-Silicon System. *J. Electrochem. Soc.* **1976**, *123*, 1763.
- 19 Kasavajjula, U.; Wang, C.; Appleby, A. J. Nano- and bulk-silicon-based insertion anodes for lithium-ion secondary cells. *J. Power Sources* **2007**, *163*, 1003–1039.
- 20 Winter, M.; Besenhard, J. O. Electrochemical lithiation of tin and tin-based intermetallics and composites. *Electrochim. Acta* **1999**, *45*, 31–50.
- 21 Ohzuku, T.; Brodd, R. J. An overview of positive-electrode materials for advanced lithium-ion batteries. *J. Power Sources* **2007**, *174*, 449–456.

- 22 Whittingham, M. S. Lithium batteries and cathode materials. *Chem. Rev.* **2004**, *104*, 4271–4301.
- 23 Tao, H. Reality and Future of Rechargeable Lithium Batteries. *Open Mater. Sci. J.* **2011**, *5*, 204–214.
- 24 Chen, C. H.; Liu, J.; Stoll, M. E.; Henriksen, G.; Vissers, D. R.; Amine, K. Aluminum-doped lithium nickel cobalt oxide electrodes for high-power lithium-ion batteries. *J. Power Sources* **2004**, *128*, 278–285.
- 25 Armstrong, A. R.; Bruce, P. G. Synthesis of layered LiMnO₂ as an electrode for rechargeable lithium batteries. *Nature* **1996**, *381*, 499–500.
- 26 Srinivasan, V. Batteries for Vehicular Applications.
- 27 Noh, H. J.; Youn, S.; Yoon, C. S.; Sun, Y. K. Comparison of the structural and electrochemical properties of layered Li[NixCoyMnz]O₂ ($x = 1/3, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8$ and 0.85) cathode material for lithium-ion batteries. *J. Power Sources* **2013**, *233*, 121–130.
- 28 90. Noh, H. J.; Youn, S.; Yoon, C. S.; Sun, Y. K. Comparison of the structural and electrochemical properties of layered Li[NixCoyMnz]O₂ ($x = 1/3, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8$ and 0.85) cathode material for lithium-ion batteries. *J. Power Sources* **2013**, *233*, 121–130.
- 29 Amatucci, G.; Tarascon, J.-M. Optimization of Insertion Compounds Such as LiMn_[sub 2]O_[sub 4] for Li-Ion Batteries [Journal of The Electrochemical Society, 149, K31 (2002)]. *J. Electrochem. Soc.* **2003**, *150*, L9.
- 30 Amine, K.; Liu, J.; Kang, S.; Belharouak, I.; Hyung, Y.; Vissers, D.; Henriksen, G. Improved lithium manganese oxide spinel/graphite Li-ion cells for high-power applications. In *Journal of Power Sources*; 2004; Vol. 129, pp. 14–19.
- 31 Choi, W.; Manthiram, A. Factors Controlling the Fluorine Content and the Electrochemical Performance of Spinel Oxyfluoride Cathodes. *J. Electrochem. Soc.* **2007**, *154*, A792–A797.
- 32 Tarascon, J. M. The Spinel Phase of LiMn₂O₄ as a Cathode in Secondary Lithium Cells. *J. Electrochem. Soc.* **1991**, *138*, 2859.
- 33 Padhi, A. K.; Nanjundaswamy, K. S.; Goodenough, J. B. Phospho□olivines as Positive□Electrode Materials for Rechargeable Lithium Batteries. *J. Electrochem. Soc.* **1997**, *144*, 1188–1194.
- 34 Chung, S.-Y.; Bloking, J. T.; Chiang, Y.-M. Electronically conductive phospho-olivines as lithium storage electrodes. *Nat. Mater.* **2002**, *1*, 123–8.
- 35 Manthiram, A.; Fu, Y.; Chung, S.-H.; Zu, C.; Su, Y.-S. Rechargeable Lithium–Sulfur Batteries. *Chem. Rev.* **2014**, *114*, 11751–11787.
- 36 Evers, S.; Nazar, L. F. New approaches for high energy density lithium-sulfur battery cathodes. *Acc. Chem. Res.* **2013**, *46*, 1135–43.
- 37 Cheon, S.-E.; Ko, K.-S.; Cho, J.-H.; Kim, S.-W.; Chin, E.-Y.; Kim, H.-T. Rechargeable Lithium Sulfur Battery. *J. Electrochem. Soc.* **2003**, *150*, A796.

- 38 James Ayre Bosch Solid-State Lithium-Ion Batteries Could Hit EV Market Within 5 Years
<http://cleantechnica.com/2015/09/21/bosch-solid-state-lithium-ion-batteries-could-hit-ev-market-within-5-years/> (accessed Jun 29, 2016).
- 39 Park, M.; Zhang, X.; Chung, M.; Less, G. B.; Sastry, A. M. A review of conduction phenomena in Li-ion batteries. *J. Power Sources* **2010**, *195*, 7904–7929.
- 40 Arai, H. Metal Storage/Metal Air (Zn, Fe, Al, Mg). In *Electrochemical Energy Storage for Renewable Sources and Grid Balancing*; Elsevier, 2015; pp. 337–344.
- 41 Wang, J.; Li, Y.; Sun, X. Challenges and opportunities of nanostructured materials for aprotic rechargeable lithium–air batteries. *Nano Energy* **2013**, *2*, 443–467.
- 42 Hueso, K. B.; Armand, M.; Rojo, T. High temperature sodium batteries: status, challenges and future trends. *Energy Environ. Sci.* **2013**, *6*, 734.
- 43 Yabuuchi, N.; Kubota, K.; Dahbi, M.; Komaba, S. Research development on sodium-ion batteries. *Chem. Rev.* **2014**, *114*, 11636–82.
- 44 Tomazic, G.; Skyllas-Kazacos, M. *Electrochemical Energy Storage for Renewable Sources and Grid Balancing*; Elsevier, **2015**.

Simulationsbasierte Analyse des Geschäftsmodells „Carsharing“ aus Sicht von Fahrzeugherstellern und Flottenbetreibern

Simulation-based Analysis of the Business Model „Carsharing“ from the Perspective of Vehicle Manufacturers and Fleet Operators

Dipl.-Wirt.-Ing. **N. Neumann, F. Tubbe**, M.Sc.,

Univ.-Prof. Dr.-Ing. **L. Eckstein**,

ika – Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen University, Aachen

1. Kurzfassung

In diesem Beitrag wird ein auf der Methode System Dynamics basierendes, ökonometrisches Simulationsmodell zur Bewertung des wirtschaftlichen Potenzials von Carsharing- und Ride-hailing-Angeboten und der Bestimmung ihrer Auswirkungen vorgestellt. Die darauffolgenden Untersuchungen zeigen, dass durch die untersuchten Geschäftsmodelle signifikante Auswirkungen auf den Fahrzeugmarkt zu erwarten sind. Strategische Handlungsempfehlungen für einzelne Hersteller und Flottenbetreiber lassen sich jedoch aufgrund der Marktgegebenheiten nicht generalisieren, sondern nur im Einzelfall ermitteln. Elektrifizierte Antriebsstränge haben nicht nur durch eine fortschreitende Kostendegression, sondern auch durch disruptive Technologien und Regulierungen das Potenzial, eine noch stärkere Rolle in Carsharing-Flotten zu spielen.

2. Abstract

In this paper, a System Dynamics-based, econometric simulation model to assess the economic potential of car sharing and ride hailing services as well as determining their impact is presented. Simulation results show that a significant impact of the investigated business models can be expected on the vehicle market. However, strategic recommendations for individual vehicle manufacturers and fleet operators cannot be generalized, as an individual assessment is necessary due to market characteristics. Electrified powertrains have the potential to play an increasing role, not only due to expectable cost depression, but also by means of disruptive technologies and regulations.

3. Einleitung und Motivation

Das klassische und im Wesentlichen seit vielen Jahrzehnten unveränderte Geschäftsmodell etablierter Fahrzeughersteller (OEM) unterliegt seit einigen Jahren einem signifikanten Anpassungsdruck durch Veränderungen des Marktes und seines Umfeldes. Dazu gehören legislative Anforderungen, z.B. zur Schadstoffreduktion, aber auch technologische Innovationen, insbesondere in den Bereichen Elektromobilität und vernetztes sowie automatisiertes Fahren. Diese haben zum Markteintritt neuer Wettbewerber geführt, auch als Reaktion auf neue Kundenanforderungen. Ein Beispiel für veränderte Kundenanforderungen ist die vor allem in urbanen Räumen zu beobachtende Abkehr vom Fahrzeugeigentum zugunsten eines multimodalen Verkehrsverhaltens, das ebenfalls alternative Mobilitätsdienstleistungen einschließt. Auch sonst ist die Nachfrage nach Fahrzeugen in den Industriestaaten größtenteils von Substitutionsbeschaffungen geprägt, der Markt stagniert weitestgehend. Insgesamt ist es daher fraglich, ob der dadurch induzierte Verlust an Wertschöpfung alleine durch Produktinnovationen und die Erschließung neuer Märkte ausgeglichen werden kann.

Das Angebot innovativer, dienstleistungsbasierter Mobilitätskonzepte bietet eine Möglichkeit, drohendem Umsatzverlusten entgegenzuwirken. Ein Konzept, das in jüngster Zeit verstärkt in den Vordergrund tritt, ist das Carsharing. Viele Fahrzeughersteller sind bereits heute mit eigenen oder in Kooperation betriebenen Carsharing-Angeboten aktiv geworden. Sie treten dabei nicht nur in Wettbewerb zueinander, sondern auch zu Unternehmen aus der Transportbrache, internationalen Technologiekonzernen und Start-up-Unternehmen. Neuartige Dienstleistungen, beispielsweise Fahrtvermittlungen (z.B. Uber), verschärfen den Wettbewerb zusätzlich.

Derzeitige Forschungsaktivitäten in diesem Bereich befassen sich insbesondere mit den ökologischen Folgen sowie der operativen Umsetzung von Carsharing-Angeboten, z.B. bei [1], [2] und [3]. Eine technisch-ökonomische Beurteilung des Geschäftsmodells Carsharing auf europäischer Ebene ist dagegen Stand der Forschung und noch nicht öffentlich verfügbar.

4. Methodische Vorgehensweise und Modellaufbau

Zur Quantifizierung der Auswirkungen der weiteren Marktentwicklung alternativer Mobilitätsdienstleistungen wurde am ika ein ökonometrisches Simulationsmodell entwickelt, mit dem sich resultierende Effekte auf Fahrzeughersteller und Flottenbetreiber ermitteln lassen. Nach einer Abgrenzung der Begriffe wurden die unterschiedlichen Geschäftsmodelle zunächst qualitativ beschrieben, um alle relevanten kausalen Beziehungen zu identifizieren und zu beschreiben. Auf dieser Basis wurde ein quantitatives, systemdynamisches Simulationsmodell aufgebaut und parametrisiert, das eine szenariobasierte Evaluation erlaubt.

4.1 Begriffsbestimmungen und Modellrahmen

Nach Art des Anbieters und der Kunden lassen sich drei Arten von Carsharing im engeren Sinne unterscheiden: konventionelles Carsharing, Corporate Carsharing (CC) und privates Carsharing. Hinzu kommt im weiteren Sinne das Ridehailing (RH, z.B. Uber), das im engeren Sinn kein Carsharing darstellt, im weiteren Sinn aber darunter subsumiert wird, siehe auch Tabelle 1. Konventionelles Carsharing, auch Business-to-Consumer (B2C) Carsharing, zeichnet sich durch eine kurzzeitige, flexible und entgeltliche Anmietung von Personenkraftwagen an Privatpersonen aus. Die Anbieter stellen ihren Mitgliedern eine Flotte von Fahrzeugen zur Verfügung. Dabei kann weiterhin danach unterschieden werden, an welchen Standorten die Fahrzeuge zur Verfügung stehen und inwieweit Start- und Endpunkt einer Anmietung im Vorhinein festgelegt sind. Die beiden am weitesten verbreiteten Arten sind das stationsbasierte Carsharing (SB), das sich dadurch auszeichnet, dass die Fahrzeuge an festgelegten Stationen zur Verfügung stehen und ggf. dort auch wieder abgegeben werden müssen, sowie das Free-Floating Carsharing, bei dem die Fahrzeuge innerhalb eines definierten Geschäftsgebiets frei verteilt sind jederzeit angemietet werden können. Fahrzeughersteller sind hier bereits aktiv, z.B. Daimler und BMW mit ihren Free-Floating Angeboten „car2go“ bzw. „DriveNow“.

Es handelt sich demgegenüber um privates Carsharing, bzw. Peer-to-Peer (P2P) Carsharing, wenn die zur Verfügung gestellten Fahrzeuge Eigentum anderer Privatpersonen sind. Carsharing-Anbieter nehmen hierbei die Rolle eines Vermittlers ein. Teilweise experimentieren auch Fahrzeughersteller mit diesem Geschäftsfeld, so vertreibt beispielsweise General Motors ein entsprechendes Angebot in Kooperation mit dem Weltmarktführer RelayRides.[4] [5] [6].

Tabelle 1: Übersicht verschiedener Carsharing-Geschäftsmodelle

| | Konventionelles Carsharing | Privates Carsharing | Corporate Carsharing | Ridehailing (Fahrtvermittlung) |
|----------------------------------|---|---|---|-------------------------------------|
| Fahrer | Registrierte Mitglieder | Registrierte Mitglieder | Mitarbeiter eines Unternehmens | (Semi-) Professionelle Fahrer |
| Eigentümer des Fzgs. | Carsharing- Anbieter | Privatpersonen | Carsharing- Anbieter, Leasing- Anbieter | Fahrer |
| Dauer der Leihe | Flexibel, Minuten bis wenige Stunden | Wenige Stunden bis mehrere Monate | Wenige Stunden bis mehrere Tage | Minuten, ähnlich zu Taxifahrt |
| Wirtschaftl. Partner | Carsharing- Anbieter | Carsharing- Anbieter, Fahrzeug- Eigentümer | Carsharing- Anbieter, Leasing- Anbieter | Fahrer, Ridehailing- Anbieter |
| Standort d. Fahrzeugs | Stationen (SB) / öfftl. Parkplätze (FF) | Private oder öffentliche Parkplätze | Unternehmens- gelände | Verteilt |

Das Corporate, bzw. Business-to-Business (B2B) Carsharing, richtet sich gezielt an Unternehmen als Kunden und stellt damit eine Alternative zu klassischen Firmenflotten und Dienstwagen dar. Der Carsharing-Anbieter stellt den Angestellten eines Unternehmens auf dessen Firmengelände Fahrzeuge zur kurzzeitigen Anmietung zur Verfügung. Gegenüber anderen Arten des Carsharing ist der mögliche Kreis von Nutzern von vornherein auf Angestellte dieses Unternehmens begrenzt. [7]

Die Fortschritte im Bereich der Informations- und Kommunikationstechnologie haben nicht nur die Entwicklung klassischer Carsharing-Dienste begünstigt, sondern auch völlig neue Mobilitätsdienstleistungen ermöglicht. Eines der heute meistdiskutierten Geschäftsfelder ist das Anbieten von Fahrtenvermittlungen, wie es beispielsweise durch die Unternehmen Lyft und Uber geschieht. Dabei vermitteln die Unternehmen zwischen Fahrern, die Fahrten gegen Gebühr anbieten, sowie kurzfristig nachfragenden Kunden. Da es sich hierbei um neuartige Angebote handelt, existieren zum jetzigen Zeitpunkt diesbezüglich nur wenige wissenschaftliche Veröffentlichungen und insbesondere keine einheitliche Terminologie. Die vielfach benutzten Begriffe „Ridesharing“ und „Ridesourcing“ werden zunehmend durch den Begriff „Ridehailing“ ersetzt, der daher im Folgenden verwendet wird. [8]

Ebenso wird der Begriff „Geschäftsmodell“ als eine zwischen Unternehmensstrategie und -prozessen angeordnete Struktur in der Literatur uneinheitlich verwendet [9]. Für die Zwecke der Untersuchung von Carsharing-bezogenen Geschäftsmodellen wird hier ein konzeptionel-

les Werkzeug verstanden werden, mit dem beschrieben werden kann, wie ein Unternehmen Gewinn erwirtschaftet und das insbesondere eine Beschreibung des Angebots, der angesprochenen Kundengruppen, der eigenen Aktivitäten und eingebundenen Partner enthält [10]. Diese Beschreibung wird im Folgenden verwendet, um das grundsätzliche wirtschaftliche Potenzial der Geschäftsmodelle bestimmen zu können.

4.2 Modellaufbau

Die kausalen Beziehungen des Marktes sowie die Unternehmensinternen Prozesse müssen zutreffend und hinreichend modelliert werden, um die Marktentwicklung valide simulieren zu können. Zum Zweck einer systematischen Vorgehensweise wurde in drei Schritten vorgenommen. Zunächst werden die verschiedenen Carsharing-Geschäftsmodelle in Form einer Business Model Canvas vollständig beschrieben. [11] Die Business Model Canvas gliedert sich in die Teilbereiche Infrastruktur (z.B. Schlüsselressourcen), Produkt (Wertangebote), Kunden (z.B. Kundensegmente) sowie Finanzierbarkeit (z.B. Kostenstruktur). Beispielaus zeigt Bild 1 die Business Model Canvas für das Geschäftsmodell Ridehailing.

Für die weiteren Schritte wurde die Methode „System Dynamics“ (SD) gewählt. [12] Dazu wurden zunächst in qualitativer Weise die kausalen Beziehungen zwischen verschiedenen Markt- und Unternehmensgrößen (z.B. Fahrzeugkosten, Unternehmensgewinne) in Form eines Kausalschleifendiagramms modelliert, das Feedbackbeziehungen, Fluss- und Bestandsgrößen sowie nichtlineare Eigenschaften der Geschäftsmodelle enthält.

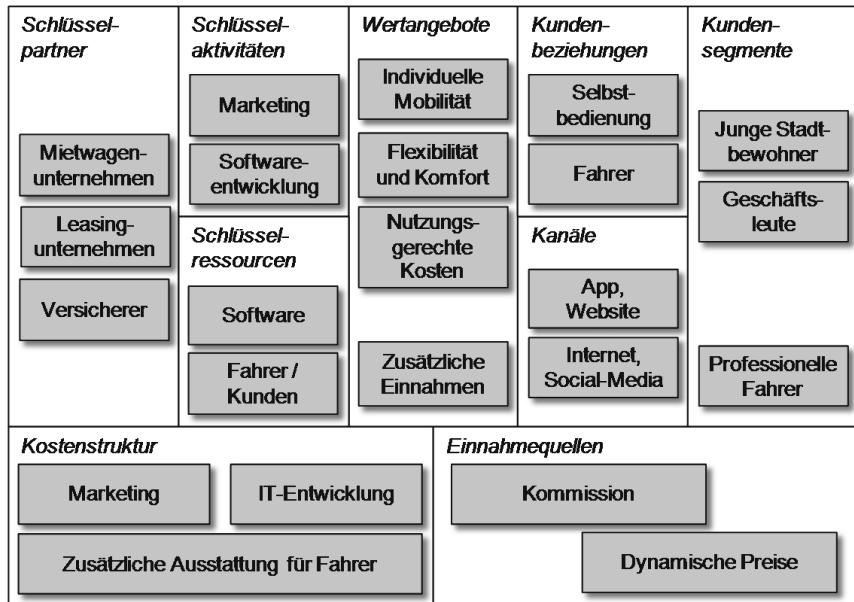


Bild 1: Business Model Canvas für das Geschäftsmodell Ridehailing (z.B. Uber)

Die dabei ermittelte Grundstruktur zeigt Bild 2. Im Wesentlichen besteht das Modell aus je einem Teilmodell pro Geschäftsmodell. Innerhalb jedes Teilmodells werden verschiedene Module dazu genutzt, die Entwicklung der Nachfrage (Kundenmodul), des Geschäftsmodells selbst sowie die Auswirkungen auf den Neufahrzeugmarkt zu quantifizieren. Da eine Preis-Nachfragefunktion für die verschiedenen Carsharing-Angebote und deren Alternativen nicht öffentlich verfügbar ist, wurde auf eine Rückkopplung der Tarifstruktur auf die Kundennachfrage verzichtet. Stattdessen können verschiedene Wachstumsraten szenarioabhängig definiert werden. Als Endergebnis wird im Standardfall das Gesamtergebnis für den Flottenbetreiber (ohne Neufahrzeugmarktbetrachtung) oder das OEM-Ergebnis ausgegeben. Zwischengrößen lassen sich jedoch ebenso Auswerten wie weitere Effekte.

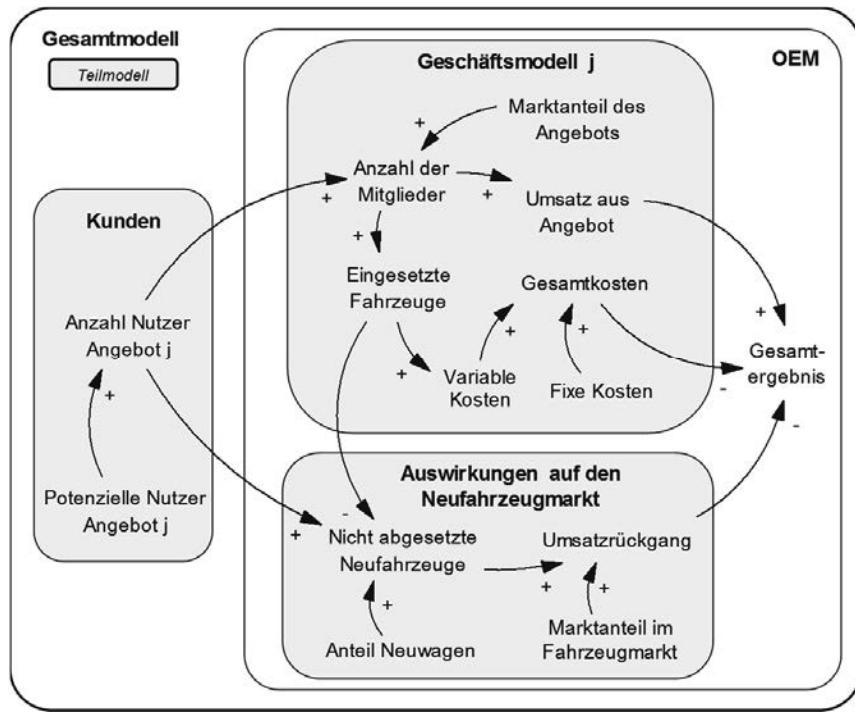


Bild 2: Grundstruktur des System Dynamics Modells zur Simulation der Carsharing Marktentwicklung in Europa

In Verbindung mit einer fahrzeugtechnischen Datenbank und Annahmen zur Flottenzusammensetzung lassen sich mit dem Modell aus OEM-Sicht auch die Auswirkungen eines Carsharing-Angebotes auf den CO₂-Flottenverbrauch ermitteln.

4.3 Modellparametrisierung

Für die Modellparametrisierung wurde eine umfangreiche Meta-Analyse existierender Veröffentlichungen zur Entwicklung des Carsharing-Marktes und korrespondierender ökonomischer Auswirkungen durchgeführt. In Analogie zu den wesentlichen Punkten der Business Model Canvas wurde diese aufgeteilt in eine Angebots- und eine Kostenanalyse sowie eine Analyse der Kundenstruktur.

In der Angebotsanalyse wurden die verschiedenen Tarifstrukturen der im Markt bereits etablierten Unternehmen analysiert. Dabei zeigt sich, dass sowohl bei stationsbasierten, als auch

bei Free-Floating Angeboten grundsätzlich mehrere Tarife wählbar sind, die durchschnittliche Tarifstruktur zwischen den Anbietern eines Typs jedoch sehr ähnlich sind. Im Bereich Ride-hailing wurde die Tarifstruktur des Unternehmens Uber implementiert, die in verschiedenen Märkten sehr ähnlich ist. Daten für das Corporate Carsharing sind dagegen kaum öffentlich verfügbar, demzufolge wurden Analogien zu Leasingangeboten gezogen.

Bei der Abschätzung der Kostenstruktur wurde auf eine bestehende Fahrzeugdatenbank zurückgegriffen und die Daten typischer Carsharing-Fahrzeuge gewählt.

Dabei wurden vier verschiedene Segmente mit unterschiedlichen technischen Daten (insb. Verbrauchsdaten) sowie Beschaffungs-, Versicherungs-, Wartungs- und Instandhaltungskosten definiert. Eine Besonderheit sind dabei die zusätzlichen Kosten für elektrifizierte Fahrzeuge sowie der geplante Anteil elektrifizierter Fahrzeuge in der Flotte. Dieser Werte unterliegen ähnlich wie der Kraftstoff- und Strompreis einer besonderen dynamischen Anpassung, die den erwarteten Lern- und Skaleneffekten im Bereich der Antriebsstrangkosten Rechnung trägt. Zusätzlich ist zu beachten, dass die Kostenstruktur sich nicht nur Fahrzeug-, sondern auch markt- und geschäftsmodellbezogen unterscheidet, z.B. sind in bevölkerungsreichen Städten signifikant höhere Abgaben für Stellplätze (Free Floating Systeme) und Stationen (stationsbasierte Systeme) zu zahlen.

Die Analyse der Kundenstruktur umfasste Studien zu verschiedenen Aspekten, u.a. dem Kundenpotenzial, soziodemografischen Eigenschaften und dem Einfluss von Carsharing auf den Besitz von Privatfahrzeugen als besonderer Fokus. Es zeigt sich, dass die Angaben der Studienteilnehmer sich zum einen sehr stark zwischen den Studien unterscheiden und zum anderen im Befragungslayout öfter keine Unterscheidung zwischen Neu- und Gebrauchtwagen sowie Erst- und Zweitwagen gemacht wurde. Beispielhaft zeigt **Tabelle 2** ausgewählte Studien zum Kundenverhalten von Carsharing-Kunden.

Weiterhin lässt sich feststellen, dass Carsharing-Kunden zwar heterogen sind, sich aber in charakteristische Kundensegmente einteilen lassen. Für das konventionelle Carsharing wurden die Kundensegmente „Junge Avantgarde“ sowie „Urbane Pragmatiker“ unterschieden. Für das Ridehailing kommen noch das Kundensegment derer ohne Fahrerlaubnis hinzu. Die EU wurde in verschiedene Teilmärkte eingeteilt und den Kundensegmenten auf Basis der Kundenanalyse ein maximales Nutzungspotenzial zugeteilt, um das Marktwachstum zu quantifizieren.

Tabelle 2: Übersicht ausgewählter Studien zum Einfluss von Carsharing auf den Besitz von Privatfahrzeugen
 (* = nur Free-Floating untersucht, ** = nur stationsbasiert untersucht)

| Studie | Ort | Pkw verkauft | Pkw-Kauf verschoben | Ersetzte Pkw pro Carsharing-Fzg. |
|--------|-------------|--------------------|------------------------|----------------------------------|
| [13] | London | 13 % | 30 % | 9 – 20 |
| [14] | USA, Kanada | 25 % | 25 % | 9 – 13 |
| [15] | Paris | FF: 23 %, SB: 67 % | k. A. | FF: 3, SB: 7 |
| [16]* | Seattle | 39 % | | k. A. |
| [17] | Deutschland | k. A. | FF: 12,5 %, SB: 30,5 % | k. A. |
| [18]* | Ulm | 13,5 % | k. A. | 8 |
| [19]** | Europa | 27 % | | 7 |
| [20]** | USA, Kanada | 20 % | k. A. | 9 – 13 |

Mit einem zusätzlichen Abgleich der historischen Entwicklung konnten so Wachstumsraten ermittelt werden, die Eingang in die Szenariountersuchung finden. Auch das jeweilige Nutzungsverhalten innerhalb der Kundensegmente wurde modelliert, um zu berücksichtigen, dass nur ein bestimmter, geschäftsmodellspezifischer Anteil der angemeldeten Nutzer die Carsharing-Angebote überhaupt aktiv nutzt.

5. Ergebnisse

Die Unsicherheit in der Entwicklung der Nachfrage bedingen eine szenariobasierte Herangehensweise. Die entsprechenden Szenarien werden im ersten Schritt der Ergebnisableitung definiert. Im nächsten Schritt werden die Simulationsergebnisse zunächst auf Gesamtmarkt- und anschließend auf Unternehmensebene vorgestellt. Im Anschluss erfolgt ein Einblick in den Validierungsprozess.

6. Definition von Szenarien

Mit der Definition von Szenarien wird berücksichtigt, dass sich verschiedene Eingangsgrößen ohne Erhebung von Primärdaten weder empirisch bestimmen lassen, noch sinnvoll kalibriert werden können. Weiterhin wird durch die Szenariobetrachtung eine modellexogene

Interaktion der Entwicklung von konventionellem Carsharing und Ridehailing ermöglicht, das sich sonst nicht ableiten ließe. Die qualitativen Entwicklungen der verschiedenen Rahmenbedingungen für die untersuchten Geschäftsmodelle zeigt **Tabelle 3**. Durch das Einstellen von Extremwertannahmen können im Ergebnis alle denkbaren Entwicklungspfade dargestellt werden.

Tabelle 3: Qualitative Szenarioannahmen für die unterschiedlichen Geschäftsmodelle

| Szenario | Stationsbas. | Free Floating | Ridehailing | Corp. Carsh. |
|---------------|--------------|---------------|-------------|--------------|
| Share Economy | + | + | - | + |
| Trend | = | = | = | = |
| Status quo | - | - | + | - |

+ : optimistische Entwicklung = : erwartete Entwicklung - : konservative Entwicklung

Das Trendszenario beschreibt eine moderate Entwicklung der einzelnen Märkte, die im Wesentlichen den heutigen Erwartungen entspricht. Es handelt sich dabei somit um das Szenario mit der größten Eintrittswahrscheinlichkeit. Für das Szenario „Share Economy“ werden die relevanten exogenen Einflussparameter variiert und für das Szenario „Status quo“ entgegengesetzte Annahmen getroffen.

7. Ergebnisse auf Gesamtmarktebene

Mit Hilfe der quantitativen, für die Szenarien definierten Annahmen, kann die Gesamtmarktgröße für einzelne Geschäftsmodelle innerhalb der EU-28-Länder bestimmt werden. Bild 3 zeigt die Entwicklung der jährlich insgesamt erwirtschafteten Umsätze der untersuchten Geschäftsmodelle. Stations-basiertes Carsharing stellt in den nächsten Jahren den größten Markt dar. Bis zum Jahr 2020 erreichen konventionelle Carsharing-Angebote in der Simulation eine Marktgröße von ca. 1,4 Mrd. €. Corporate Carsharing und Ridehailing sind anfangs kaum verbreitet, weisen jedoch ein hohes Wachstumspotenzial auf und übertreffen den Umsatz der anderen Angebote in der zweiten Hälfte des Betrachtungszeitraums. Es zeigt sich weiterhin, dass stationsbasierte Angebote zunächst das höchste Ergebnis erzielen können. Free-Floating-Angebote sind demgegenüber langfristig trotz des insgesamt kleineren Markt-volumens aufgrund der vorteilhaften Marktstruktur und größerer Gewinnmargen profitabler.

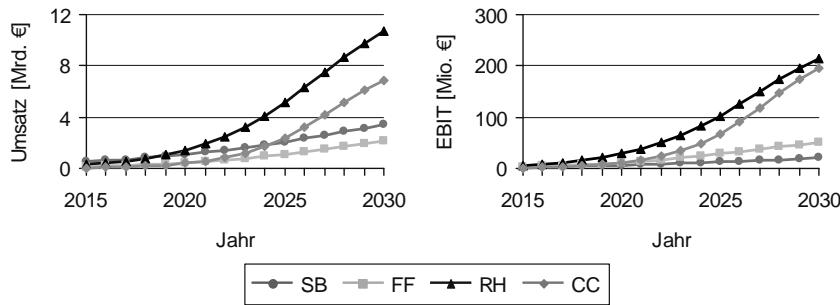


Bild 3: Entwicklung des Marktumfangs alternativer Mobilitätsdienstleistungen und der maximal erzielbaren Jahresergebnisse vor Steuern und Zinsen (EBIT) einzelner Angebote innerhalb der EU-28 im Trendszenario

Die einzelnen Mobilitätsdienstleistungen haben unterschiedliche Auswirkungen auf den Neufahrzeugmarkt. Innerhalb der nächsten fünf Jahre werden in der Simulation des Trendszenarios lediglich weniger als 1 % der Neuwagenkäufe innerhalb der Europäischen Union aufgrund neuartiger Mobilitätsdienstleistungen nicht getätigten, siehe Bild 4.

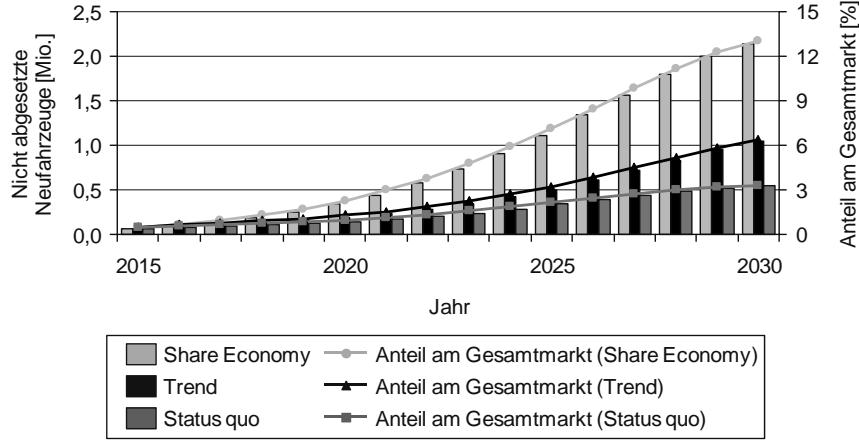


Bild 4: Auswirkungen auf den Gesamtmarkt für Neufahrzeuge innerhalb der EU-28 in verschiedenen Szenarien

Zum Ende des Betrachtungszeitraums hin steigt der Einfluss allerdings signifikant an. Ab 2025 verringert sich das Gesamtmarktvolumen aufgrund von Carsharing- und Ridehailing-

Angeboten um durchschnittlich 5 %. Dabei ist stationsbasiertes Carsharing für etwa die Hälfte der ersetzen Neufahrzeuge verantwortlich.

8. Ergebnisse für OEM und Flottenbetreiber

Die Fahrzeughersteller sind je nach Ausgestaltung des eigenen Produktpportfolios unterschiedlich stark von der Marktentwicklung betroffen. Ein entsprechend stark affektiert er Referenz-OEM wurde entsprechend im Volumenmarkt definiert. Der entgangene Gewinn des Referenz-OEMs aufgrund nicht abgesetzter Neufahrzeuge ist in Bild 5 dargestellt.

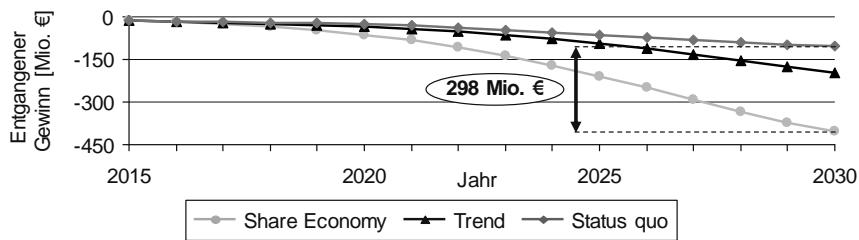


Bild 5: Entgangener Gewinn des Referenz-OEMs aufgrund nicht abgesetzter Neufahrzeuge innerhalb der EU-28 in verschiedenen Szenarien

Die jährlichen Verluste schwanken dabei je nach Szenario zum Ende des Betrachtungszeitraums zwischen 100 Mio. und 400 Mio. €. Insbesondere im Szenario „Share Economy“ haben alternative Mobilitätsdienstleistungen spürbare finanzielle Auswirkungen auf den betrachteten Fahrzeughersteller.

Weiterhin ist zu untersuchen, in wie weit diese Verluste durch das Angebot eigener Mobilitätsdienstleistungen kompensiert werden können. Die mit einem einzelnen Geschäftsmodell erreichbaren kumulierten Jahresergebnisse bis 2030 sind in Bild 6 dargestellt. Dabei muss beachtet werden, dass für die Berechnung jeweils ein Markteintritt im aktuellen Wettbewerbsumfeld angenommen wurde. Unter der Annahme eines steigenden Wettbewerbsdrucks durch neue Anbieter sinken die möglichen Jahresergebnisse signifikant. Je nach Geschäftsmodell und Anzahl neuer Wettbewerber ist ein wirtschaftlicher Betrieb aufgrund hoher Fixkosten für den Betrieb der Plattform und Marketing kaum noch möglich.

Grundsätzlich können Carsharing-Angebote in allen drei Szenarien in der Simulation ein positives Ergebnis erwirtschaften. Corporate Carsharing ist aus Sicht eines Fahrzeugherstellers wirtschaftlich am attraktivsten. Stationsbasiertes Carsharing ist in den Szenarien Share Economy und Status quo einem Free-Floating Angebot zunächst überlegen. Im Trendszenario

wiederum ist die Profitabilität von Free-Floating Carsharing vor allem aufgrund der vorteilhaften Marktsituation deutlich höher.

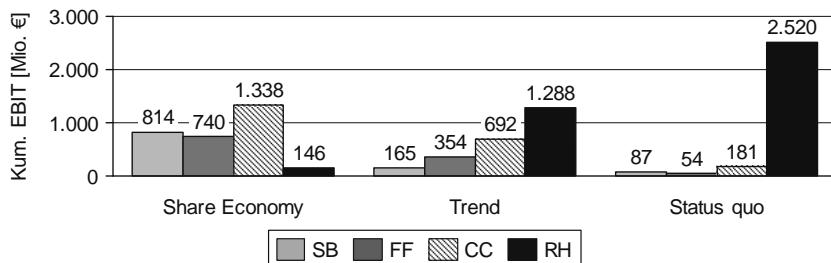


Bild 6: Kumulierte Jahresergebnisse (EBIT) von 2015 bis 2030 unterschiedlicher Geschäftsmodelle innerhalb der EU-28 in verschiedenen Simulationsszenarien

Ridehailing-Unternehmen erwirtschaften unter Berücksichtigung ihrer tatsächlichen Umsätze relativ geringe Jahresergebnisse. Allerdings zeigt sich auch das große Potenzial, das diese Angebote bei einer entsprechenden Marktentwicklung aufgrund der einfachen Skalierbarkeit entfalten können.

Der ökonomische Effekt einer Heranführung an eine bestimmte Fahrzeugmarke sowie eine Markenbindung durch das Angebot von Carsharing und Ridehailing lässt sich wegen der fehlenden Datengrundlage nicht seriös ermitteln und wurde daher nicht weiter betrachtet.

9. Ergebnisvalidierung

Das Simulationsmodell wurde in drei Schritten validiert. Zunächst wurden Simulationsergebnisse unter vorgegebenen Bedingungen mit veröffentlichten, historischen Geschäftsdaten bestehender Anbieter verglichen. Im zweiten Schritt erfolgte ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit aktuellen Prognosen zur Entwicklung einzelner Märkte. Abschließend wurde mit Hilfe von Sensitivitätsanalysen untersucht, ob das Modell auch unter veränderten Rahmenbedingungen sinnvolle Ergebnisse liefert. Aufgrund teils fehlender oder unvollständiger Datenlage, insb. einer Einzelaufstellung der Geschäftsdaten verschiedener Anbieter, konnten nicht alle Schritte jeweils für alle Teilmodelle angewendet werden.

Als Beispiel für den Abgleich mit historischen Ergebnissen dient eine Untersuchung der Geschäftsdaten des genossenschaftlich organisierten Schweizer Unternehmens Mobility. Dazu wurden unter den bestehenden Modellannahmen die tatsächlichen, veröffentlichten Nutzerzahlen des Unternehmens in den Jahren 2008 bis 2014 exogen vorgegeben. Die Simulationsergebnisse wurden mit den Angaben von Mobility zu Umsatz und Ergebnis vor Steuern

und Zinsen (EBIT) in den jeweiligen Jahren verglichen. Die Daten wurden dabei je nach Jahr um Umsätze aus anderen Geschäftstätigkeiten bereinigt. Die Ergebnisse des Vergleichs sind in Bild 7 dargestellt.

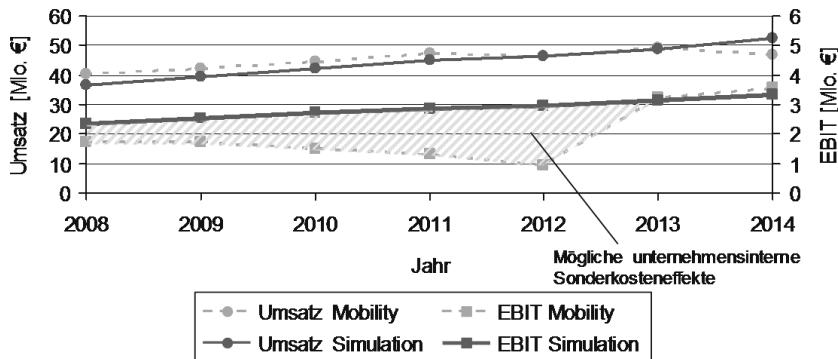


Bild 7: Vergleich der simulierten und tatsächlichen Geschäftsdaten von Mobility in den Jahren 2008 bis 2014 mit Daten von [21]

Es zeigt sich, dass sich die Simulationsergebnisse mit den tatsächlichen Geschäftsdaten weitgehend decken. Während der Umsatz bis auf das Jahr 2014, in dem der Umsatz von Mobility trotz steigender Nutzerzahlen leicht abfällt, sehr genau übereinstimmt, zeigen sich beim EBIT in den Jahren 2008 bis 2012 signifikante Abweichungen, auch wenn eine höhere Volatilität zu erwarten war. Da die Prognose aber für die Jahre 2013 und 2014 sehr gut mit der realen Entwicklung übereinstimmt, könnten die Abweichungen aber auch auf nicht weiter aufgeschlüsselte Kosteneffekte oder in diesem Zeitraum im Vergleich zum Wettbewerb andere Kostenstruktur zurückzuführen sein, die in den Folgejahren ausgeglichen wurden.

Der Abgleich mit weiteren Studien ([22], [23] und [24]) zeigte bei konventionellem Carsharing insgesamt und speziell beim Free-Floating Carsharing eine sehr ähnliche Umsatzentwicklung bis zum Jahr 2020 wie durch das Modell prognostiziert. Bei der Entwicklung des Geschäftsmodells Ridehailing zeigt das Modell jedoch ein Umsatzpotential unterhalb des in [23] veröffentlichten Korridors.

Im letzten Schritt wurde die Sensitivität des Modells getestet, indem u.a. das Fahrzeugproduktportfolio des modellierten OEMs variiert sowie das Marktwachstum geschäftsmodellindividuell eingestellt wurde, woraus sich durchweg plausible Entwicklungen ergaben und damit robustes Modellverhalten nachgewiesen werden konnte. Insgesamt konnte die Validierung so erfolgreich abgeschlossen werden.

10. Zusammenfassung und Diskussion

In der Gesamtschau der Ergebnisse zeigt sich, dass der sich dynamisch entwickelnde Markt für Carsharing und Ridehailing bereits durch inkrementelle Weiterentwicklung signifikante Auswirkungen auf das Kerngeschäft der OEM hat. Wegen der im Vergleich zum Neufahrzeugmarkt kleinen Carsharing-Flottengröße ist das Potenzial zur Senkung der CO₂-Flottenemissionen durch einen höheren Anteil elektrifizierter Fahrzeuge insgesamt zwar gering, jedoch kann der Wertschöpfungsverlust durch geringe Neuzulassungen zumindest teilweise kompensiert werden. Dabei ist zu beachten, dass die Wirtschaftlichkeit der Geschäftsmodelle sensibel auf weitere Wettbewerber reagiert, was eine signifikante Markteintrittsbarriere darstellt. Außerdem sind die Auswirkungen stark von dem aktuellen Produktportfolio abhängig, so dass sich strategische Implikationen nur herstellerabhängig ableiten lassen. Ein nicht zuletzt durch die erhöhte Technologiewahrnehmung im Gesamtmarkt wünschenswerter, höherer Anteil elektrifizierter Fahrzeuge in der Flotte wird nicht nur durch eine fortschreitende Kostendegression für Komponenten des elektrischen Antriebsstranges ermöglicht, sondern auch durch disruptive Ereignisse. Auf technologischer Seite hat das automatische Fahren in langfristiger Hinsicht das Potenzial, die vorgestellten Geschäftsmodelle deutlich zu verändern („Technology Push“). Mit dem Simulationsmodell ist es möglich, die erhöhten Fixkosten durch solche Fahrzeuge den geringeren variablen Kosten für die Flottenlogistik sowie insb. den Personalkosten beim Ridehailing gegenüberzustellen. Für im letzten Bereich tätige Unternehmen bietet automatisiertes Fahren eine Möglichkeit, das Geschäftsmodell weg von einem Provisions- hin zu einem Modell mit hoher Wertschöpfungstiefe zu verändern. Auf legislativer Seite könnten Regulierungen auf lokaler Ebene, von Fördermaßnahmen bis hin zu Einfahrbeschränkungen, zu einem deutlich erhöhten Marktwachstum und -gesamtpotenzial führen („Legislative Push“).

Die Modellentwicklung ist jedoch derzeit dahingehend limitiert, dass bisher kaum öffentlich verfügbare, valide Quellen zum ökonomischen Nachfrage- und Substitutionsverhalten von Carsharing-Kunden existieren. Diese Limitierung wird aktuell durch Szenarioannahmen aufgefangen, die sich jedoch auch in einer vergleichsweise großen Prognoseunschärfe äußern. Eine Weiterentwicklung des Modells wird daher am ika derzeit insbesondere in Richtung der Quantifizierung des Einflusses disruptiver Ereignisse sowie diversifizierter Kosten- und Technologiebetrachtungen betrieben. Sobald entsprechende Quellen verfügbar werden, ist eine Erweiterung des Simulationsmodells um eine Tarif-Nachfrage-Feedbackbeziehung vorgesehen.

11. Literaturangaben

- [1] Wagner, S., Brandt, T. u. Neumann, D.: In free float. Developing Business Analytics support for carsharing providers. *Omega* 59 (2016), S. 4–14
- [2] Wallsten, S.: The competitive effects of the sharing economy: how is Uber changing taxis? *Technology Policy Institute* (2015)
- [3] Witzke, S.: Carsharing als zukünftige Mobilitätsalternative? In: *Carsharing und die Gesellschaft von Morgen*. Berlin: Springer 2016, S. 47–49
- [4] Strategic Insight of the Global Carsharing Market, N.N., Mountain View, CA 2014
- [5] Shaheen, S. A., Mallory, M. A. u. Kingsley, K. J.: Personal vehicle sharing services in North America. *Research in Transportation Business & Management* 3 (2012), S. 71–81
- [6] General Motors: GM Enters Carsharing Business; Teams Up with RelayRides, Detroit, MI 2011.
http://media.gm.com/media/us/en/gm/news.detail.html/content/Pages/news/us/en/2011/Oct/1005_relay.html, abgerufen am: 26.07.2016
- [7] Strategic Assessment of European Corporate Carsharing Market, N.N., Mountain View, CA 2014
- [8] Rayle, L., Shaheen, S., Chan, N., Dai, D. u. Cervero, R.: App-Based, On-Demand Ride Services: Comparing Taxi and Ridesourcing Trips and User Characteristics in San Francisco, University of California, Berkeley Working Paper. Berkeley, CA 2014
- [9] Al-Debei, M. M., El-Haddadeh, R. u. Avison, D.: Defining the Business Model in the New World of Digital Business. Proceedings of the Fourteenth Americas Conference on Information Systems. 2008
- [10] Osterwalder, A., Pigneur, Y. u. Tucci, C. L.: Clarifying Business Models: Origins, Present and Future of the Concept. *Communications of the Association for Information Systems* 15 (2005), S. 1–25
- [11] Weiner, N., Renner, T. u. Kett, H.: Geschäftsmodelle im "Internet der Dienste": Aktueller Stand in Forschung und Praxis. Stuttgart: Fraunhofer Verlag 2010
- [12] Sterman, J. D.: *Business Dynamics: Systems Thinking and Modeling for a Complex World*. New Delhi: Tata McGraw-Hill 2010
- [13] Steer Davies Gleave: Carplus Annual Survey of Car Clubs 2014/15: England and Wales, Leeds 2015. <http://www.carplus.org.uk/carplus-annual-survey-of-car-clubs-2014-15/>, abgerufen am: 07.06.2016
- [14] Shaheen, S. u. Chan, N.: Mobility and the Sharing Economy: Impacts Synopsis. Shared-use Mobility Definitions and Impacts, Richmond, CA 2015.
<http://tsrc.berkeley.edu/node/850>, abgerufen am: 05.05.2016

- [15] One-way carsharing: which alternative to private cars?, Louvet, N., Paris 2014
- [16] Seattle Free-Floating Car Share Pilot Program Report 2013, N.N., Seattle, WA 2014
- [17] AIM Carsharing-Barometer, Vol. III: Carsharing-Kunden, Schäfers, T., Sowik, N. u. Wittkowski, K., Oestrich-Winkel 2013
- [18] Firnkorn, J. u. Müller, M.: What will be the environmental effects of new free-floating car-sharing systems? The case of car2go in Ulm. Ecological Economics 70 (2011) 8, S. 1519–1528
- [19] Aktueller Stand des Car-Sharing in Europa. Endbericht D 2.4 Arbeitspaket 2, EU-Projekt momo Car-Sharing, Loose, W., Köln 2010
- [20] Martin, E., Shaheen, S. u. Lidicker, J.: Carsharing's Impact on Household Vehicle Holdings. Results from a North American Shared-Use Vehicle Survey. Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board 2143 (2010), S. 150–158
- [21] Mobility: Geschäfts- und Nachhaltigkeitsberichte der Mobility Genossenschaft 2008 bis 2014, Luzern 2015. <https://www.mobility.ch/de/ueber-mobility/mobility-genossenschaft/ueber-uns/geschaeftsberichte/>, abgerufen am: 28.06.2015
- [22] Urbane Mobilität im Umbruch: Verkehrliche und Ökonomische Bedeutung des Free-Floating-Carsharing, Weigele, S., Brockmeyer, F., Frohwert, S., Bürger, K. u. Schliebs, M., Berlin 2014
- [23] Freese, C. u. Schönberg, T.: Shared Mobility: How new businesses are rewriting the rules of the private transportation game, München 2014.
https://www.rolandberger.com/media/pdf/Roland_Berger_TAB_Shared_Mobility_20140716.pdf, abgerufen am: 07.05.2015
- [24] Berman, B., Jerram, L. u. Gartner, J.: Carsharing Membership and Vehicle Fleets, Personal Vehicle Reduction, and Revenue from Carsharing Services: Global Market Analysis and Forecasts, Boulder, CO 2013. <http://www.navigantresearch.com/wp-content/uploads/2013/08/CSHP-13-Executive-Summary.pdf>, abgerufen am: 17.08.2016

Die Dresdner Mobilitätsstrategie 2025plus

Bestandteil des Verkehrsentwicklungsplanes 2025plus der Landeshauptstadt Dresden

Dr. oec. **Matthias Mohaupt**, Stadtplanungsamt,
Landeshauptstadt Dresden

Kurzfassung

Im Jahre 2014 hat der Stadtrat der Landeshauptstadt Dresden den Verkehrsentwicklungsplan (VEP) 2025plus beschlossen, dessen integraler Bestandteil die Mobilitätsstrategie für diesen Zeitraum ist. Im Beitrag wird nach einer kurzen Einführung zum Zweck und zur Bedeutung von Verkehrsentwicklungsplänen in der Verkehrs- und Stadtplanung auf die aktuellen Rahmenbedingungen eingegangen, innerhalb derer der VEP 2025plus entwickelt wurde. Beschrieben wird im Folgenden der Bearbeitungsprozess in seinen Bestandteilen sowie die Zusammensetzung und Arbeit der für diesen Prozess installierten Gremien. Im Rahmen der Schilderung der Bearbeitungsmethodik wird auf die Ziele-Findung, die Szenarienbildung und die Auswahl des Vorzugsszenarios sowie auf die Methode der Prioritätenbestimmung von VEP-Maßnahmen eingegangen. Die Hauptinhalte des VEP 2025plus werden angerissen und schließlich die vier Säulen der Mobilitätsstrategie 2025plus in den Kontext von exemplarisch ausgewählten Maßnahmen des VEP 2025plus gesetzt.

1. Grundlagen und Bearbeitungsverlauf

Verkehrsentwicklungspläne sind ein Instrument der Verkehrsplanung, mittel- bis langfristige Entwicklungen des Verkehrssystems einer territorialen Einheit zu bestimmen und dieses unter definierten Rahmenbedingungen zu gestalten. Verkehrsentwicklungspläne sind daher nicht neu, sondern haben unter verschiedenen Bezeichnungen (Generalverkehrsplan, Verkehrskonzept etc.) die verkehrsplanerische Arbeit in Dresden spätestens seit 1950 bestimmt. Obwohl diese Verkehrsentwicklungspläne in vielen Punkten aufeinander aufbauen, dabei einzelne Ziele und Vorhaben mit in die Zukunft nehmen, stehen sie doch immer im Kontext zu den besonderen Rahmenbedingungen des jeweiligen Zeitgeschehens, in dem sie erarbeitet werden.

Der Rahmen für die Entwicklung des Dresdner VEP 2025plus wird unter anderem darin gesehen, dass Verkehr – also auch der in Dresden und seiner Region – zunehmend von Entwicklungen, wie Globalisierung, Rohstoffpreise, Schwankungen der Finanzmärkte etc. determiniert wird. Von Einfluss sind qualitativ neue Ansprüche der Menschen an die Lebensqualität, an die Luftreinhaltung und Lärminderung oder an die Senkung der Unfallrisiken, die sich letztlich auch in europäischer und nationaler Gesetzgebung (z. B. Luftreinhaltepläne) niederschlagen. Demografischer Wandel, Ansprüche nach vielfältiger Beteiligung der Bürgerschaft an den Planungsprozessen, aber auch die steigenden Kosten für Instandhaltung und Sanierung der Verkehrsinfrastruktur, die Herausforderungen der Energiewende sowie die Digitalisierung des (öffentlichen) Lebens fügen sich an. Vor diesem Hintergrund begann im Jahre 2009 die Erarbeitung des VEP 2025plus der Landeshauptstadt Dresden und dauernte bis zum Jahre 2014.

Erstellt wurde der VEP 2025plus im Auftrag der Landeshauptstadt Dresden von einem Planerkonsortium, bestehend aus den Büros Ingenieurgruppe IVV GmbH & Co. KG sowie IVAS – Ingenieurbüro für Verkehrsanlagen und -systeme. Begleitet wurde der gesamte Bearbeitungsprozess von einem Runden Tisch, an dem – von einem unabhängigen Moderator betreut – über 40 Institutionen, Vereine, Verbände etc. teilnahmen. An diesem Tisch wurden u. a. die Ziele für die künftige Verkehrsentwicklung Dresdens entworfen, zu Analysen beige tragen, Maßnahmen benannt und bewertet, und schließlich der Gesamtentwurf diskutiert. Ein wissenschaftlicher Beirat stand dem Bearbeitungsprozess zur Seite, wirkte auch vermittelnd und beratend zur Ebene der Kommunalpolitik. Der Runde Tisch Nachbarn/Region wider spiegelte die Verflechtungen des Dresdner Verkehrssystems nach außen und leitete gemeinsame Projekte ab (z. B. Lkw-Führungskonzept für die Region).

Von Beginn an in den Kontext moderner europäischer Verkehrsplanung gestellt, war das Projekt „VEP 2025plus“ als Exempel für einen „sustainable urban mobility plan“ (SUMP) vorgesehen, das dieses Ziel inzwischen, gewürdigt auch von der Europäischen Union, in hohem Maße erreicht hat.

2. Methodik

Die am Runden Tisch entworfenen Ziele für die künftige Verkehrsentwicklung Dresdens, welche durch den Stadtrat der Landeshauptstadt Dresden abgerundet und beschlossen wurden, bildeten die Grundlage für das methodische Vorgehen zum Aufstellen des VEP 2025plus sowie für den inhaltlichen Entwurf durch das Planerkonsortium.

Im Ergebnis einer intensiven Diskussion zu Defiziten und Handlungserfordernissen am Runden Tisch wurden eine Vielzahl von infrastrukturellen und anderen Maßnahmen vorgeschlagen. Das Planerkonsortium berechnete darauf aufbauend neben den notwendigen Basisszenarien drei Szenarien (A, B, C) mit dem Ziel, herauszufinden, welches der Szenarien am besten dem Erreichen der verkehrsplanerischen Zielstellung dienen kann.

Szenario A orientierte mehr auf die Verbesserung der infrastrukturellen Bedingungen für den Kfz-Verkehr, etwas weniger auf den Umweltverbund (ÖPNV, Fahrrad, zu Fuß gehen). Szenario B kehrte das Verhältnis zugunsten des Umweltverbundes um. Im Szenario C, welches als „Verhaltenswandel“ bezeichnet wurde, waren die Maßnahmen aus dem Szenario B komplett übernommen, es wurde hier jedoch unterstellt, dass sich die Bevölkerung – aufgrund stärkerer ökologischer Orientierung und anderer Rahmenbedingungen – mehr dem Umweltverbund zuwendet.

Es wurde herausgefunden, dass das Szenario C dasjenige ist, welches der Ziele-Erreichung am nächsten kommt. Szenario B nähert sich der Ziele-Erreichung nur geringfügig weniger an. Szenario A erreicht die Zielsetzung der Verkehrsentwicklung bis 2025plus nicht. Der Stadtrat der Landeshauptstadt Dresden orientierte per Beschluss auf das Verfolgen des Szenarios B. Dies begründete sich u. a. daraus, dass Verhaltenswandel von vielen, durch das städtische Handeln nicht beeinflussbaren, Rahmenbedingungen abhängig ist. Szenario B hingegen stellt auf Maßnahmen ab, die von der Stadtverwaltung beeinflusst und geleistet werden können.

Im nächsten Schritt bestimmte das Planerkonsortium mittels einer Bewertungsmatrix eine Prioritätenreihung der vorgeschlagenen Maßnahmen. Bewertet wurde jede einzelne Maßnahme nach deren Wirkung auf die Ziele-Erreichung (dreistufig: keine – hoch); diese wurde faktoriell mit der Betroffenheit (mehrstufig: groß – klein) gewichtet; sodann wurde die jeweilige Maßnahme einer Kostenklasse (I – V) zugeordnet. Auf dieser Basis fanden die Maßnahmen Eingang in die Matrix, sodass die preisgünstigsten und zur Ziele-Erreichung wirksamsten Maßnahmen in die höchste Umsetzungspriorität gelangten, alle anderen abgestuft in geringere Prioritäten. Einen Überblick über alle etwa 140 Maßnahmen bietet die Tabelle 6.2 des VEP 2025plus.

3. Hauptinhalte

Gegliedert in vier Teile und einen umfangreichen Anlagenteil beinhaltet der VEP 2025plus im Teil A die Beschreibung der Grundlagen, die Bestandsanalyse sowie die Strukturprognosen, im Teil B die Szenarienentwicklung, Wirkungsberechnung und Prioritätenreihung, im Teil C

die Darstellung der Mobilitätsstrategie 2025plus und im Teil D das Handlungskonzept bzw. die Beschreibung der in Tabelle 6.2 aufgelisteten Maßnahmen.

Die Dresdner Mobilitätsstrategie 2025plus wird von vier Säulen getragen:

- Stadtentwicklung und Verkehr,
- Verkehrsinfrastruktur,
- Verkehrsmanagement,
- Mobilitätsmanagement.

Stadtentwicklung und Verkehr

Diese Säule setzt den Rahmen für den Erhalt oder die Wiederherstellung städtischer Lebensräume im Kontext mit dem Stadtverkehr. Es geht hier um integrierte Standortentscheidungen unter Berücksichtigung der Verkehrsentwicklung, insbesondere mit der Förderung des Umweltverbundes, um die „Stadt der kurzen Wege“, aber auch um Straßenraumgestaltung unter den Aspekten Lebensqualität, Klimaschutz, Funktionalität und barrierefreie Teilhabe.

Beispielhaft im VEP 2025plus stehen dafür Maßnahmen wie:

- Sicherung der großstädtischen Magistralen und multifunktionalen Hauptstraßen durch innovative Konzepte,
- Umsetzung der Lärminderungspläne,
- Kfz-freie Augustusbrücke,
- ebenerdiger Fußgängerüberweg Albertstraße.

Verkehrsinfrastruktur

Diese Säule setzt den Rahmen für eine effiziente Entwicklung der Verkehrsinfrastruktur, deren Schwerpunkt die Sanierung und Instandhaltung ist. Bereits heute müsste die Landeshauptstadt Dresden etwa 50 Millionen Euro pro Jahr im Straßenbereich (Straßen, Brücken, Steuerungssysteme) aufwenden. Im ÖPNV-Sektor liegen die Kosten für den Erhalt der Straßenbahngleise, Neubeschaffung von Fahrzeugen bei etwa 135 Millionen Euro im Jahr. Dennoch sind noch Netzergänzungen (u. a. zur Sicherung des Wirtschaftsverkehrs) notwendig, wobei hier gemäß des umweltverbund-orientierten Szenarios B vor allem die infrastrukturelle Entwicklung der Schnittpunkte des ÖPNV, des Fahrradverkehrs sowie auch neue Straßenbahntrassen als Ersatz für stark frequentierte Buslinien im Fokus stehen.

Beispielhaft im VEP 2025plus stehen dafür Maßnahmen wie:

- Stadtbahnprogramm, darunter Zentralhaltestelle Tharandter Straße,

- straßenseitige Anbindung des Wissenschaftsstandortes Ost,
- Integriertes Radverkehrskonzept für die Gesamtstadt,
- Carsharing-Standorte/Mobilitätspunkte.

Verkehrsmanagement

Diese Säule setzt den Rahmen für eine effektive Nutzung der vorhandenen Verkehrsinfrastruktur (z. B. Parkraummanagement), für intelligente Verkehrssteuer- und -informationssysteme oder auch für die Verstärkung des motorisierten Individualverkehrs und die Bevorrechtigung des ÖPNV, mit dem Ziel eines minimalen Energieeinsatzes bei größtmöglichen Effekten für Klimaschutz und Kostenersparnis auf dem Mobilitätssektor. Von wachsender Bedeutung ist hier das Forcieren neuer Mobilitätsformen, wie Carsharing oder Elektromobilität, die auch das Ausschöpfen moderner Informations- und Kommunikationsformen (vom Handy-Ticketing bis hin zur Fahrerassistenz in Kfz) beinhalten. Konzepte, die moderne (digitale) Fahrzeugtechnik mit den Möglichkeiten des (digitalen) Verkehrsmanagements verknüpfen, werden immer mehr ins Blickfeld rücken.

Beispielhaft im VEP 2025plus stehen dafür Maßnahmen wie:

- Ausbau innovativer Steuersysteme an Lichtsignalanlagen,
- bedarfsgerechter, integrierter Ausbau der Verkehrsmanagementzentrale,
- Verstärkung echtzeitbasierter Informationssysteme im ÖPNV,
- Etablierung einer Mobilitätskarte als integriertes Zugangs- und Abrechnungssystem für multimodale Nutzung (ÖPNV, Radverleih, Parktickets etc.).

Mobilitätsmanagement

Diese Säule setzt den Rahmen dafür, Mobilitätsverhalten zugunsten des Umweltverbundes zu beeinflussen bzw. Voraussetzungen für eine kostensparende, energieeffiziente und umweltschonende Mobilität zu schaffen. Hier geht es darum, unter Nutzung eines modernen Verkehrsmanagements sowie des Ausbaus einer unterstützenden Infrastruktur, die Hinwendung zu den Verkehrsträgern des Umweltverbundes zu begünstigen. Lösungsstrategien werden hier vor allem im betrieblichen und standortbezogenen Mobilitätsmanagement gesehen, deren Kern es ist, durch infrastrukturelle Angebote (z. B. Fahrradabstellanlagen), Informationsangebote (z. B. Mobilitätsberatung, Mitfahrerbörse), technologische Angebote (Fahrplangestaltung, Taktzeiten) sowie verschiedene Anreize (z. B. Job-Ticket) die Verkehrsmittelwahl auf den Umweltverbund zu lenken und Multimodalität zu fördern.

Beispielhaft im VEP 2025plus stehen dafür Maßnahmen wie:

- Ausbau des betrieblichen Mobilitätsmanagements und Aufbau von Mobilitätsteams,

- Ausweitung des Job-Tickets im ÖPNV,
- Initiativen zur Förderung der ÖPNV- und Fahrradnutzung im Berufsverkehr,
- Förderung von Carsharing, Elektromobilität, Fahrgemeinschaften etc.

4. Schlussbemerkung

Mit diesem Beitrag wurde ein Thema dargestellt, dass zu einer Fachtagung über Antriebsysteme nicht zu passen scheint. Näher betrachtet, gibt es jedoch mehr oder minder starke Beziehungen zwischen den Themen Stadt- und Verkehrsplanung und Fahrzeug-/ Antriebstechnik, denn was immer an neuen Techniken und Technologien am Beispiel Antriebstechniken entwickelt wird, es existiert nicht für sich allein oder als Selbstzweck, sondern muss sich in eine definierte bauliche, natürliche, soziale und auch „mobile“ Umwelt einpassen, mit dieser harmonieren und – gedacht an die zunehmende Digitalisierung der Stadträume – auch kommunizieren. Dafür ist ein ressortübergreifendes Denken unerlässlich.

Der gesamte VEP 2025plus ist auf der Website der Landeshauptstadt Dresden unter www.dresden.de/vep abrufbar. Eine Bürgerinformationsbroschüre gibt einen Überblick über Hauptinhalte des VEP 2025plus und ein Video (Laufzeit etwa 20 Minuten) vermittelt einen dokumentarischen Eindruck über die Entstehung des VEP 2025plus, die umfangreiche Bürgerbeteiligung und lässt Akteure des Runden Tisches zu Wort kommen. Broschüre und Video können gebührenfrei vom Stadtplanungsamt der Landeshauptstadt Dresden bezogen werden.

Literaturangaben

- [1] Verkehrsentwicklungsplan 2025plus der Landeshauptstadt Dresden,
Beschluss-Nr. V2745/14, 14. November 2014

Literaturhinweise

- [1] Landeshauptstadt Dresden, Verkehrsentwicklungsplan 2025plus – Ein Überblick.
(2016)
- [2] Dr. Mohaupt, M., Pfotenhauer, E.: Verkehrsentwicklungsplan der Landeshauptstadt
Dresden – Strategien für die nachhaltige Verkehrsentwicklung einer wachsenden Stadt.
Internationales Verkehrswesen (4/2014), S. 18-21

Doppel-E-Antrieb mit Range-Extender (DE-REX) – System-Auslegung und Betriebsstrategien am Beispiel der eingesetzten Permanentmagnet-Synchronmaschinen

J. An, Y. Gemeinder, A. Binder,

Institut für Elektrische Energiewandlung, TU Darmstadt;

R. König, A. Viehmann, S. Rinderknecht,

Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, TU Darmstadt;

S. Fischer, C. Beidl,

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Fahrzeugantriebe,

TU Darmstadt

Kurzfassung

Der Doppel-E-Antrieb mit Range-Extender (DE-REX) ist ein innovatives, hocheffizientes Antriebskonzept für elektrifizierte Fahrzeuge, das die Vorteile eines parallelen Plug-In-Hybridfahrzeugs und eines Elektrofahrzeugs mit Range-Extender kombiniert. Es werden zwei hocheffiziente, baugleiche PM-Synchronmaschinen mit summierendem Zweiganggetriebe eingesetzt. Die Betriebsstrategie zielt darauf ab, das Gesamtsystem energetisch im Optimum zu betreiben, und die E-Motoren so zu regeln, dass neben dem geforderten Antriebsmoment eine optimale elektrische Ausnutzung des elektrischen Systems erreicht wird. Am Beispiel der E-Maschine wird die Detailtiefe der Betriebsstrategie aufgezeigt. Der wesentliche Begrenzungsfaktor der E-Maschine selbst ist deren Temperatur, welche maßgeblich von den ohm'schen Verlusten der Wicklung abhängt. Daher ist das Ziel der Betriebsstrategie, für die E-Maschinen je nach Lastpunkt eine energieoptimale Betriebstemperatur mit jeweils minimalen Verlusten einzustellen. In Abhängigkeit der Motortemperaturen der E-Maschinen wird entschieden, welche der beiden E-Maschinen im Teillastbereich das Fahrzeug antreibt, um ein energieoptimales Fahren zu gewährleisten. Mit der richtigen Auswahl der anzusteuernden E-Maschinen kann beim Fahrbetrieb durch Verringerung der ohm'schen Verluste Energie eingespart werden.

1. Einleitung

Der Doppel-E-Antrieb ist ein innovatives, modulares Antriebsstrang-Konzept für den Einsatz in rein elektrischen oder hybriden Fahrzeugen [1]. Das Layout des Doppel-E-Antriebs mit Range-Extender (DE-REX) ist dadurch gekennzeichnet, dass zwei baugleiche elektrische Maschinen (EM1 und EM2) jeweils an einem 2-Gang-Teilgetriebe (TG) angebunden sind

(Bild 1). Zusätzlich kann der Verbrennungskraftmotor (VKM) über eine Trennkupplung (T) an eines der Teilgetriebe angebunden werden, sodass sowohl sehr effiziente parallele als auch serielle Hybrid-Betriebsmodi ermöglicht werden.

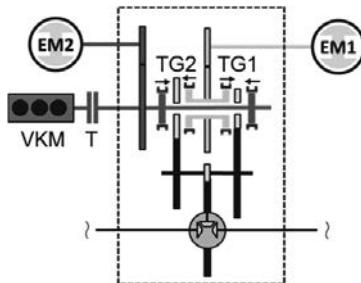


Bild 1: Antriebsstrang-Layout des DE-REX-Antriebskonzepts

Die Effizienzpotentiale in den rein elektrischen Betriebsmodi basieren im Wesentlichen auf zwei Grundprinzipien: Zum einen können durch die Mehrgängigkeit die Betriebspunkte der E-Maschinen jeweils in einen optimalen Betriebsbereich verschoben werden. Zum anderen werden die E-Maschinen vergleichsweise klein dimensioniert (je Maschine $P_{EM,max} = 48 \text{ kW}$). Dadurch kann insbesondere bei Teillast-Anforderungen eine E-Maschine spezifisch hoch ausgelastet werden, während die andere E-Maschine samt zugehörigem Teilgetriebe stillgelegt ist. Die hohe spezifische Auslastung (Downsizing-Effekt) der in der Leistung reduzierten E-Maschine führt dazu, dass die E-Maschine mit einem höheren Wirkungsgrad betrieben werden kann, als dies bei einer größer dimensionierten E-Maschine im unteren Teillast-Bereich aufgrund der dann höheren Leerverluste möglich wäre.

Die vergleichsweise kleine Dimensionierung der E-Maschinen wird erst durch die Mehrgängigkeit der elektrischen Teilantriebsstränge ermöglicht, da zur Erfüllung der Anforderungen hinsichtlich Anfahrmoment und Höchstgeschwindigkeit kein Kompromiss in der Übersetzung gesucht werden muss, der letztlich auch zu einer größeren Dimensionierung der E-Maschine führen würde. Stattdessen wird in diesem Zweigang-Konzept die Übersetzung des ersten Gangs auf das notwendige Anfahrmoment und die Übersetzung des zweiten Gangs auf die Höchstgeschwindigkeit ausgelegt. Die Architektur des DE-REX-Antriebsstrangs erlaubt es zudem, die Gangwechsel ohne Zugkraftunterbrechung auszuführen, was sich positiv auf den Fahrkomfort und die Fahrleistung auswirkt. Durch die parallele Anordnung der Teilgetriebe wird in einem Teilgetriebe der Gang gewechselt, während die E-Maschine des jeweils anderen Teilgetriebes weiter antreibt. Die Getriebetechnologie basiert auf der Technik kosten-

günstiger automatisierter Schaltgetriebe mit elektromechanischer Schaltwalzenaktorik. Die zugkraftunterbrechungsfreien Schaltvorgänge können trotzdem ohne den Einsatz von aufwändigen und kostenintensiven Lastschaltelementen (z. B. Doppelkupplungssystemen) ausgeführt werden. Zudem wird die Drehzahlsynchronisierung bei Gangwechseln über die Regelung der elektrischen Maschinen umgesetzt, sodass statt konventioneller Synchroneinheiten (mit Reibeelementen) rein formschlüssige Schaltelemente eingesetzt werden können. [2]

Weiter bietet das Antriebskonzept Vorteile hinsichtlich der funktionalen Integration. So wird auf einen separaten Starter-Motor verzichtet und der Verbrennungsmotor direkt mit der E-Maschine 2 gestartet. Außerdem wird der Einsatz einer integrierten Parksperrfunktion untersucht [3], wodurch Kosten und Aufwand einer separaten Parksperrfunktion eingespart werden können.

Durch die gewählte Antriebskonfiguration, bestehend aus zwei E-Maschinen und zwei unabhängigen Teilgetrieben mit je zwei Gängen, entstehen zusätzliche Freiheitsgrade für die Betriebsstrategie des DE-REX-Antriebs. [4] Der Betrieb des Fahrzeugs wird allgemein in rein elektrisches Fahren, Batterie-Entladung (Charge Depleting) und Ladungserhaltung (Charge Sustaining) unterteilt. Für die Ladungserhaltung wird ein Verbrennungsmotorbetrieb mit hohem Wirkungsgrad angestrebt. Die elektrischen Maschinen übernehmen dabei die Differenz zwischen Verbrennungsmotor- und Fahrerwunschkreislaufmoment und werden in den meisten Fahrsituationen generatorisch betrieben. Im Entlade-Betrieb wird bei geringen Fahrerfordernissen nur eine E-Maschine verwendet und die zweite E-Maschine bei höheren Drehmoment-Anforderungen dazu geschaltet. Das Temperaturmanagement der einzelnen E-Maschinen stand bei der grundlegenden Entwicklung der Betriebsstrategie nicht im Vordergrund.

Aufgrund der Möglichkeit, die geforderten Drehmomente auf zwei elektrische Antriebe zu verteilen, wird die Betrachtung eines thermischen Betriebsmanagements der E-Maschine als Bestandteil der klassischen Betriebsstrategie interessant. Dies ergibt sich insbesondere dann, wenn eine E-Maschine über eine längere Zeit im Teillastbereich verwendet wird, während die zweite E-Maschine abgeschaltet ist (z. B. bei einer Fahrt in der Stadt). Wenn nun vom Fahrzeug plötzlich ein hohes Drehmoment (Wechsel von Stadtfahrt zur Autobahnfahrt) benötigt wird, kann es zu einer übermäßigen Erwärmung einer Maschine kommen. Dies würde zu einem unerwünschten Derating der Antriebsleistung der einen E-Maschine führen, da die erste E-Maschine während der Stadtfahrt durch die Verluste aufgeheizt wurde, wäh-

rend die zweite E-Maschine kühl ist, da diese ausgeschaltet war. Eine Erhöhung der Temperatur in der Statorwicklung $\Delta\vartheta_{Cu}$ (ausgehend von der Anfangstemperatur ϑ_0) bedeutet auch, dass die ohm'schen Verluste $P_{d,Cu}$ zunehmen, da der Widerstand der Wicklung aufgrund des Temperatureinflusses zunimmt (1).

$$P_{d,Cu} = 3 \cdot R_s(\vartheta_{Cu}) \cdot I_s^2 = 3 \cdot R_{s,20} \left(\frac{\vartheta_{Cu} + 235}{255} \right) \cdot I_s^2 \quad \text{mit } \vartheta_{Cu} = \vartheta_0 + \Delta\vartheta_{Cu}, \quad \vartheta_{Cu} \text{ in } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

Mit der richtigen Auswahl der anzusteuernden E-Maschinen in der Betriebsstrategie kann beim Fahrbetrieb Energie durch Reduzierung der ohm'schen Verluste gespart werden. Für das folgende Beispiel können durch das thermische Betriebsmanagement die ohm'schen Verluste um 8,1 % reduziert werden. Für das DE-REX-Projekt wurde ein Fahrzeug der B-Klasse (Leermasse $m = 1710$ kg) ausgewählt, welches in diesem Beispiel mit einer Zuladung $m_{zu} = 400$ kg bei einer konstanten Geschwindigkeiten von 110 km/h auf der Autobahn für 1800 Sekunden bzw. 30 Minuten bei einer durchschnittlichen Steigung von drei Prozent bewegt wird. Das Fahrzeug ist mit einer E-Maschinen-Wicklungstemperatur ϑ_0 von 65 °C auf die Autobahn aufgefahren. Hieraus ergeben sich folgende Temperaturänderungen bei den E-Maschinen:

- 1) Betriebsstrategie 1: Nur eine E-Maschine in Betrieb
 - Temperaturanstieg der EM1: $\Delta\vartheta_{Cu,EM1} = 53$ K
 - Temperaturanstieg der EM2: $\Delta\vartheta_{Cu,EM2} = 0$ K
- 2) Betriebsstrategie 2: Mit angepasster Betriebsstrategie, minimale Motortemperatur
 - Temperaturanstieg der EM1: $\Delta\vartheta_{Cu,EM1} = 19,3$ K
 - Temperaturanstieg der EM2: $\Delta\vartheta_{Cu,EM2} = 27,9$ K.

Die Reduktion der ohm'schen Verluste ergibt sich wie folgt:

$$P_{d,Cu,2}/P_{d,Cu,1} = (\vartheta_0 + 27,9 + 235)/(\vartheta_0 + 53 + 235) = 92,89 \% \quad . \quad (2)$$

2. Thermische Auslegung der Prototypmaschine

Zur Berechnung des dynamischen Temperaturverhaltens der E-Maschine ist ein thermisches Modell der E-Maschine notwendig. Die Berechnung des thermischen Netzwerks kann entweder analytisch mit Hilfe eines thermischen Ersatzschaltbilds oder numerisch mit der Finiten-Elemente-Methode (z.B. mit der Software JMAG) erfolgen.

2.1. Kühlung

Die E-Maschine ist mit einer Flüssigkeitsmantelkühlung ausgeführt (Bild 2). Die Höhe und Breite der Kühlkanäle beträgt 13 mm bzw. 4 mm. Als Kühlmittel kommt ein Glykol/Wasser-Gemisch (50 % / 50 %) zum Einsatz, um ein Einfrieren bei Temperaturen bis -40 °C zu verhindern. Bei einer Durchflussrate von 6 l/min betragen die Kühlmittelgeschwindigkeit 1,92 m/s und die Wärmeübergangszahl $\alpha_K = 4425 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Um den Wärmeübergang von Wickelkopf zur Flüssigkeitsmantelkühlung zu erhöhen, ist dieser in Epoxidharz eingegossen. Dessen Wärmeleitfähigkeit liegt bei $\lambda_c = 1,0 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

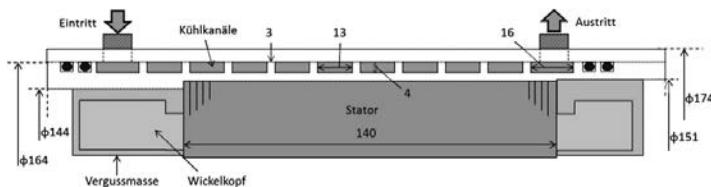


Bild 2: Anordnung der Kühlkanäle für die Flüssigkeitsmantelkühlung

2.2. Analytische Berechnung mit dem thermischen Wärmequellenennetzmodell

Die Berechnungen mit dem Wärmequellenennetzmodell zeigen, dass aufgrund der Flüssigkeitsmantelkühlung und der geschlossenen Motorbauweise ohne inneren Kühlkreislauf die maximale Temperatur in den Wickelköpfen auftritt. Die Berechnung der Temperatur im Wickelkopf der Nichtantriebsseite ist dabei entscheidend, da sich hier der Sternpunkt der Motorwicklung befindet und somit ein Heißpunkt auftritt. Die Berechnung der Temperatur für die einzelnen Bauelemente erfolgt mit Hilfe des thermischen Wärmequellenennetzmodells in Bild 3. Die thermischen Widerstände sind durch gelbe Rechtecke repräsentiert. Die Wärmequellen (Verluste) sind durch rote Kreise mit eingezeichneten Pfeilen an den entsprechenden Positionen gekennzeichnet. Da die Verluste in der Statorwicklung nicht lokal an einem einzigen Punkt auftreten, wird die Wärmequelle der Statorwicklung in drei separate Quellen aufgeteilt. Hierbei werden die Verluste in den Nuten $P_{d,Cu,Nut}$ und in den Wickelköpfen der Antriebsseite $P_{d,Cu,WKA}$ und der Nichtantriebsseite $P_{d,Cu,WKB}$ berücksichtigt. Weiterhin sind im Modell die Ummagnetisierungsverluste im Rotor und im Stator sowie die Reibungsverluste im Luftspalt berücksichtigt. Die thermischen Kapazitäten der Wärmespeicher wurden parallel zu den Verlustquellen angeordnet. Die Rotation des Rotors führt zu Verwirbelungen der Luft im Luftspalt und somit zu einer Erhöhung der thermischen Leitfähigkeit λ_δ im Luftspalt [5]. Da die Statorwicklung zumeist eine deutlich höhere Temperatur aufweist als der Rotor, wird der Rotor mit

einer Wärmeübergangszahl $\alpha_{\text{Welle}} = 14,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ über die Antriebswelle und über das Lager zum Gehäuse hin gekühlt [6]. Die Eingangstemperaturen der Kühlflüssigkeit und die Luft-Umgebungstemperatur werden mit der maximal zulässigen Austrittstemperatur des Kühlmittels am Umrichter zu $\vartheta_{\text{ein}} = 65^\circ\text{C}$ bzw. $\vartheta_{\text{Raum}} = 25^\circ\text{C}$ gewählt. Aufgrund der physikalischen Kopplung des Wicklungswiderstands und der Temperatur (1) verändern sich die Verluste in der Ständerwicklung kontinuierlich, was eine gleichzeitige Berechnung der Temperaturverteilung bedingt. Die Berechnung wird mit dem Programm *MATLAB* mit Zeitschritten von einer Sekunde bis zum Ende des Fahrzyklus durchgeführt.

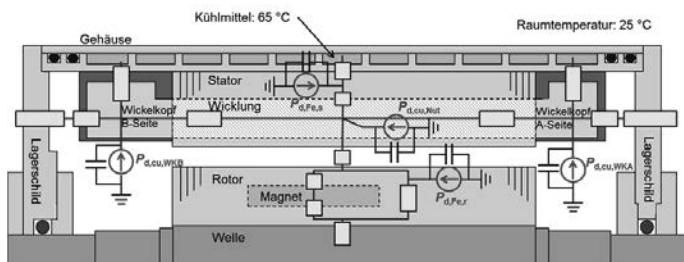


Bild 3: Thermisches Wärmequellenmodell mit Wärmekapazitäten, Wärmequellen und thermischen Widerständen

2.3. Das numerische thermische Berechnungsmodell in JMAG

Basierend auf den Verlusten bei Sinusspeisung in der Statorwicklung und in den Eisenblechen wird das thermische Verhalten der E-Maschine mit Hilfe der Finite-Elemente-Software *JMAG* untersucht. 2D-Modelle sind jedoch aufgrund der begrenzten Möglichkeiten, Wicklungsüberhänge und Wärmeübertragung in axialer Richtung darzustellen, nur beschränkt nutzbar. Daher wurde für die thermische Berechnung ein 3D-Modell der E-Maschine mit *JMAG* erstellt. Es wurde mehrere thermische Berechnungen, vor allem eine für den Bemessungspunkt ($n_N = 4167/\text{min}$, $M_N = 55 \text{ Nm}$), durchgeführt. Zur Vereinfachung werden alle elektrischen Leiter in einer Nut zu einem äquivalenten trapezförmigen Einzelleiter zusammengefasst (Bild 4). Durch die Symmetrie der E-Maschine und der dadurch bedingten symmetrischen Temperaturverteilung ist es bei der FEM-Berechnung ausreichend, einen Pol und damit sechs Statornuten und das dazugehörige Rotorsegment (6/36) zu berechnen. Für die Oberfläche des Gehäuses wird eine Wärmeübergangszahl von $\alpha_{\text{Luft}} = 15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ angenommen, die sich aus natürlicher Konvektion und geringer Wärmestrahlung zusammensetzt.

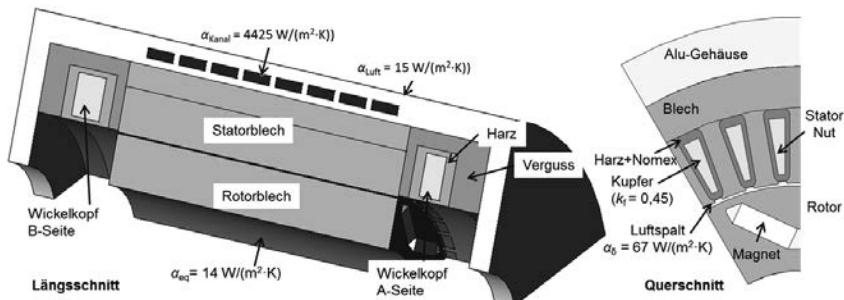


Bild 4: Längs- und Querschnitt des thermischen 3D-Modells mit ausgeblendeter Motorwelle

2.4. Vergleich von Berechnung und Messung

Am Institut für elektrische Energiewandlung wurde ein Prototypmotor auf Basis der elektromagnetischen, thermischen und mechanischen Auslegung der E-Maschine des Projekts „Doppel-E-Antrieb“ konstruiert, aufgebaut und vermessen [7]. Zur Kühlung des Prototypmotors wurde eine Flüssigkeitsmantelkühlung mit spiralförmigen Kühlkanälen (Bild 2) eingesetzt. Durch die eingesetzte externe Kühlmittelpumpe zirkuliert das Kühlmittel mit einem Volumenstrom von 7 l/min. Die verwendete externe Kühlmittelpumpe ist nicht stufenlos einstellbar. Aus diesem Grund ist der Volumenstrom um 17 % höher, als dies später im Fahrzeug umgesetzt wird. Bei einer Durchflussrate von 7 l/min betragen die Kühlmittelgeschwindigkeit $2,24 \text{ m/s}$ und der Wärmedurchgangskoeffizient $\alpha_K = 5006 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Die Erwärmung und die damit einhergehende Temperaturerhöhung der Wicklung des Prototypmotors wurde bei Nennbetrieb bis zum thermischen Nennpunkt, als Beharrungstemperatur definiert durch weniger als 0,5 K Temperaturänderung innerhalb von 30 Minuten, bei Nennmoment gemessen. Der gemessene und berechnete Temperaturunterschied zwischen dem Wickelkopf und der Wicklung in den Nuten beträgt 10 K (Bild 5) bei einer mittleren Kühlmittelaustrittstemperatur von 35 °C.

Bild 5 zeigt den Vergleich zwischen dem analytischen, dem numerisch berechneten und dem gemessenen Temperaturanstieg des Prototypmotors bei Nennbetrieb ($M_N = 55 \text{ Nm}$ und $n_N = 4167/\text{min}$). Die Ergebnisse aus Messung, analytischer und Finite-Elemente-Berechnung stimmen vor allem stationär gut überein. Die maximalen Abweichungen zwis-

schen den Berechnungsergebnissen und den Messwerten liegen bei etwa 3...5 K. Die Abweichungen zwischen den gemessenen Werten und den mit beiden Modellen berechneten Werten haben unterschiedliche Gründe, so z. B. die gewählte maximale Anzahl der Zweige und Knoten im Wärmequellenetzwerk und die Genauigkeit der verwendeten Wärmeübergangskoeffizienten sowie die exakte Bestimmung der Verluste. Zur Abschätzung der Wicklungstemperatur während des Fahrzyklus sind diese Berechnungsergebnisse aber ausreichend genau.

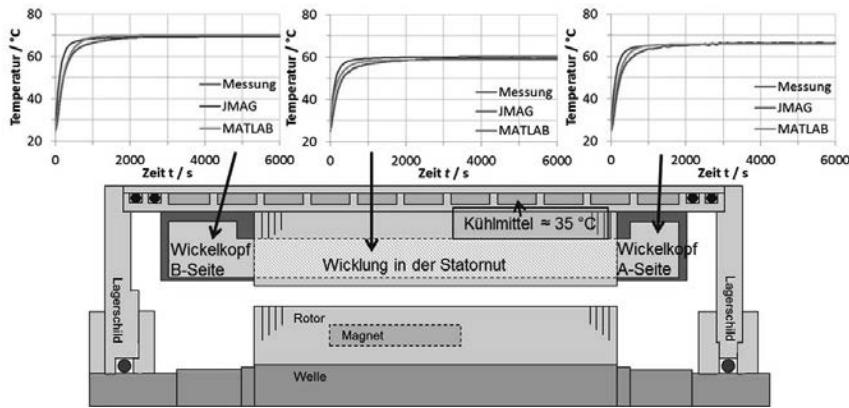


Bild 5: Temperaturanstieg bei Nennbetrieb $M_N = 55 \text{ Nm}$, $n_N = 4167 \text{ min}^{-1}$

3. Fahrzeugsimulationsmodell

3.1. Betriebsstrategien

Zur Ermittlung der notwendigen Drehzahlen und Drehmomente wird ein Fahrzeugmodell verwendet, welches „rückwärts“, d. h. vom Rad zu den Antrieben (Bild 6), rechnet. Ausgehend von einem gewählten Fahrzyklus werden mit Hilfe der Fahrzeugdaten (Masse inkl. 70 kg für den Fahrer: $m = 1780 \text{ kg}$, Luftwiderstandsbeiwert: $c_W = 0,26$, Rollwiderstandsbeiwert: $f_R = 0,011$, Drehmassenzuschlagfaktor: $\lambda = 1,1$) die Fahrwiderstände und das erforderliche Drehmoment am Rad berechnet. Im Falle des rein elektrischen Fahrens bestimmt der Betriebsstrategieabschnitt „Fahrmodus-Entscheidung“, welche Kombination aus E-Maschine und Getriebe die energieoptimale Kombination darstellt. Für den Anwendungsfall der Betriebsstrategie 1 werden die Verluste durch das Wirkungsgradkennfeld bei einer festen Wicklungstemperatur von 100 °C berechnet. Anhand dieser Ergebnisse wird der Fahrmodus

mit minimalem Energieverbrauch ausgewählt. Die tatsächliche Motortemperatur wird bei dieser Betriebsstrategie nicht berücksichtigt. Die möglichen Zustände des Betriebsmodus zeigt die Tabelle 1. Beim Teillastbetrieb wird nur die erste E-Maschine (EM1) betrieben, um das Fahrzeug anzutreiben (Fahrmodus 1 und 2). Dies führt, wie in der Einleitung bereits gezeigt, zu einer deutlich höheren Wicklungstemperatur bei der E-Maschine 1.

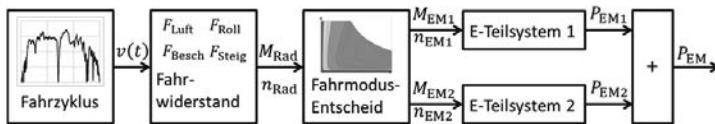


Bild 6: Aufbau der Simulationsmodelle mit der Betriebsstrategie 1

Tabelle 1: Fahrmodus in der Betriebsstrategie 1 bei motorischem Betrieb

| Fahrmodus | | | EM1 | | EM2 | |
|-----------|---------|--------------|---|---------------------------|---|---------------------------|
| Nr. | E-Motor | Über-setzung | M_{EM1}/Nm | n_{EM1}/min^{-1} | M_{EM2}/Nm | n_{EM2}/min^{-1} |
| 1 | EM1 | i_1 | $M_{Rad}/(i_1 \cdot \eta_{G1})$ | $n_{Rad} \cdot i_1$ | 0 | 0 |
| 2 | EM1 | i_2 | $M_{Rad}/(i_2 \cdot \eta_{G2})$ | $n_{Rad} \cdot i_2$ | 0 | 0 |
| 3 | EM1+2 | i_1 | $\frac{1}{2} \cdot M_{Rad}/(i_1 \cdot \eta_{G1})$ | $n_{Rad} \cdot i_1$ | $\frac{1}{2} \cdot M_{Rad}/(i_1 \cdot \eta_{G1})$ | $n_{Rad} \cdot i_1$ |
| 4 | EM1+2 | i_2 | $\frac{1}{2} \cdot M_{Rad}/(i_2 \cdot \eta_{G2})$ | $n_{Rad} \cdot i_2$ | $\frac{1}{2} \cdot M_{Rad}/(i_2 \cdot \eta_{G2})$ | $n_{Rad} \cdot i_2$ |

Wird nun die Temperatur der E-Maschine bei der Auswahl des Fahrmodus ebenfalls berücksichtigt, werden die ohm'schen Verluste durch Umschaltung auf die kühtere E-Maschine minimiert. Bild 7 und Tabelle 2 zeigen das für die Betriebsstrategie 2 geänderte Simulationsmodell und die Fahrmodusauswahl bei Berücksichtigung der Temperaturen beider E-Maschinen. Um den Fahrmodus mit minimalen Verlusten zu wählen, werden die sich in den Antrieben einstellenden Gesamtverluste berechnet. Die Gesamtverluste der E-Maschinen und des speisenden Wechselrichters enthalten die ohm'schen Verluste ($P_{d,Cu}$), die Ummagnetisierungsverluste ($P_{d,Fe}$), die Reibungsverluste ($P_{d,tr}$) und die Umrichterverluste ($P_{d,inv}$). Die ohm'schen Verluste ($P_{d,Cu}$) werden mit Berücksichtigung der Wicklungstemperatur berechnet. Die Ummagnetisierungsverluste ($P_{d,Fe}$) und die Umrichterverluste ($P_{d,inv}$) werden aus dem vorab berechneten Muscheldiagrammen $P(n, M)$ für alle Drehzahl- und Drehmoment-Kombinationen (n, M) entnommen. Die Reibungsverluste ($P_{d,tr}$) werden in Abhängigkeit der Drehzahlen der E-Maschinen berechnet. Um die Wicklungs-Temperaturen beider E-

Maschinen für diese Betriebsstrategie vorauszuberechnen, wird für jede E-Maschine jeweils ein thermisches Wärmequellenmodell aus Abschnitt 2.2 verwendet. Die vorher berechneten Verluste werden in das thermische Modell eingesetzt und anschließend die sich in jeder E-Maschinen einstellenden Temperaturen abgeschätzt. Anhand der sich einstellenden Temperaturen wird der entsprechende Fahrmodus ausgewählt (Tabelle 2). Im Unterschied zur Betriebsstrategie 1 sind bei der Betriebsstrategie 2 zwei weitere Zustände 1' und 2' vorhanden, die die Umschaltung auf die zweite E-Maschine ermöglichen. Da eine Umschaltung im Getriebe ebenfalls zu Verlusten führt, wird diese Umschaltung nur dann ausgelöst, wenn eine Temperaturdifferenz von mindestens 10 K zwischen beiden Motorwicklungen vorhanden ist.

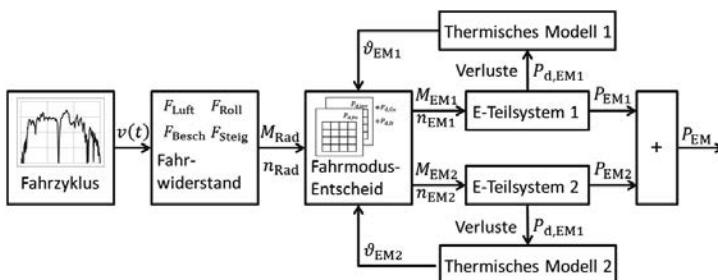


Bild 7: Aufbau der Simulationsmodelle mit der Betriebsstrategie 2

Tabelle 2: Fahrmodus in der Betriebsstrategie 2 bei motorischem Betrieb

| Fahrmodus | | | EM1 | | EM2 | |
|-----------|---------|--------------|---|---------------------------|---|---------------------------|
| Nr. | E-Motor | Über-setzung | M_{EM1}/Nm | n_{EM1}/min^{-1} | M_{EM2}/Nm | n_{EM2}/min^{-1} |
| 1 | EM1 | i_1 | $M_{Rad}/(i_1 \cdot \eta_{G1})$ | $n_{Rad} \cdot i_1$ | 0 | 0 |
| 2 | EM1 | i_2 | $M_{Rad}/(i_2 \cdot \eta_{G2})$ | $n_{Rad} \cdot i_2$ | 0 | 0 |
| 1' | EM2 | i_1 | 0 | 0 | $M_{Rad}/(i_1 \cdot \eta_{G1})$ | $n_{Rad} \cdot i_1$ |
| 2' | EM2 | i_2 | 0 | 0 | $M_{Rad}/(i_2 \cdot \eta_{G2})$ | $n_{Rad} \cdot i_2$ |
| 3 | EM1+2 | i_1 | $\frac{1}{2} \cdot M_{Rad}/(i_1 \cdot \eta_{G1})$ | $n_{Rad} \cdot i_1$ | $\frac{1}{2} \cdot M_{Rad}/(i_1 \cdot \eta_{G1})$ | $n_{Rad} \cdot i_1$ |
| 4 | EM1+2 | i_2 | $\frac{1}{2} \cdot M_{Rad}/(i_2 \cdot \eta_{G2})$ | $n_{Rad} \cdot i_2$ | $\frac{1}{2} \cdot M_{Rad}/(i_2 \cdot \eta_{G2})$ | $n_{Rad} \cdot i_2$ |

3.2. Simulation des Antriebssystems mit Berücksichtigung des HYZEM-Autobahn-Fahrzyklus

Zur Validierung der Betriebsstrategie 2 wurden Simulationen mit dem HYZEM (HYbrid technology approaching efficient Zero Emission Mobility)-Autobahn-Fahrzyklus mit der konstanten Steigung von 1,7 % (1°) durchgeführt. Die Kühlmitteleintrittstemperatur für die E-Maschine beträgt 65 °C und die Raumtemperatur 25 °C. Bild 8 zeigt den berechneten Temperaturanstieg am Wickelkopf der Nichtantriebsseite für beide E-Maschinen mit der Betriebsstrategie 1 als gestrichelte Linie und mit der Betriebsstrategie 2 als durchgezogene Linie. Aus der Simulation für die Betriebsstrategie 1 berechnet sich die maximale Wicklungstemperatur zu 93,3 °C. Die Wicklungstemperatur am Ende des Fahrzyklus beträgt 81,6 °C (Tabelle 3). Die zweite E-Maschine hatte während des Fahrzyklus eine maximale Wicklungstemperatur von 69,2 °C und am Ende des Fahrzyklus eine Wicklungstemperatur von 67,1 °C. Im Fall der Berechnungen für die Betriebsstrategie 2 errechnet sich die maximale Wicklungstemperatur für beide E-Maschinen zu 82,0 °C bzw. 81,8 °C. Am Ende des Fahrzyklus haben beide E-Maschinen eine Wicklungstemperatur von 74,3 °C. Dies zeigt, dass mit der Betriebsstrategie 2 beide E-Maschinen gleichmäßig ausgenutzt werden. Dies hat den Vorteil, dass die thermische Reserve beider Maschinen größer ist.

Für den gezeigten Anwendungsfall ergeben sich keine nennenswerten Unterschiede hinsichtlich der Einsparung bei den ohm'schen Verlusten, obwohl die Betriebsstrategie 2 die

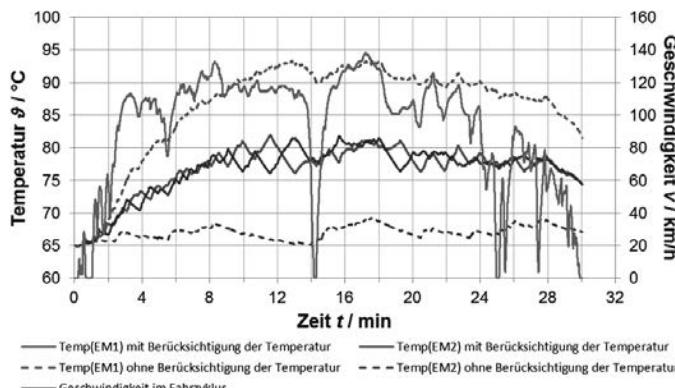


Bild 8: Berechneter Wicklungstemperaturanstieg der E-Maschinen mit und ohne Berücksichtigung der Wicklungstemperatur bei den ohm'schen Verlusten bei der Entscheidung für den Fahrmodus beim HYZEM-Autobahn-Fahrzyklus

Tabelle 3: Ergebnisse der Simulation beim HYZEM-Autobahn-Fahrzyklus mit der konstanten Steigung von 1,7 %

| | Betriebsstrategie 1 | | Betriebsstrategie 2 | |
|--|---------------------|--------|---------------------|--------|
| | EM1 | EM2 | EM1 | EM2 |
| $\vartheta_0 / ^\circ\text{C}$ | 65 | 65 | 65 | 65 |
| $\Delta\vartheta_{\max} / \text{K}$ | 28,33 | 4,18 | 16,97 | 16,80 |
| $\Delta\vartheta_{\text{Ende}} / \text{K}$ | 16,55 | 2,06 | 9,33 | 9,34 |
| Betriebszeit / s | 1734,1 | 313,9 | 1006,0 | 1017,7 |
| Ausnutzung ^{*)} | 96,2 % | 17,4 % | 55,8 % | 56,5 % |
| $\int P_{d,Cu} dt / \text{kJ}$ | 1023,3 | | 1021,5 (-0,2 %) | |
| $\int P_{d,EM} dt / \text{kJ}$ | 1931,4 | | 1920,7 (-0,6 %) | |

*) Ausnutzung: Betriebszeit durch Gesamtzykluszeit von $t_{\text{zyklus}} = 1803 \text{ s}$

ohm'schen Verluste, die quadratisch proportional zum Drehmoment sind, minimiert. Im Allgemeinen benötigen nämlich die üblichen Fahrzyklen keine großen Drehmomente über einen längeren Zeitraum, d. h. es treten nur geringe ohm'sche Verluste über einen längeren Zeitraum auf. Daher sind die absoluten Verluste-Einsparungen durch die Betriebsstrategie 2 vernachlässigbar. Jedoch existieren reale Anwendungsfälle, wo das Temperaturmanagement durch die Betriebsstrategie Vorteile bringt. Dies ist genau dann der Fall, wenn von den E-Maschinen über eine längere Zeit große Drehmomente gefordert werden, z. B. bei der Überwindung großer Steigungen in den Bergen oder wenn das Fahrzeug auf der Autobahn mit hoher Geschwindigkeit bewegt wird.

Um diesen Unterschied der beiden Betriebsstrategien deutlicher zu sehen, werden beide Simulationen mit einer konstanten Geschwindigkeit von $v = 110 \text{ km/h}$ bei 3 % Steigung und einer zusätzlichen Last von 400 kg durchgeführt. Dies bedeutet für den rein elektrischen Betrieb eine Auslastung von 58 % des maximalen Drehmoments einer E-Maschine. Aufgrund der konstanten Geschwindigkeit benötigt das Fahrzeug am Rad eine Drehzahl von $n_{\text{Rad}} = 947,4/\text{min}$ und ein Drehmoment von $M_{\text{Rad}} = 367,9 \text{ Nm}$. Mit dem zweiten Übersetzungsverhältnis des Getriebes von $i_2 = 5,93$ bei einem Getriebewirkungsgrad von $\eta_{i_2} = 97,3 \%$ wird das Fahrzeug mit nur einer E-Maschine (EM1) bei der Drehzahl von $n_{\text{EM1}} = 5618/\text{min}$ und dem Drehmoment von $M_{\text{EM1}} = 63,8 \text{ Nm}$ ($M_{\max} = 110 \text{ Nm}$) angetrieben. Wenn die Betriebsstrategie 1 verwendet wird, wird das Fahrzeug nur durch die E-Maschine 1 angetrieben und diese somit durch die Verluste aufgeheizt (rot gestrichelte Linie in Bild 9). Bei der Betriebsstrategie 2 wird das angeforderte Drehmoment, wenn der Temperaturunterschied der beiden E-Maschinen 10 K überschreitet, abwechselnd von den beiden E-Maschinen entsprechend dem Fahrmodus 2 und Fahrmodus 2' (Tabelle 2) bereitgestellt. Dadurch haben die beiden E-

Maschinen nahezu gleiche Wicklungstemperaturen (durchgezogene Linie in Bild 9). Die Ergebnisse der Simulation sind in Tabelle 4 aufgeführt. Hier zeigt sich, dass durch die Betriebsstrategie 2 die gesamten ohm'schen Verluste über der Fahrzeit von 30 Minuten um 5,7 % reduziert werden können. Der Temperaturunterschied der maximalen Wicklungstemperaturen zwischen den beiden Betriebsstrategien beträgt 24,3 K. Aufgrund der niedrigeren E-Maschinentemperatur ist für ein Überholmanöver, bei welchem beide E-Maschinen mit Überlast betrieben werden, eine größere thermische Reserve verfügbar. Dies reduziert die Wahrscheinlichkeit, dass ein Derating ausgelöst wird. Bei der Betriebsstrategie 1 hingegen hat die erste E-Maschine (EM1) bereits eine hohe Wicklungstemperatur von 118 °C. Nach einem einzigen Beschleunigungsvorgang von 30 Sekunden wird die Temperaturschwelle des Deratings $\vartheta_{\text{Derate}} = 140$ °C überschritten. Deshalb kann die erste E-Maschine (EM1) das erforderliche Drehmoment nicht mehr liefern. Bei der Betriebsstrategie 2 haben die beiden E-Maschinen die deutlich niedrigere Wicklungstemperatur von 93,7 °C, d. h. das Fahrzeug kann den Beschleunigungsvorgang mit 30 Sekunden mit dem geforderten Drehmoment abschließen. Dies zeigt, dass die Betriebsstrategie 2 eine sinnvolle Lösung zur Vermeidung eines zu frühen Deratings darstellt.

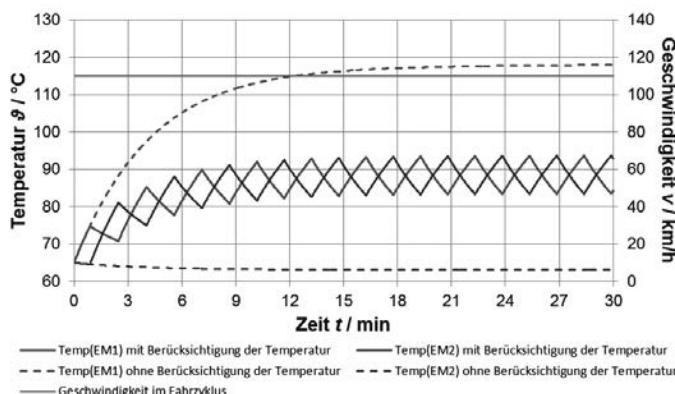


Bild 9: Berechneter Wicklungstemperaturanstieg der E-Maschinen mit und ohne Berücksichtigung der Wicklungstemperatur bei den ohm'schen Verlusten bei der Entscheidung für den Fahrmodus bei konstanter Geschwindigkeit von $v = 110 \text{ km/h}$ mit 3 % Steigung und zusätzlicher Ladung 400 kg

Tabelle 4: Ergebnisse der Simulation bei konstanter Geschwindigkeit $v = 110 \text{ km/h}$ mit 3 % Steigung und zusätzlicher Ladung 400 kg

| | Betriebsstrategie 1 | | Betriebsstrategie 2 | |
|--|---------------------|------|---------------------|--------|
| | EM1 | EM2 | EM1 | EM2 |
| $\vartheta_{\text{Ini}} / ^\circ\text{C}$ | 65 | 65 | 65 | 65 |
| $\Delta\vartheta_{\text{max}} / \text{K}$ | 53,0 | 0 | 28,7 | 28,7 |
| $\Delta\vartheta_{\text{Ende}} / \text{K}$ | 53,0 | -1,9 | 19,3 | 27,9 |
| Betriebszeit / s | 1800 | 0 | 883 | 917 |
| Ausnutzung ^{*)} | 100 % | 0 % | 49,1 % | 50,9 % |
| $P_{d,Cu}(30\text{min}) / \text{W}$ | 1069 | | 981 (-8,2 %) | |
| $P_{d,EM}(30\text{min}) / \text{W}$ | 1604 | | 1517 (-5,4 %) | |
| $\int P_{d,Cu} dt / \text{kJ}$ | 1894,8 | | 1787,5 (-5,7 %) | |
| $\int P_{d,EM} dt / \text{kJ}$ | 2858,4 | | 2751,1 (-3,8 %) | |

*) Ausnutzung: Betriebszeit durch Gesamtzykluszeit von $t_{\text{zyklus}} = 1800 \text{ s}$

4. Zusammenfassung

Es wird eine Möglichkeit gezeigt, wie durch die richtige Auswahl der Betriebsstrategie für die E-Maschinen im Fahrbetrieb durch Reduzierung der ohm'schen Verluste Energie eingespart werden kann. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn eine E-Maschine mit Nennmoment betrieben wird. Dies wurde am Beispiel des HYZEM-Autobahn-Fahrzyklus und bei einem Zyklus mit konstanter Geschwindigkeit jeweils mit einer konstanten Steigung gezeigt und validiert. Am Ende des Fahrzyklus haben beide E-Maschinen mit der beschriebenen Strategie nahezu gleiche Wicklungstemperaturen. Dies zeigt, dass mit dieser vorgestellten Betriebsstrategie 2 beide E-Maschinen thermisch gleichmäßig ausgenützt werden, so dass dadurch die thermische Reserve beider Maschinen vergrößert wird.

In Rahmen des öffentlich geförderten Projekts DE-REX werden der Prototyp sowie der gesamte Antriebsstrang an einem Xil (X in the Loop)-Prüfstand und in einem Fahrzeug der B-Klasse von Daimler aufgebaut. Dies bietet die Möglichkeit, die vorgeschlagene Betriebsstrategie unter Laborbedingungen und im Fahrzeug auf der Teststrecke zu überprüfen und zu bewerten.

5. Anerkennung

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

6. Literaturverzeichnis

- [1] Rinderknecht, S., König, R. und Schleiffer, J.-E.: "Modularity Aspects for Hybrid Electric Powertrains on the Example of the Two-Drive-Transmission" in: International VDI Congress "Drivetrain for Vehicles 2014", Friedrichshafen, 24.-25. Juni 2014. Düsseldorf: VDI-Verlag, VDI-Berichte, 2014 Vol. 2218, pp.147-166
- [2] König, R. und Rinderknecht, S.: "Multi-Objective Optimization of the Two-Drive-Transmission for a Hybrid Electric Vehicle" in: FISITA 2014 World Automotive Congress, Maastricht, 2014, 8 Seiten
- [3] Rinderknecht, S., Meier, T. und Rot, I.: "Electric Two-Drive-Transmission with Integrated Parking Lock for Electric and Range Extender Vehicles", in: 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2012. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen (fka), Aachen, pp.1131-1142
- [4] Viehmann, A., Fischer, S., König, R., Rinderknecht, S. und Beidl, C.: Vergleich von Betriebsstrategien für das parallel-serielle Hybridantriebskonzept „DE-REX“. Tagung „Plug-In-Hybride und Range Extender“, Haus der Technik, Darmstadt, 19.-20. April 2016
- [5] Howey, D. A., Childs, P. R. N. und Homes, A. S.: "Air-gap convection in rotating electrical machines", IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 59, März 2012, Issue. 3, pp. 1367 – 1375
- [6] Deak, C. Z.: "Modular Permanent-Magnet Synchronous Motors with high Electromagnetic Utilization", Dissertation, TU Darmstadt, 2012
- [7] König, R. und An, J.: „Entwicklung eines hocheffizienten Antriebsstrangs mit automatisiertem Mehrganggetriebe und Doppel-E-Antrieb zur unterbrechungsfreien Zugkraftübertragung.“ Abschlussbericht zum FVA-Projekt 688, Forschungsvereinigung Antriebstechnik im VDMA, Frankfurt am Main, 2014

Aktuelle Entwicklungen zum Freikolben-Lineargenerator FKLG

Technologien für den Weg vom Forschungsdemonstrator zum Produkt

Dr.-Ing. F. Kock, M. Rausch, SWEngin GmbH, München

Kurzfassung

Die SWEngin GmbH entwickelt mit dem Freikolbenlineargenerator (FKLG) eine Kombination aus Verbrennungsmotor und Generator, die in Verbindung mit elektrischen Traktionsmaschinen insbesondere im PKW-Antriebsstrang zum Einsatz kommen kann. Dabei bildet der FKLG ein hochflexibles Stromerzeugungsaggregat, welches sich für eine große Bandbreite an Kraftstoffen von Benzin über Erdgas und Alkohole bis hin zu Wasserstoff eignet. Aus diesen wird mit hohen Wirkungsgraden und weiteren günstigen Eigenschaften bedarfswise Strom generiert. In Kombination mit einer vergleichsweise kleinen Batterie vervollständigt sich so der Antriebsstrang eines Free-Piston Electric Vehicle (FPEV). Ein solcher Ansatz wird weniger als Konkurrenz zu aktuellen Wegen der Elektrifizierung gesehen, sondern ergänzt und unterstützt diese. In mehreren Szenarien, wie sich die Fahrzeugflotte und die Infrastruktur zukünftig entwickeln könnten, kann der FKLG seine Potenziale nutzen und einen Beitrag zum Übergang in eine großflächig präsente Elektromobilität liefern.

Zur Realisierung von Freikolbenmotoren wurden in den vergangenen Jahren weltweit Forschungsarbeiten betrieben, mit der Technologieentwicklung geht SWEngin nun den nächsten Schritt hin zu einer wirtschaftlich motivierten Entwicklung. Im vorliegenden Beitrag wird der zugrundeliegende technisch verfolgte Ansatz eines Freikolben-Gegenkolben-Systems ebenso vorgestellt wie der Projektstand und Auszüge aus aktuellen Mess- und Simulationsdaten, die gemeinsam mit mehreren Forschungs- und Entwicklungspartnern erzeugt wurden.

Hintergrund und Anwendungsszenarien

In der Antriebsstrangentwicklung werden aktuell zahlreiche Konzepte jenseits des reinen Verbrennungsmotors diskutiert, die zur Lösung des Zielkonflikts aus Kundenwünschen, regulatorischen Vorschriften und Kostendruck beitragen sollen [1]. Die jeweiligen Vor- und Nach-

teile sind vielfältig, die Entscheidungskriterien bestimmter Kundengruppen und Fahrzeughersteller individuell und bevorstehende Weiterentwicklungen der einzelnen Technologien ebenso schwer vorhersehbar wie die sich wandelnden Vorgaben und Anforderungen. Es zeichnet sich deshalb heute keine klar zu favorisierende Antriebsstrangtopologie ab. Auch hinsichtlich der Energieträger ist nicht erkennbar, dass absehbar eine einzelne Alternative die universelle Rolle einnehmen könnte, die Mineralöl heute innehat. Als Trend lässt sich allenfalls erkennen, dass die Diversifizierung im Antriebsstrang zunimmt und dass in vielen Fällen die (Teil-)Elektrifizierung eine Rolle spielt. Weiterhin wird die Verknüpfung des Verkehrs- mit dem Energiesektor zusehends enger, da die Fahrzeugtechnologien teilweise eine veränderte Infrastruktur (Ladesäulen oder die Versorgung mit alternativen Kraftstoffen) erfordern.

Die Zukunft wird häufig eher in Szenarien als in Vorhersagen dargestellt [2], [3], sodass auch in solchen Marktsimulationen stets mehrere Möglichkeiten hinsichtlich der Frage, welche Fahrzeugtechnologien und Infrastruktur in Zukunft relevant sein werden, erkennbar sind. Fortschritte in der Batterieentwicklung könnten zu hohen Marktanteilen batterieelektrischer Fahrzeuge führen, großtechnische Speicherlösungen auf Basis von Wasserstoff- oder Methansynthese begünstigen dagegen Brennstoffzellen oder entsprechend angepasste Verbrennungsmotoren. In nahezu allen Szenarien wird jedoch an einer Stelle der Energiewandlungskette die Erzeugung von elektrischem Strom aus unterschiedlichen Kraftstoffen erforderlich. Entsprechende Aggregate zur Stromerzeugung können sowohl netzseitig als auch innerhalb eines elektrifizierten Fahrzeugantriebsstrangs zur Anwendung kommen. Mögliche Varianten sind in Bild 1 dargestellt.

Direkte und flexible Stromerzeugung im FKLG

Die Wandlung von in einem Kraftstoff chemisch gebundener Energie in elektrische Energie erfolgt heute typischerweise durch Kombination eines Verbrennungsmotors mit einem Generator, unter anderem auch an Bord von Fahrzeugen [4 - 6]. Als flexible, effiziente und kompakte Stromerzeugungseinheit ist eine Freikolbenmaschine eine bekannte und naheliegende Option: Wie in einem herkömmlichen Verbrennungsmotor treibt dabei die Verbrennung eines Gemisches einen (bzw. mehrere) Kolben an. Deren Bewegung wird jedoch nicht durch einen Kurbeltrieb in eine Rotationsbewegung gewandelt, sondern die Energie durch einen Lineargenerator direkt am Kolben abgenommen (Bild 2).

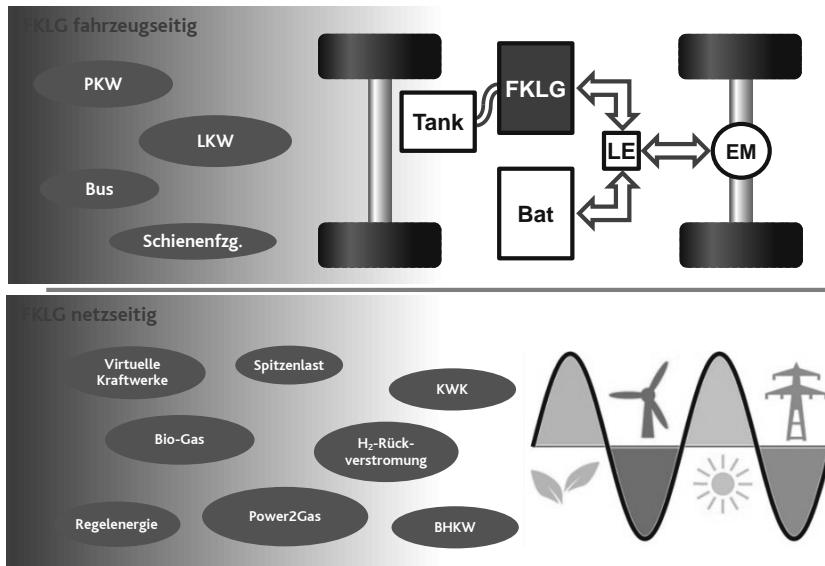


Bild 1: Anwendungsszenarien für den FKLG fahrzeug- und netzseitig¹

In mehreren Forschungsprojekten des aktuellen und des vergangenen Jahrhunderts wurde an Freikolbenmotoren gearbeitet, ohne dass die Technologie sich in größerem Umfang am Markt etablieren konnte. Beispiele sind [7 - 10], eine Übersicht gibt auch [11]. Vor dem Hintergrund der Elektrifizierung des Fahrzeugantriebsstrangs gewinnt jedoch die Klasse der Freikolbenmotoren mit elektrischer Energieauskopplung heute an Relevanz, gleichzeitig haben Projekte wie die Hardware-Demonstration des DLR [12] gezeigt, dass die Systeme durch heutige Steuerungs- und Regelungstechnik praktisch beherrschbar geworden sind.

Wenn es weiter gelingt, die in den Forschungsprojekten erkennbaren Eigenschaften in eine Serienanwendung zu überführen, zeigen sich interessante Potenziale in allen entscheidenden Bereichen:

- In einem Freikolbenmotor wie dem FKLG kann – ergänzend zu den üblicherweise von der Motorsteuerung veränderbaren Parametern wie etwa Zündung und Einspritzung –

¹ Abkürzungen in Bild 1: EM = Elektrische Traktionsmaschine; LE = Leistungselektronik; Bat = Batterie; KWK = Kraft-Wärme-Kopplung; BHKW = Blockheizkraftwerk

auch die Kolbenbewegung betriebspunkt- und kennfeldabhängig optimiert werden. Dies stellt einen mächtigen Parameter zur Beeinflussung des Verbrennungsvorgangs dar, sodass ein potenziell **höherwertiger Kompromiss zwischen hoher Effizienz und geringen Emissionen** gefunden werden kann. Zahlreiche funktionale Ansätze sind diesbezüglich denkbar, ein entscheidender ist z.B. die verdichtungsvariable und dadurch stabile Umsetzung der homogenen Selbstzündung (HCCI).

- Das im Betrieb variable Verdichtungsverhältnis bringt auch eine überlegene **Flexfuel-Tauglichkeit** in dem Sinne, dass nicht nur mehrere Kraftstoffe und Kraftstoffgemische genutzt werden können, sondern diese jeweils bis an ihre individuelle Klopfgrenze verdichtet und damit unter Wirkungsgrad-Gesichtspunkten optimal ausgereizt werden können.
- Durch den Entfall der Kurbelwelle entsteht ein Formfaktor, der deutlich flacher ist als der von Verbrennungsmotoren mit Kurbelwelle. Dieses **kompakte Package** ermöglicht beispielsweise die Unterbringung des gesamten Antriebsstrangs im Unterboden oder in anderen Batteriebauräumen.
- Das **Geräuschverhalten** profitiert von der Tatsache, dass in der projektierten Gegenkolbenbauweise im Idealfall alle Massenkräfte sämtlicher Ordnungen ausgeglichen werden.
- In einem Herstellkostenmodell [13] konnte plausibilisiert werden, dass der Aufbau aus nur wenigen bewegten Teilen potenziell günstige **Produktionskosten** nach sich zieht. Dies gilt insbesondere dann, wenn der Ansatz von **Modularität und Standardisierung** genutzt wird, demzufolge unterschiedliche Leistungsklassen, Anwendungsszenarien und regionale Märkte durch nur einige wenige Modulkonfigurationen bedient werden.

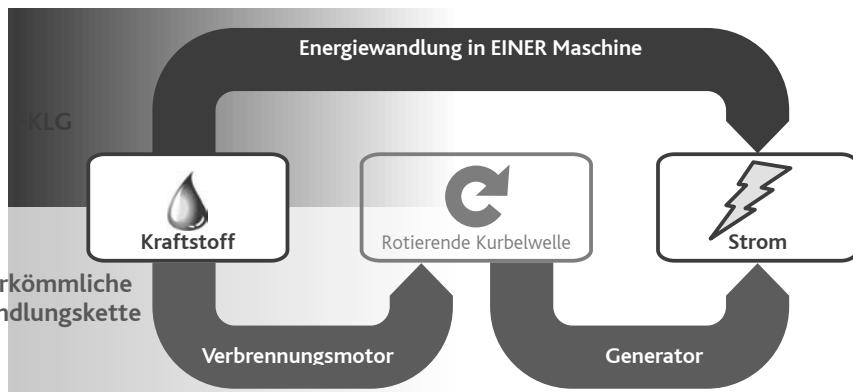


Bild 2: Direkte Energiewandlung im FKLG im Vergleich zum Hubkolbenmotor mit Kurbeltrieb und Generator

Die Gegenkolbenbauweise: Zusätzliche Potenziale, zusätzliche Herausforderungen

Freikolbenmaschinen sind in mehreren Bauweisen darstellbar, eine Systematik wurde beispielsweise in [14] entwickelt. Dabei ist die einfachste Bauweise die Einzelkolbenbauweise. Wie in heute üblichen Verbrennungsmotoren verläuft dabei der Verbrennungsvorgang in einem einzelnen Zylinder, der einen einzelnen Kolben antreibt. Über den elektrischen Lineargenerator hinaus steht die Kollbeneinheit mit einem zweiten, unbefeuerten Kompressionsraum in Kontakt, der zur temporären Speicherung potenzieller Energie dient. Es handelt sich auch dann noch um ein System in Einzelkolbenbauweise, wenn die beschriebene Anordnung spiegelsymmetrisch dupliziert wird (vgl. [15]). Insbesondere für Anwendungen im Fahrzeug ist ein solcher spiegelsymmetrischer Aufbau notwendig, um freie Massenkräfte und Vibrationen zu vermeiden.

Eine technisch anspruchsvollere Implementierung eines Freikolbenmotors bildet die Gegenkolbenbauweise, dadurch gekennzeichnet, dass ein Brennraum von zwei Kolben begrenzt wird, die durch die Gaskräfte der Verbrennung auseinander gedrückt werden. Der erwähnte Massenausgleich ist hier bei synchroner Kolbenbewegung inhärent gegeben. SWErgin verfolgt diesen Ansatz in Verbindung mit einer seitlichen Anordnung der Lineargeneratoren, welche aus Bauraumgründen gewählt wurde. Die sich so ergebende Prinzipskizze des FKLG in SWErgin-Bauweise ist in Bild 3 dargestellt.

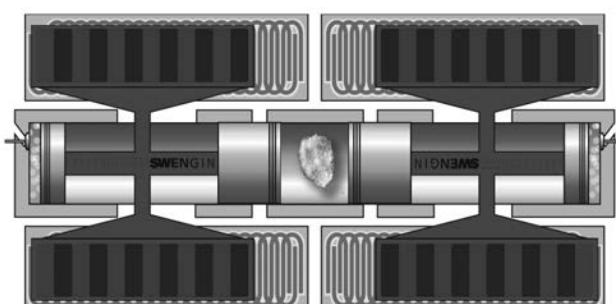


Bild 3: FKLG in Gegenkolbenausführung wie von SWErgin projektiert

Die Motivation zur Wahl dieser Bauweise kommt aus mehreren Richtungen. Aus technischer Sicht ist zunächst das Spülverfahren hervorzuheben, welches in der Gegenkolbenbauweise als schlitzgesteuerte Längsspülung ausgeführt werden kann. Für einen verlustfreien La-

dungswechsel ist die Charakteristik einer Verdrängungsspülung anzustreben. Die aus CFD-Simulationen ermittelte, in der Brennraumgeometrie des Gegenkolbensystems tatsächlich erreichbare Spülkurve weist deutlich die gewünschte Charakteristik auf (Bild 4). Bei der im Einzelkolbensystem üblicherweise eingesetzten Umkehrspülung herrscht aufgrund der nahe beieinander liegende Einlass- und Auslassventile (bzw. -schlitze) eine deutliche Tendenz zur Kurzschlusssspülung, d.h. ein bedeutender Teil der Frischladung wird nicht im Zylinder gefangen und verdrängt auch kein Restgas, sondern entweicht unmittelbar durch die Auslassöffnungen wieder. Aus diesem Grund stellt die Erreichung einer Verdünnungsspülung im umkehrgespülten Brennraum bereits eine große Herausforderung dar [16], eine ausgeprägte Verdrängungsspülung wie bei der Längsspülung ist dagegen ausgeschlossen. Dies hat zur Folge, dass im längsgespülten Gegenkolbensystem ein deutlich kleinerer Teil der vorkomprimierten Frischluft ungenutzt entweicht (besserer Fanggrad) und erheblich weniger Restgas im Brennraum verbleibt (höherer Füllgrad). Beide Effekte tragen deutlich zu einer Effizienzsteigerung bei und ermöglichen insbesondere bei höheren Betriebsfrequenzen ab 20 bis 30 Hz eine zuverlässige Entflammung.

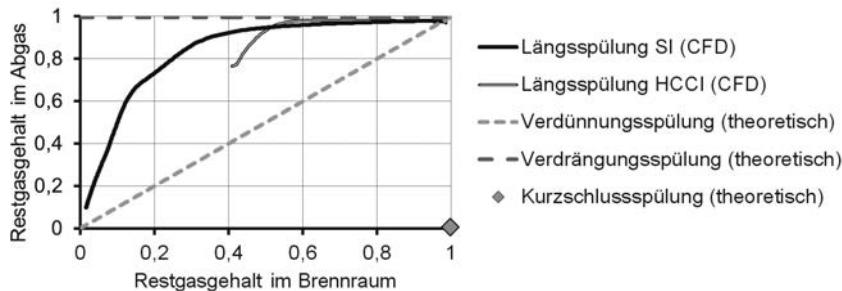


Bild 4: Spülkurven des längsgespülten Brennraums im fremdgezündeten (SI) und selbstgezündeten (HCCI) Betrieb sowie Vergleich zu verschiedenen Referenzspülkurven (eigene Darstellung nach [21])

Eng verbunden mit dem Spülverfahren ist die Steuerung des Ladungswechsels. Diese erfolgt im Gegenkolbensystem vollständig über Schlitze, die durch die zwei Kolben geöffnet und geschlossen werden. Beim Einzelkolbensystem würde die Schlitzsteuerung eine Umkehrspülung bedeuten, da Einlass- und Auslassschlitze über denselben Kolben geöffnet werden müssten. Dies würde zu denselben, oben beschriebenen Nachteilen führen. Eine Ventilsteuerung bzw. die Kombination aus Schlitzen im unteren Bereich der Laufbuchse und Ventilen im Zylinderkopf würde zwar Abhilfe schaffen, ist jedoch deutlich aufwendiger als die beidsei-

tigen Schlitze im Gegenkolbensystem. Gerade im Freikolbenmotor wäre der technische und wirtschaftliche Aufwand zur Realisierung einer Ventilsteuering immens, da keine Nockenwelle zur Verfügung steht.

Ein weiterer interessanter Aspekt der Gegenkolbenanordnung ergibt sich bei der thermodynamischen Betrachtung des Verbrennungsprozesses und der dabei auftretenden Wandwärmeverluste. Im Vergleich zu zwei einzelnen Brennräumen mit insgesamt gleichem Hubraum sind diese Verluste im Gegenkolbensystem (vgl. Bild 3) geringer, da aufgrund des Entfalls der Zylinderköpfe weniger Fläche für den Wärmeübergang zur Verfügung steht. Dieser Effekt kann allein mehrere Prozentpunkte im Gesamtwirkungsgrad ausmachen. Bereits in den 1930er Jahren wurden auf diese Weise spezifische Verbräuche erzielt, die noch heute konkurrenzfähig sind. Im Falle des Flugmotors von Junkers waren dies 231 g/kWh [17].

Welche Zahlenwerte für den FKLG erreichbar sind, hängt von zahlreichen Parametern und insbesondere der Leistungsklasse ab. Für eine relativ kleine Auslegung mit 26 kW_{el} gibt [12] beispielsweise einen indizierten Wirkungsgrad von 43 %_{ind} (entspr. 205 g/kWh_{ind}) an, der einen gesamtsystemischen Wirkungsgrad vom Kraftstoff zur elektrischen DC-Leistung von 36,6 %_{ges} (entspr. 240 g/kWh_{ges}) ermöglicht.

Aus Regelungstechnischer Sicht bildet das Gegenkolbensystem einerseits eine Herausforderung, da für einen zuverlässigen Betrieb zwingend eine elektronische Synchronisation zwischen den beiden Kolben herzustellen ist (andernfalls wäre keine ausreichende Kompression des Gemisches möglich). Andererseits erleichtert die Gegenkolbenanordnung ebendiese Synchronisation, da die stärksten stochastischen Schwankungen, die im Gesamtsystem auftreten, von der Verbrennung her röhren und somit in der Gegenkolbenanordnung immer auf beide Kolben identisch wirken [18].

Insgesamt wird die Gegenkolbenbauweise als klar vorteilhaft angesehen. Ein FKLG in Gegenkolbenbauweise ist kompakter, kostengünstiger herzustellen und weist höhere Effizienzpotenziale auf als ein spiegelsymmetrisches System in Einzelkolbenbauweise. In Bezug auf die Produkteigenschaften ist das System zu bevorzugen, jedoch birgt die Realisierung einige spezifische Herausforderungen, die das Einzelkolbensystem nicht aufweist:

- Kolbenkühl- und -schmierkonzept für Schlitzsteuerung
- Synchronisation der Kolbenbewegung nicht nur komfort- sondern funktionskritisch

- Ladungswechsel und Brennraumgeometrie unkonventionell und daher mit erhöhtem Entwicklungsaufwand

Diese für das Gegenkolbenkonzept charakteristischen Themen werden aktuell im Projekt bearbeitet. Eine kurze Erläuterung der Herausforderungen und der jeweils aktuelle Entwicklungsstand erfolgt im letzten Abschnitt dieses Beitrags.

Unabhängig vom FKLG ist festzustellen, dass das Gegenkolbenkonzept nicht nur für Freikolbenmaschinen interessant ist. Mehrere Projekte weltweit (z.B. [19], [20]) belegen das Interesse an entsprechenden Gegenkolbenmotoren mit Kurbelwelle, wobei dafür jeweils eine Kinematik als Verbindung zwischen den beiden Kolben zu implementieren ist.

Technologieschmiede mit wissenschaftlichen Partnern

Nachdem Freikolbenmotoren in der Vergangenheit überwiegend als Forschungsprojekte betrachtet wurden, hat sich die SWEngin GmbH mit der Technologieentwicklung den nächsten Schritt vorgenommen. Basis dieser Beschreibung ist die Aufteilung des Zeithorizontes von der Produktidee bis zum Start-of-Production (SOP) in die Abschnitte Forschung, Technologieentwicklung und Serienentwicklung (Bild 5).



Bild 5: Prozess zur Forschung und Entwicklung des FKLG. SWEngin führt die Technologieentwicklung durch.

Die SWEngin GmbH als junges, stark innovationsgetriebenes Unternehmen übernimmt dabei eine Brückenkunst zwischen der Forschung und der großindustriellen Serienentwicklung. Nachdem die grundsätzliche Funktionsfähigkeit des Konzepts bereits nachgewiesen wurde, dient die Technologieentwicklung insbesondere dazu, die FKLG-spezifischen Schlüsseltechnologien zu entwickeln. Diese sind:

- Die Weiterentwicklung der drei Teilsysteme Verbrennungsteil, Lineargenerator und Gasfeder
- Die für alle FKLG-Bauweisen relevanten Aspekte Aufladung, Linearlagerung und Modellbildung / Simulation
- Die bereits im Zusammenhang mit dem Gegenkolbensystem genannten Themen Kolbentribologie / -kühlung, Regelung / Synchronisation und Ladungswechsel (als Teil der Verbrennungsentwicklung)
- Eine kontinuierliche Betrachtung der gesamtsystemischen Zusammenhänge einschließlich entsprechender Hardware-Aufbauten.

In diesen Themengebieten fungiert SWEngin als Technologieschmiede, die die eigenen Entwicklungsarbeiten sowie die von Partnern zusammenführt. Projekte werden beispielsweise mit dem DLR zur Hardware-Demonstration des Gesamtsystems sowie mit einem Fraunhofer-Institut zur Tribologieentwicklung durchgeführt. Weitere Projekte unter Einbeziehung weiterer Partner aus Industrie und Forschung sind in Vorbereitung.

Eine spätere Produktion der FKLG-Systeme sowie die vorgeschaltete Serienentwicklung müssen nicht innerhalb der SWEngin durchgeführt werden. Aus heutiger Sicht wird es bevorzugt, ab dem Abschluss der Technologieentwicklung mit einem etablierten Industrieunternehmen zusammenzuarbeiten oder diesem die Serienentwicklung und Produktion vollständig zu überlassen. Zum einen ist dieses Vorgehen mit Blick auf die vorhandenen Erfahrungen und Ressourcen vorteilhaft, zum anderen wird so der Tatsache Rechnung getragen, dass gerade die Serienentwicklung sehr eng mit der zugehörigen Anwendungsumgebung, also beispielsweise dem umgebenden Gesamtfahrzeug, verknüpft ist.

Obwohl der Kern der Technologieentwicklung die einzelnen genannten Schlüsseltechnologien umfasst, sind an mehreren Stellen im Projekt FKLG-Gesamtsysteme vorgesehen, die den jeweils aktuellen Entwicklungsstand zusammenführen und in der Praxis demonstrieren. Dies ist zunächst der Vor-Prototyp, der bereits aufgebaut ist und aktuell in Betrieb genommen wird. Entwicklungsziel war es hier, erstmals ein integriertes Gesamtsystem aufzubauen, das von vornherein als solches konzipiert ist und nicht wie beispielsweise 2013 in [12] dargestellt einen modularen Zusammenschluss einzelner Module bildet. Zum Abschluss der Technologieentwicklung ist ein Prototyp geplant, der den Reifegrad eines A-Musters aufweisen soll und somit auch die zahlenmäßigen Potenziale in den wesentlichen technischen Da-

ten aufzeigt. Eine kurze Übersicht der angestrebten Kenndaten des Demonstrators, des Prototyps und möglicher Serienversionen des projektierten FKLG ist in Tabelle 1 gegenübergestellt.

Tabelle 1: Avisierte technische Daten verschiedener Entwicklungsstufen des FKLG

| | Vor-Prototyp | Prototyp | Zielwert für Serienprodukt | Zielwert für Derivat "Mini-Version" |
|-----------------------------|----------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| Jahr | 2016 - 2017 | 2019 - 2020 | ~ 2025 | ~ 2025 |
| Technologie-Reifegrad (TRL) | ~4 | ~6 | 10 | 10 |
| Betriebsfrequenz | ~25 Hz | >35 Hz | 40 - 50 Hz | 40 - 50 Hz |
| Wirkungsgrad indiziert | 36 - 39% gemessen | > 42% gemessen | 43% - 47% | 39% - 43% |
| Nennleistung | 24 kW _{ind} | 30 - 35 kW _{ind} | 30 - 50 kW _{ind} | 20 kW _{ind} |
| Gehäusevolumen | < 110 l | < 90 l | 50 - 80 l | 40 - 50 l |
| Gehäuse-abmessungen | 586 * 1040 * 159 mm ³ | t.b.d. | z.B. 500 x 700 x 150 mm ³ | z.B. 400 x 600 x 150 mm ³ |
| Betriebsstunden | >100 | >300 | 1.000 - 70.000 | > 1.000 |

Entwicklungsstand: Simulation, Entwicklung, Versuch

Im Bereich Gesamtsystem wird aktuell der Demonstrator in Betrieb genommen. Das System ist in Bild 6 dargestellt. Es handelt sich um einen Gegenkolben-FKLG für den Prüfstandsbetrieb, ausgerüstet unter anderem mit Direkteinspritzung, Fremdzündung sowie permanenterregten Synchron-Lineargeneratoren in Doppelkammanordnung. Ein geschleppter Betrieb mit Positionsregelung der beiden Kolbeneinheiten und Antrieb durch die elektrischen Maschinen findet aktuell statt, der Übergang in den befeuerten Betrieb steht zum Jahreswechsel bevor.

Der Demonstrator führt einige zuvor entwickelte Einzeltechnologien zusammen. So nutzt er zum Betrieb Regelalgorithmen zur Synchronisation der Kolbenbewegungen, ähnlich derer, die in [18] beschrieben werden. Diese wurden intensiv in Simulationen erprobt und abgestimmt. In diesem Zusammenhang bestätigt sich auch die These, dass das Gegenkolbensystem besser regelbar ist als zwei Einzelkolbensysteme. Trotz dieses Zusammenhangs bleibt die Regelung der Kolbenbewegung generell ein anspruchsvoller Aspekt. Dies gilt insbesondere für das schlitzgesteuerte System, da hier die Form der Kolbentrajektorie in der Umgebung des unteren Totpunkts einen massiven Einfluss auf den Ladungswechsel und damit auf die Verbrennung hat.

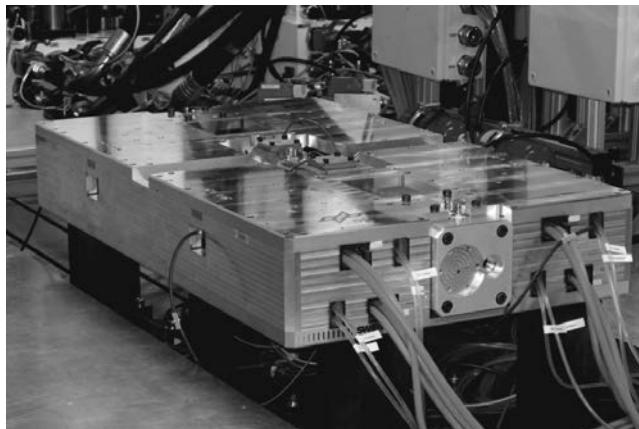


Bild 6: Gegenkolben-FKLG als Vor-Prototyp. Technische Daten:
 Bohrung x Hub 71,0 x 90,0 mm (max., pro Kolben),
 Konträr-Direkteinspritzung, Doppelzündung / Selbstzündung je nach Betriebspunkt

Der Verbrennungsteil wurde zunächst in CFD-Simulationen sowie konstruktiv ausgelegt [21] und an einem dedizierten Verbrennungsprüfstand erprobt. In den virtuellen Ladungswechseluntersuchungen konnte gezeigt werden, dass die gewünschte Spüleffizienz mit deutlicher Tendenz zur Verdrängungsspülung erreicht werden kann. Der Verlauf des Ladungswechsels in einem exemplarischen Betriebspunkt ist in Bild 7 nachvollziehbar. Während die Schlitze geöffnet sind, ist eine klare Phasengrenze erkennbar, die die Verdrängung des Restgases ermöglicht. Dennoch verbleibt ausreichend Zeit für eine sehr gute Homogenisierung des Gemischs nach Einlass-Schluss und Einspritzung. Eine Besonderheit der Auslegung ist die Möglichkeit, zwischen einer nahezu vollständigen Spülung und einer Spülung mit bewusst hohen AGR-Raten umschalten zu können. Dies geschieht durch die Einstellung des unteren Totpunkts, die im Freikolbenmotor zyklusindividuell vorgenommen werden kann. Während für den fremdgezündeten Betrieb geringe Restgasgehalte notwendig sind, wird im geplanten und simulativ ausgelegten HCCI-Betrieb viel Restgas benötigt, um einerseits die Gemischttemperatur zu erhöhen und andererseits den Verbrennungsvorgang durch Inertgas energetisch zu entschärfen. In [21] werden zwei exemplarische Betriebspunkte dargestellt, wobei der Restgasanteil nach dem Ladungswechsel mit 1,6 % respektive 40,1 % voll den Anforderungen der beiden Brennverfahren entspricht. Der Spülgrad beträgt dabei 95 % bzw. 68 %. Nach Abschluss der CFD-gestützten virtuellen Motorentwicklung wurde der entwickelte Ver-

brennungsteil an einem dedizierten Verbrennungsprüfstand (ohne Gasfedern und Lineargerator) in Betrieb genommen und erste Abstimmungen vorgenommen.

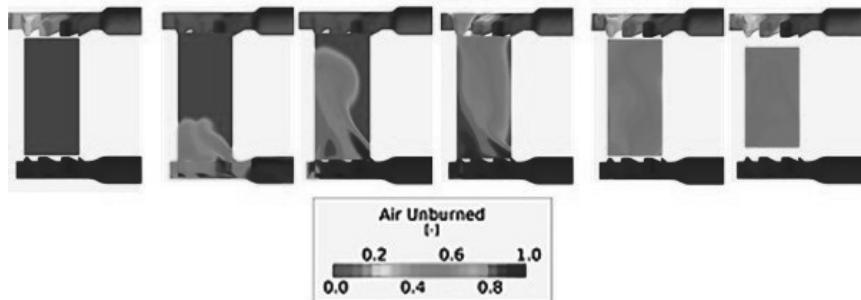


Bild 7: Zeitlicher Verlauf des Spülvorgangs bei Längsspülung [21]

Schließlich werden auch im Entwicklungsbereich Kolbentribologie und Kühlung zunächst separate Versuchsträger genutzt. Hier besteht die Herausforderung darin, eine Kombination aus Laufbuchse, Kolben, Kolbenringen und Schmiermittel zu entwickeln, welche einerseits eine zuverlässige Funktion sicherstellt, andererseits aber nicht (wie ein konventionelles Schmierkonzept) zu einem Austreten von Öl durch die Spülschlitzte und entsprechend ungünstigen Emissionswerten führt. Als Lösungsoption wird aktuell die Nutzung von kohlenstoffbasierten, selbstschmierenden Kolbenringen in Verbindung mit einer Grauguss-Laufbuchse und einem Aluminiumkolben betrachtet.

Da im FKLG aufgrund des Entfalls des Kurbeltriebs die Hauptursache für Kolbenseitenkräfte entfällt, erscheint die genannte ölfreie Variante hier realisierbar, während sie im konventionellen Motor bisher nicht umgesetzt werden konnte. Erste Versuchsträger und Ergebnisse untermauern diese Hypothese [22].

Zusammenfassung

Der Freikolben-Lineargenerator wird erstmals zu einem konkreten Produkt weiterentwickelt. Dieser Aufgabe hat sich die SWEngin GmbH verschrieben, wobei diese ihre Tätigkeiten aus heutiger Sicht auf die Phase der Technologieentwicklung beschränkt und damit eine externe

Serienentwicklung vorbereitet. Vor dem Hintergrund der Eigenschaften Kompaktheit, Effizienz und Flexfuel-Tauglichkeit sind in Zukunft zahlreiche Anwendungsszenarien denkbar.

Von den verschiedenen möglichen Bauweisen wird die Gegenkolbenbauweise umgesetzt, da sie hinsichtlich ihrer technischen und wirtschaftlichen Eigenschaften bevorzugt wird. Mit dem Vor-Prototyp wurde ein erstes Gesamtsystem dieser Bauweise in Hardware umgesetzt. Vor dessen Inbetriebnahme wurden Einzelaspekte an dedizierten Prüfständen untersucht. Durch die Erprobung des Verbrennungsteils am dedizierten Prüfstand konnte dieses Teilsystem in seinem Reifegrad soweit gesteigert werden, dass es für den Übergang ins Gesamtsystem bereit ist. Auf dieser Basis kann nun der Vor-Prototyp in Betrieb genommen werden.

Literaturangaben

- [1] Koppers, M.; Schramm, D. & Hesse, B. Proff, H. (Ed.) *Diversität im Antriebsstrang - Chancen und Barrieren heute und morgen Radikale Innovationen in der Mobilität: Technische und betriebswirtschaftliche Aspekte*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, 225-241
- [2] Propfe, B. et al. *Cost analysis of Plug-in Hybrid Electric Vehicles including Maintenance & Repair Costs and Resale Values*. EVS26 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium, Los Angeles, 2012
- [3] Kreyenberg, D.: Fahrzeugantriebe für die Elektromobilität – Total Cost of Ownership, Energieeffizienz, CO₂-Emissionen und Kundennutzen, Springer und Vieweg, Berlin, 2015
- [4] Tschöke, H.: *Range Extender - Definition, Anforderungen, Lösungsmöglichkeiten*. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 2012-73
- [5] Beidl, C. et al.: *Elektrofahrzeuge mit und ohne Range-Extender. Wer bestimmt den Weg — die Technik, der Kunde oder die Gesetzgebung?* 32. Internationales Wiener Motoren symposium 2011, Fortschritts-Bericht VDI, Reihe 12, Nr. 735
- [6] Hubmann, C. et al.: *Single Cylinder 25kW Range Extender: Development for Lowest Vibrations and Compact Design Based on Existing Production Parts*. JSAE/SAE Small Engine Technologies Conference & Exhibition, Osaka, 2015
- [7] Xu, Z. & Chang, S.: *Prototype testing and analysis of a novel internal combustion linear generator integrated power system*. Applied Energy, 2010, 87, 1342-1348
- [8] Hanipah, M. R.: *Development of a spark ignition free-piston engine generator*. Newcastle University, 2015
- [9] Robinson, M. C. & Clark, N.: *Fundamental Analysis of Spring-Varied, Free Piston, Otto Engine Device*. SAE International Journal of Engines, 2014, 7, 195-220

- [10] Goto, S. et al.: *State Estimation Algorithm based on a Disturbance Observer for a Free-Piston-Engine Linear Generator*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2015
- [11] Hanipah, M. R., Mikalsen, R., Roskilly, A.: *Recent commercial free-piston engine developments for automotive applications*. Applied Thermal Engineering, 2014
- [12] Kock, F., Heron, A., Rinderknecht, F., Friedrich, H. E.: *Der Freikolbenlineargenerator - Potenziale und Herausforderungen*. Motortechnische Zeitschrift mtz, Ausg. 10, 2013
- [13] Friedrich, H. E.: *Studie zu Range Extender Konzepten für den Einsatz in einem batterieelektrischen Fahrzeug – REXEL*. DLR und Landesministerium für Finanzen Baden-Württemberg, 2012
- [14] Pohl, S.-E.: *Der Freikolbenlineargenerator - Theoretische Betrachtungen des Gesamtsystems und experimentelle Untersuchungen zum Teilsystem der Gasfeder*. Dissertation, Helmut-Schmidt-Universität, Hamburg, 2007
- [15] Ferrari, C.: *Entwicklung und Untersuchung eines Freikolbenlineargenerators unter besonderer Berücksichtigung des verbrennungsmotorischen Teilsystems mit Hilfe eines neuartigen vollvariablen Prüfstands*. Universität. Dissertation, Universität Stuttgart, 2012
- [16] Haag, J. et al.: *Numerical and Experimental Investigation of In-Cylinder Flow in a Loop-Scavenged Two-Stroke Free Piston Engine*. SAE Technical Paper 2012-32-0114, 2012
- [17] Gersdorff, K. et al.: *Flugmotoren und Strahltriebwerke*. Bonn, Bernard & Graefe Verlag, ISBN 3-7637-6107-1, 1995
- [18] Heron, A.: *Synchronisation von zwei gegenläufigen Kolbenbewegungen für ein Freikolbenlineargeneratorsystem – Abschlussbericht zum Projekt SyncSim*. Stuttgart, 2015
- [19] Naik, S., Redon, F., Regner, G., Koszewnik, J. (Achates Power): *Opposed-Piston 2-stroke Multi-Cylinder Engine Dynamometer Demonstration*. SAE Technical Paper 2015-26-0038, 2015
- [20] Huo, M., Huang, Y., Hofbauer, P.: *Piston Design Impact on the Scavenging and Combustion in an Opposed-Piston, Opposed-Cylinder (OPOC) Two-Stroke Engine*. SAE Technical Paper 2015-01-1269, 2015
- [21] Schneider, S.: *Development and Experimental Investigation of a Two-Stroke Opposed-Piston Free-Piston Engine*. SAE Technical Paper 2016-32-0042, Charleston, S. Carolina, 2016
- [22] Virsik, R. et al.: *Free-piston linear generator and the development of a solid lubrication system*. Proceedings of the ASME 2016 Internal Combustion Fall Technical Conference, Greenville, S. Carolina, 2016

Axialkolbenmotor mit innerer kontinuierlicher Verbrennung ikV-Motor

Senator Dr.-Ing. **Ulrich Rohs**, Dr.-Ing. **Dieter Voigt**,
GIF – Entwicklungsgesellschaft mbH, Alsdorf

Zusammenfassung

Durch die verschärften Umweltbestimmungen bestehen für die herkömmlichen Verbrennungsmotoren ernste Probleme, die sich in Zukunft noch weiter verschärfen werden. Als alternative Kfz-Antriebe werden die Elektroantriebe gesehen, die zwar für die Innenstädte eine Entlastung bringen, für die CO₂-Emissionen und damit für die Erderwärmung aber eine zusätzliche Belastung darstellen, da weltweit heute nur ca. 5 % des Stroms aus erneuerbaren Energien hergestellt wird.

Eine andere Möglichkeit alle bestehenden und künftigen Abgasbestimmungen zu erfüllen sind die Kolbenmotoren mit innerer kontinuierlicher Verbrennung (ikV-Motoren). Diese Motoren erfüllen alle Anforderungen an einen Kfz-Antrieb, wie Package, Fahrverhalten, Reichweite usw. Aufgrund der kontinuierlichen Verbrennung sind die gemessenen Emissionen ohne Katalysator vergleichbar mit den Emissionen eines Gasherdes; damit hat dieser Motor keine Abgasprobleme, weder mit Schadstoffen noch mit Feinstaub. Auch ermöglicht er durch Ausnutzung der Abgasenergie eine deutliche Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs.

Der ikV-Motor kann mit herkömmlichen Werkstoffen und Fertigungsverfahren produziert werden, er ist absolut vielstofffähig und kann mit reinen Biokraftstoffen und damit CO₂-neutral betrieben werden, da Oktan- oder Cetanzahl keine Bedeutung für eine kontinuierliche Verbrennung haben; auch benötigt er keine neue Infrastruktur.

1. Einleitung

Die ikV-Motoren sind keine Variation von Otto- oder Dieselmotoren, sondern sind eine eigene Gattung, bei welchen Verdichtung und Expansion zwar in Kolbentriebwerken stattfindet, die kontinuierliche Verbrennung aber in einer einzigen für alle Zylinder gemeinsamen Brennkammer erfolgt. Hierbei ergibt sich eine Vielzahl von neuen Möglichkeiten, insbesondere für den Wirkungsgrad durch Rückführung von der im Abgas enthaltenen Energie in den motorischen Kreisprozess und für die Schadstoffemissionen durch die kontinuierliche Verbrennung. In den Zylindern selbst findet keine Verbrennung statt, eine Voraussetzung für gute Emissionswerte.

2. Das Prinzip des ikV-Motors

Bild 1 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines ikV-Motors mit den 4 Komponenten

- Verdichter
- Wärmetauscher
- Brennkammer
- Motor (Expansionsmaschine)

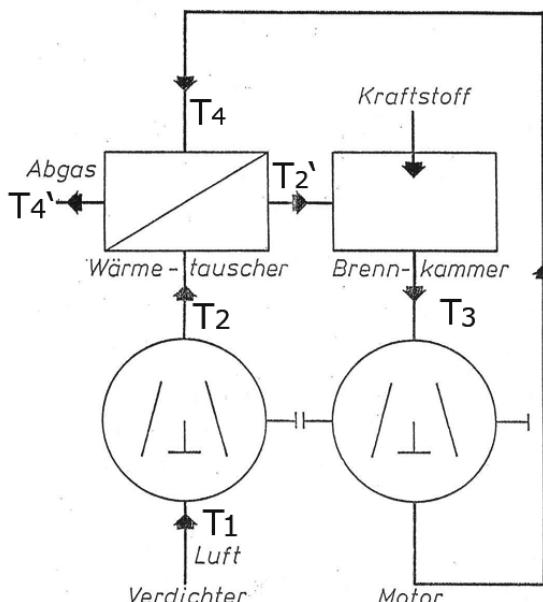


Bild 1: Prinzip: ikV-Motor

Der ikV-Motor arbeitet mit einem Gleichdruckprozess, da in der Brennkammer keine Druck-erhöhung erfolgt. Ein Gleichdruckprozess mit Wärmetauscher hat einen deutlich höheren Wirkungsgrad als ein Gleichraumprozess ohne Wärmetauscher; denn die entsprechende Wärmemenge zu der aus dem Abgas rückgeführten Wärmemenge kann unmittelbar als Kraftstoff eingespart werden.

Die Aufgabe, das heiße Gas aus der Brennkammer auf die Zylinder möglichst verlustfrei zu überführen, bestimmt die Auswahl des Triebwerks, mit welchem ein ikV-Motor realisiert werden kann. Weiterhin muss das Triebwerk eine Mindestanzahl von Zylindern aufweisen, um

eine kontinuierliche Verbrennung zu ermöglichen. Die besten Voraussetzungen bietet das Axialkolbentriebwerk wie **Bild 2** zeigt.

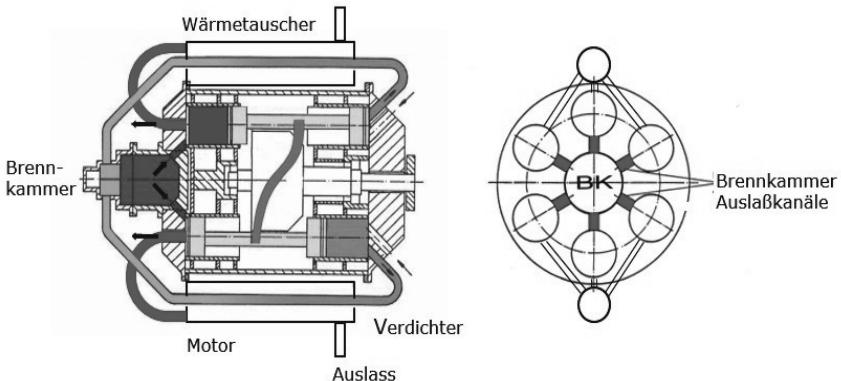
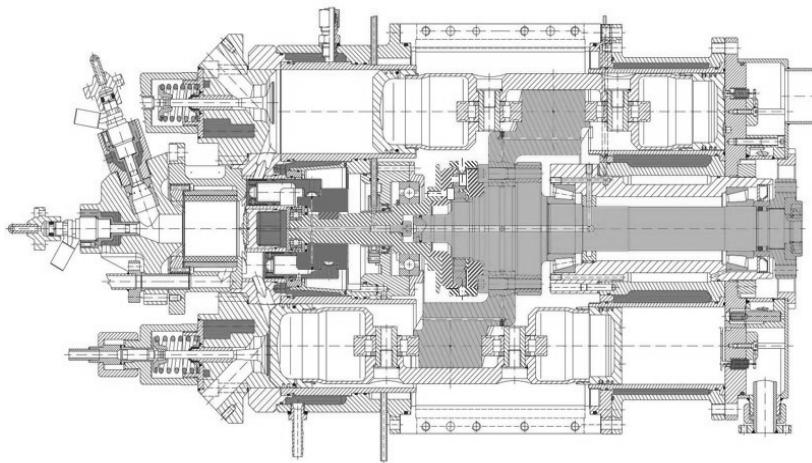


Bild 2: Aufbau ikV-Motor

Von der zentral angeordneten Brennkammer führen kurze, für alle Zylinder gleich lange Kanäle zu den einzelnen Zylindern [im Bild rot angelegt* Farben im download erkennbar].

Der Motor verfügt über 6 doppeltwirkende Kolben, bei welchen die Verdichterleistung gleich von der Motor- auf die Verdichterseite übertragen wird. Nur die effektive Leistung wirkt über eine sinusförmige Kurvenscheibe auf die Motorwelle.

Der realisierte Aufbau des Motors ist in **Bild 3** wiedergegeben.



Länge 710 mm, Durchmesser 340 mm

Bild 3: Längsschnitt des 4.33 l Axialkolbenmotors AxG1.2

Die effektive Leistung wird von den Kolben über die Kurbelscheibe auf die Welle übertragen; die leistungsführenden rotierenden Teile sind grün angelegt; die Welle ist in 2 Wälzlagern gelagert, auch die Übertragung der Kolbenkräfte auf die Kurbelscheibe erfolgt über Wälzläger.

Da die Kolben keine Schrägstellung aufweisen, müssen sie mit ihren Laufflächen nur das Stützmoment zum effektiven Drehmoment aufnehmen. Die wesentliche Reibleistung resultiert von den Kolbenringen.

Die Stärke der Kurvenscheibe dient dem Ausgleich von den Massenkräften der Kolben; damit ist der Axialkolbenmotor völlig ausgewuchtet und läuft absolut schwingungsfrei.

Die Brennkammer und Hochdrucksteuerung im linken Teil des Längsschnittes werden nachfolgend näher erläutert.

In Bild 4 ist ein Blick auf das geöffnete Triebwerk wiedergegeben, im Vordergrund ist der Wärmetauscher.

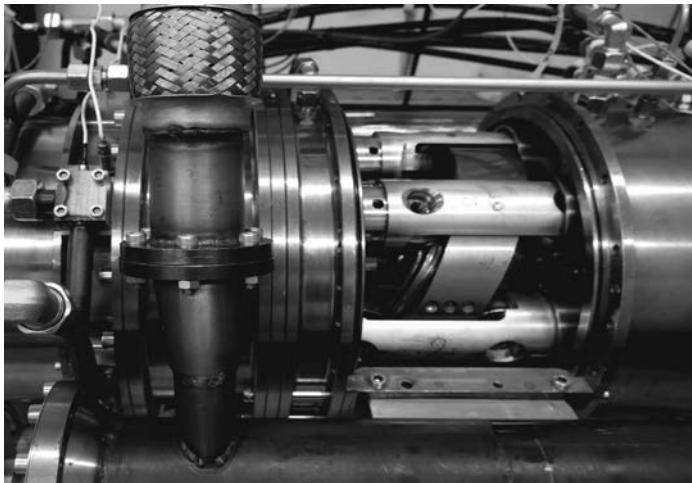


Bild 4: AxG1.2 Ansicht ohne Gehäusedeckel

3. Der realisierte ikV-Motor

Die wesentlichen Triebwerksdaten sind in **Bild 5** wiedergegeben

| | |
|-------------------|----------|
| Gesamthubraum | 4330 ccm |
| Zylinder | 2x6 |
| Motorlänge | 710 mm |
| Motordurchmesser | 340 mm |
| | |
| Kolben: Hub | 98 mm |
| Durchmesser Verd. | 60 mm |
| Durchmesser Exp. | 76 mm |
| | |
| Hubraum Verd. | 1663 ccm |
| Hubraum Exp. | 2667 ccm |
| | |
| Sigma | 1.6 |

Bild 5: Triebwerksdaten AxG1.2

Der Durchmesser des 4,3 l-Axialkolbenmotors ist mit 340 mm kleiner als der einer durchschnittlichen Kupplungsglocke. Die verlängerte Dehnung von SIGMA 1,6 wird durch die unterschiedlichen Durchmesser von Expansions- zu Verdichterkolben realisiert.

Eine Besonderheit des ikV-Motors ist, dass er kein konstantes Verdichtungsverhältnis hat, sondern dass dieses von den Steuerzeiten des Hochdruckgaswechsels abhängt und somit lastabhängig ist [Bild 6].

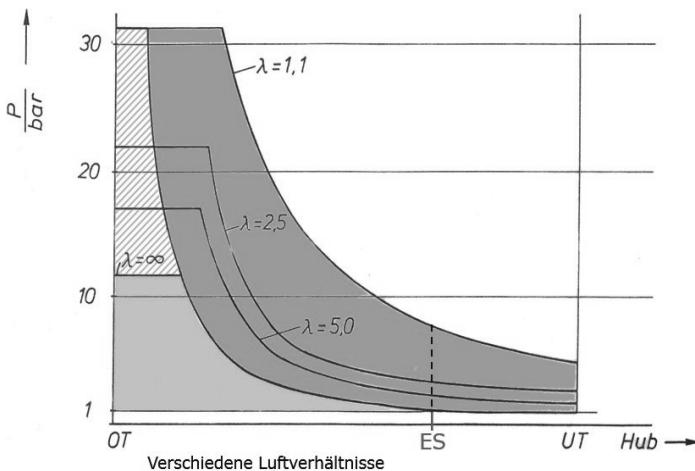


Bild 6: pV-Diagramm eines ikV-Motors

Die Volumina von den Wärmetauschern und der Brennkammer haben keinen Einfluss auf das Verdichtungsverhältnis. Zu erkennen ist, dass die verlängerte Dehnung (Sigma) bei einem Gleichdruckprozess einen großen Einfluss auf die Arbeitsfläche und damit auf den Wirkungsgrad hat.

Aufgrund der Gleichdruckverbrennung hat ein ikV-Motor ein sehr gleichförmiges Drehmoment, da die verbrennungsbedingten Druckspitzen herkömmlicher Verbrennungsmotoren fehlen. Darüber hinaus hat eine Gleichdruckverbrennung kein Verbrennungsgeräusch.

3.1 Verdichter

Die Einlassventile entsprechen denen herkömmlicher Motoren und werden über Federn und Kipphebel betätigt. Die Kipphebel werden von einem axialwirkenden Nocken angesteuert, der mit der Motorwelle rotiert und einen Nocken für alle Ventile aufweist. Die im Bild 7 mit „E“ gekennzeichneten Öffnungen sind die Luftzuführungen zu den Einlassventilen.

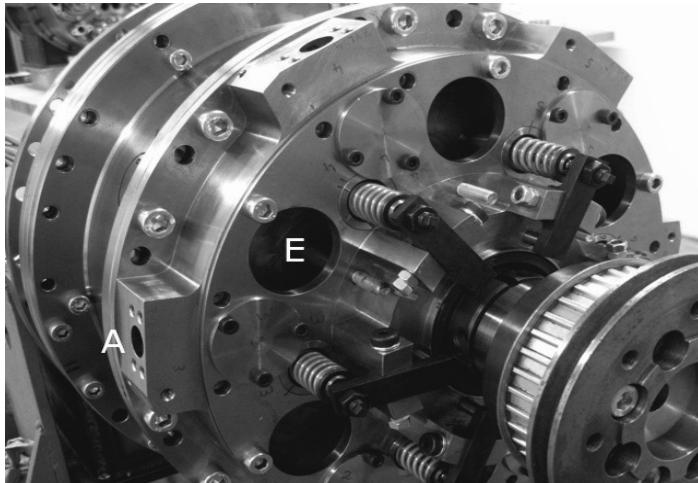


Bild 7: Verdichterkopf AxG1.2 ohne Ventilhaube

Die Auslassventile sind im Wesentlichen druckgesteuert, um dem variablen Verdichtungsverhältnis gerecht zu werden; die Auslässe sind mit „A“ gekennzeichnet. Der Liefergrad ist mit über 90 % gemessen. Die Zahnriemenscheibe im Vordergrund treibt eine Nebenwelle an.

3.2 Die Wärmetauscher

Der Motor ist mit 2 Rohrbündel-Wärmetauschern ausgerüstet, die nach dem Kreuz-Gegenstromprinzip ausgelegt sind. Die Kompensation der Wärmedehnungen erfolgt über eine Membrane im drucklosen Bereich [s. Bild 8]

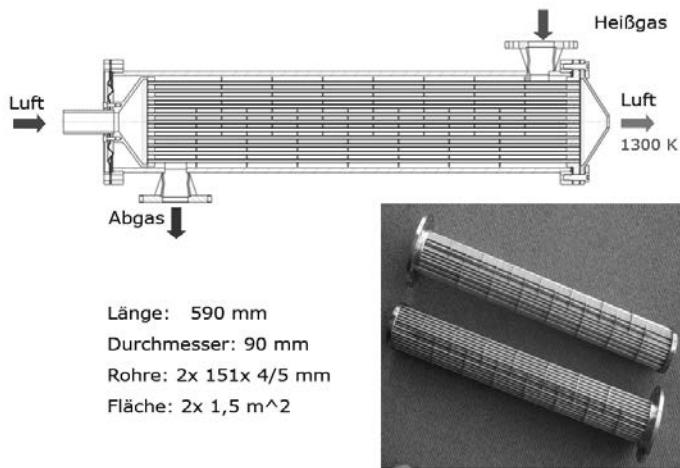


Bild 8: Wärmetauscher AxG1.2

Im Motorversuch konnten mit diesen Wärmetauschern 76 % der im Abgas enthaltenen Wärmemenge in den Kreisprozess zurückgeführt werden.

3.3 Die Brennkammer [Bild 9]

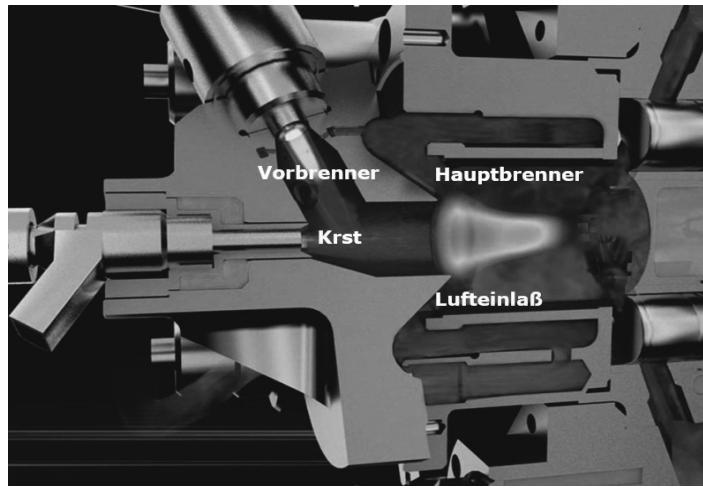


Bild 9: Brennkammer AxG1.2

Die Brennkammer arbeitet mit einer 2-Stufenverbrennung, bei welcher ein kleiner Teil des Kraftstoffs, der etwa der Leerlaufmenge entspricht, in einen Vorbrenner eingespritzt wird und bei ca. $\lambda = 1$ verbrennt. In den Gasstrom des Vorbrenners, der eine Temperatur $>1500^{\circ}\text{C}$ hat, wird die Hauptmenge des Kraftstoffs unter Luftabschluss eingespritzt. Aufgrund der hohen Temperatur wird der Kraftstoff nicht nur verdampft, sondern in seine Atome zerlegt. Wenn der Kraftstoff in dem Hauptbrennraum mit der Verbrennungsluft zusammengeführt wird, ist es kein Otto-, Diesel- oder Biokraftstoff, z. B. Kraftstoff aus Algen mehr, sondern nur noch ionisierte Kohlenstoff- und Wasserstoffatome, deren Affinität zum Luftsauerstoff entscheidend höher ist als die des Luftstickstoffs. Aus diesem Grunde entstehen kaum Stickoxid-Verbindungen. Auch ist der Motor absolut vielstofffähig, Cetan- oder Oktanzahl spielen keine Rolle mehr.

Auch der Vorbrenner ist ein Blaubrenner. Er wird rekuperativ durch seine Verbrennungsluft gekühlt, ehe sie dem Brennraum zugeführt wird.

Bild 10 zeigt den Vorbrenner im Motorversuch noch ohne Kühlmantel, um zu demonstrieren, in welche „Höllenglut“ der Kraftstoff eingespritzt wird. Das Ergebnis ist eine blaue Flamme mit allen Arten von Kraftstoffen.

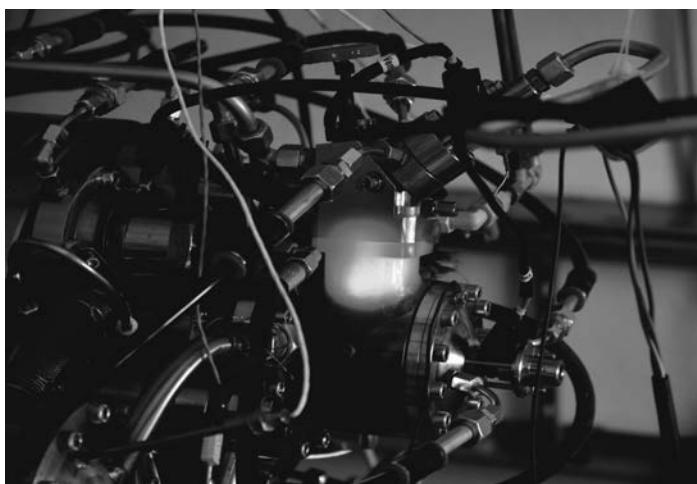


Bild 10: Vorbrenner AxG1.2 ohne Kühlmantel (Apr. 2016)

Sowohl der Vor- wie auch der Hauptbrenner sind zur Wärmeisolation mit Keramik ausgekleidet.

3.4 Der Hochdruck-Gaswechsel

ist eine zentrale Aufgabe bei der Realisierung des ikV-Axialkolbenmotors. Zunächst wurde die Aufgabe mit kleinen Steuerkolben gelöst, die ähnlich wie Kolben von 2-Takt-Motoren, mit ihrem Schaft die Steuerung übernommen haben [Bild 11]

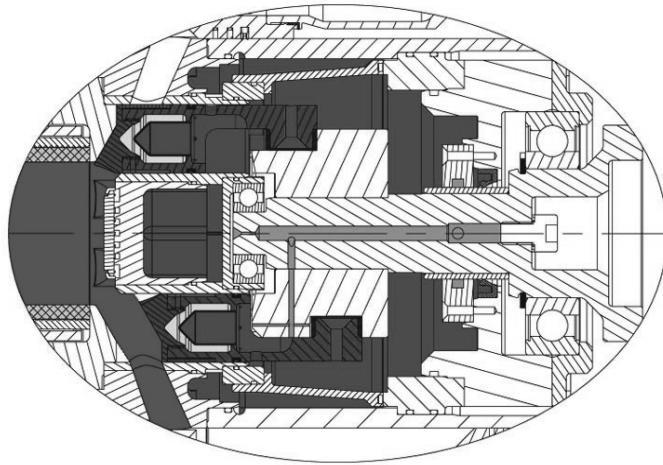


Bild 11: Steuerkolben AxG1.2 (Stand 2009)

Hierzu wurden sie mit einem breiten Kolbenring ausgestattet (rot eingefärbt) der drehlagengesichert mit einer Bohrung im zugehörigen Zylinder zusammenwirkt. Um diese Kolben von den Gaskräften zu entlasten, wurde der Raum hinter den Kolben mit dem Brennkammerdruck beaufschlagt. Ein Problem waren die erforderlichen hohen Beschleunigungen, die die mögliche Motordrehzahl begrenzen.

Z. Zt. befindet sich eine Lösung mit Ventilen in Erprobung, [Bild 12] nachdem Wärmeberechnungen ergeben haben, dass die thermische Belastung nicht höher ist, als bei Auslassventilen von modernen Otto- oder Dieselmotoren. Zwar ist das Temperaturniveau der Gase höher [ca. 2200°C], aber die Ventile sitzen 88,5 % der Zeit auf dem wassergekühlten Ventilsitz und nur 12,5 % sind sie geöffnet. Auch ist die mittlere Strömungsgeschwindigkeit deutlich niedriger, da sich der Expansionskolben im oberen Bereich des Hubes befindet.

Die realisierbaren Drehzahlen liegen im Bereich heutiger Motoren.

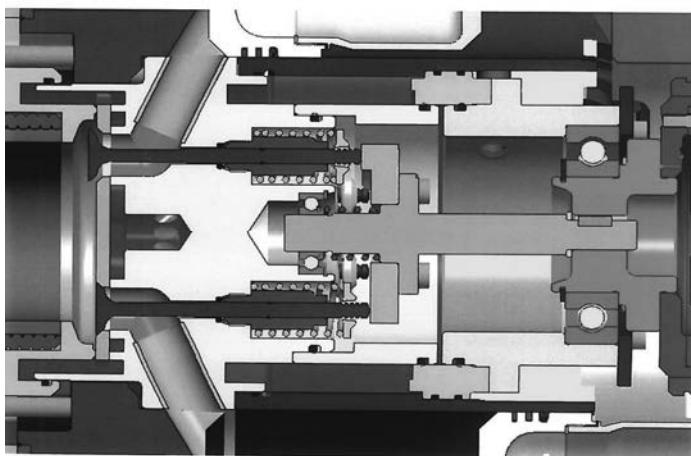


Bild 12: Steuerelemente Hochdruckgaswechsel (Stand 2016)

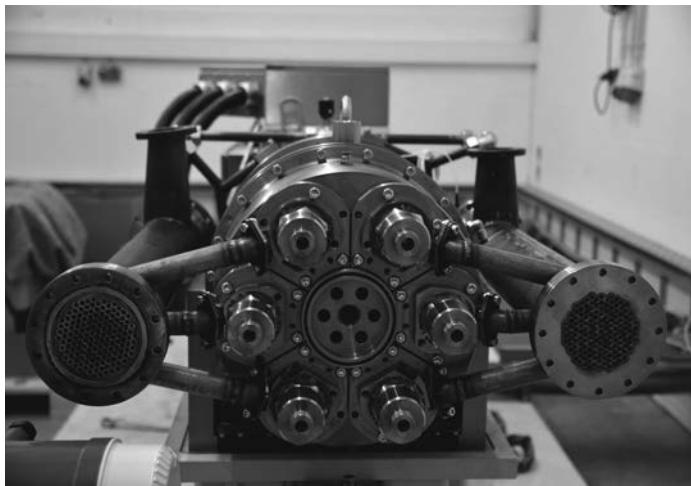


Bild 13: Ansicht Motorzylinderkopf AxG1.2 mit Wärmetauschern und Ventilsteuерung

4. Die Emissionen des AxG1.2

Die Emissionsmessungen wurden auf dem Leistungsprüfstand des GTF-E am Vollmotor bei 1500 U/min durchgeführt; die Messungen erfolgten mit dem HORIBA MEXA-1600 D. Die in Bild 14 wiedergegebenen Werte sind die Ergebnisse verschiedener Meßläufe. WT heiß bedeutet, der Wärmetauscher ist durch die Abgase aufgeheizt, WT-kalt entsprechend der Wärmetauscher hat noch Umgebungstemperatur.

| | | WT-heiß | | | | WT-kalt | |
|-------------|--|--------------------------------|------|------|------|--------------|------|
| Lambda | | 2,0 1,8 1,6 1,4 | | | | 1,2 1,0 | |
| NOx ppm | | 8,0 | 16,5 | 27,0 | 34,5 | 44,0 | 43,0 |
| HC ppm | | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 |
| CO ppm | | 2,0 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 4,0 |
| Rußzahl = 0 | | | | | | | |

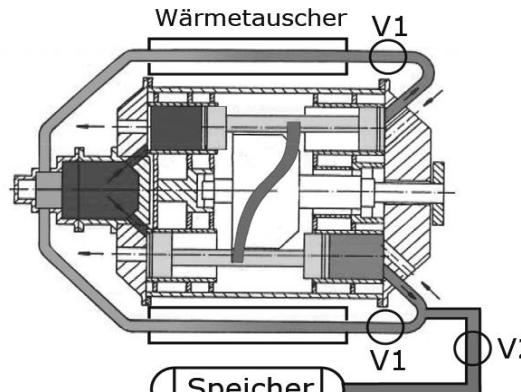
Bild 14: Emissionen AxG1.2 (Stand 2016)

Mit diesen Werten werden alle heutigen und zukünftigen Abgasvorschriften erfüllt. Zum Vergleich; eine Haushaltsgasheizung emittiert 70 bis 100 ppm NOx (Quelle Wikipedia).

Anmerkung: Aufgrund eines Motorschadens (Kolbenfresser) müssen wir die Leistungsdaten nachliefern; die Emissionsdaten sind hiervon nicht beeinflusst. Bevor der Motor ausgefallen ist, hat er kurzzeitig 256 Nm geleistet

5. ikV-Hybrid

Eine Möglichkeit den Kraftstoffverbrauch zu senken besteht in der Integration eines Druckluftspeichers [Bild 15].



v1, v2 : Regelventile

Bild 15: Axialkolbenmotor mit Druckluftspeicher als Kurzzeit-Energiespeicher (Hybrid)

Als Kurzzeitspeicher hat ein Druckluftspeicher einen deutlich höheren Wirkungsgrad als Elektrospeicher. Bosch, PSA, Renault u. a. haben Fahrzeuge mit Druckluft-Hybrid realisiert und geben Verbrauchseinsparungen von 45 % an.

Bei dem ikV-Motor wird zusätzlich nur ein Speicherbehälter von ca. 20 l benötigt, der etwa die Energie von einem Bremsvorgang aufnehmen kann. Während eines Bremsvorganges werden die Ventile V₁ ganz oder teilweise geschlossen und bei dem anschließenden Anfahrvorgang wieder geöffnet. Als zusätzlichen Boostereffekt kann diese Luftmenge auch zur Verbrennung genutzt werden. Bei Abstellen des Fahrzeugs wird das Ventil V₂ geschlossen.

6. 2-stufige Verdichtung

Eine weitere Möglichkeit den Wirkungsgrad deutlich zu verbessern besteht in der Annäherung an eine Isotherme-Verdichtung durch eine Aufteilung auf 2 Stufen. Ein Beispiel zeigt

Bild 16.

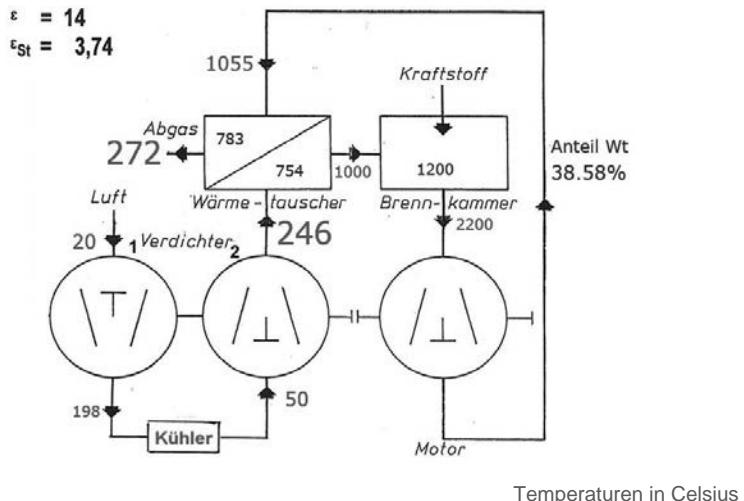


Bild 16: Beispiel 2-stufige Verdichtung, Vollast

Bei symmetrischer Aufteilung der Verdichtung ergibt sich in diesem Beispiel die Verdichtungsendtemperatur 246°C und unter Berücksichtigung des Wärmetauscher-Wirkungsgrades eine Abgastemperatur von 272°C; damit ist im Abgas kaum noch Energie, da die Wärmetauscher den Abgasen entsprechend mehr Energie entziehen können. Die Wärmeverluste im Zwischenkühler werden durch die Reduktion der Verdichterleistung übercompensiert. Den Einfluß der mehrstufigen Verdichtung zeigt Bild 17.

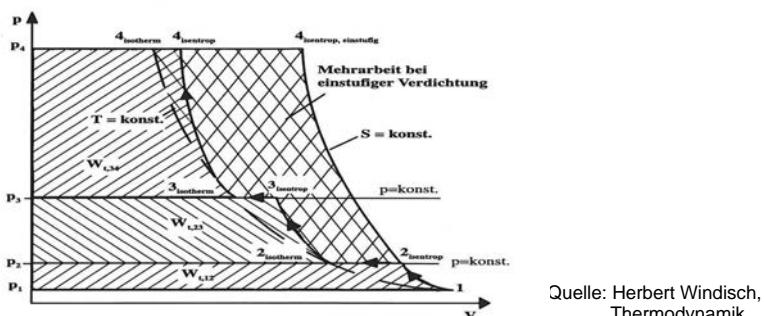


Bild 17: Vergleich mehrstufige Verdichtung

Die 2-stufige Verdichtung kann im Axialkolbenmotor ohne zusätzlichen Verdichter realisiert werden. [Bild 18]

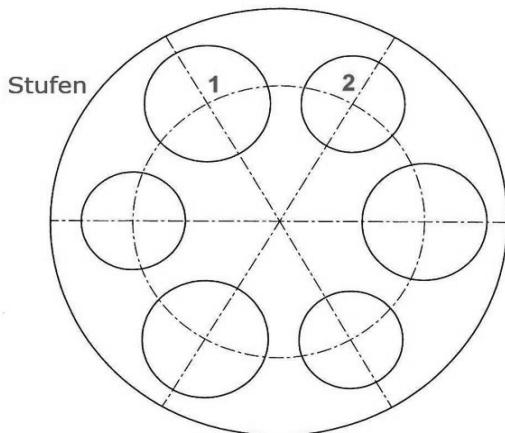


Bild 18: 2-stufiger Verdichter (Zylinderverteilung)

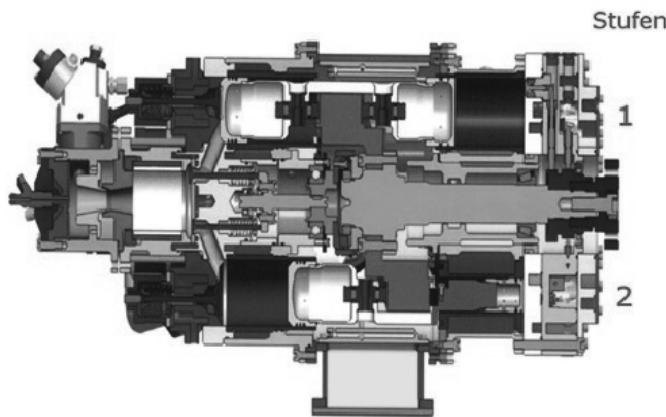


Bild 19: AxG1.3 (2-stufige Verdichtung)

Die angesaugte Luftmenge kann annähernd gleich gehalten werden durch Vergrößerung der Zylinderdurchmesser der 1. Stufe [Bild 19]

Ein weiterer Vorteil dieser 2-stufigen Verdichtung ist, dass der Luftstrom zur Brennkammer gleichförmiger wird, so dass hohe Verdichtungsverhältnisse möglich werden.

Z. Zt. befindet sich ein Axialkolbenmotor mit 2-stufiger Verdichtung in der Realisierungsphase; Fertigstellung Anfang 2017. Die Ergebnisse der Vergleichsprozessrechnung sind vielversprechend [Bild 20 und 21].

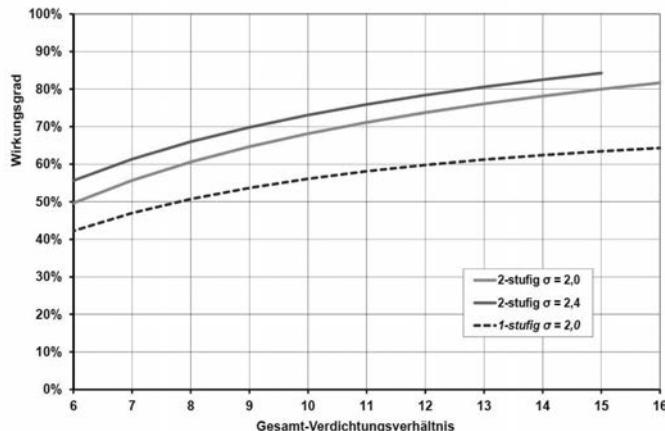


Bild 20: ikV-Vergleichsprozesse bei Vollast 1- und 2-stufig; Sigma = 2.0 / 2.4

Bei einem ikV-Motor mit 2-stufiger Verdichtung lassen sich die angegebenen Sigmawerte leicht realisieren, da nur 3 Kolben Luft ansaugen, aber 6 Kolben die Expansion übernehmen.

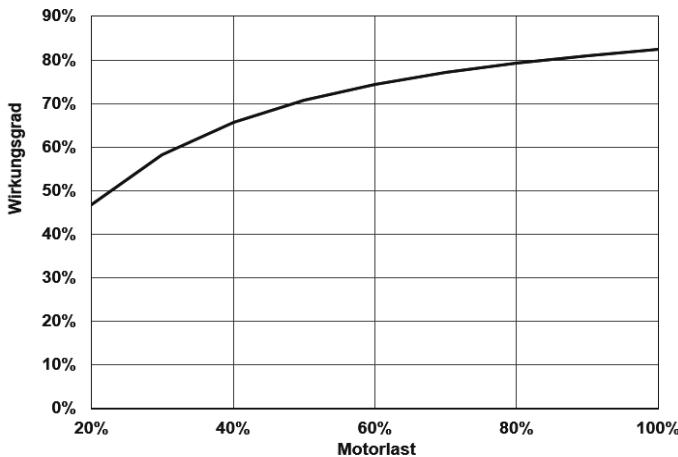


Bild 21: ikV-Vergleichsprozess; Teillast 2-stufig; Epsilon = 14; Sigma = 2.0

7. Regelung des Motors

Der ikV-Motor arbeitet mit einer Lambda-Regelung; d. h. die erzeugte Leistung ist eine Funktion der Brennkammertemperatur T3. Das bedeutet, dass der Fahrerwunsch die Höhe dieser Temperatur bestimmt. Weiterhin ist zu beachten, dass Laständerungen spontan erfolgen müssen, Wärmetauscher aber eine nennenswerte Trägheit bei Temperaturänderungen besitzen.

Da die Vollasttemperatur in der Brennkammer 2200°C beträgt, wird diese Temperatur ohne Wärmetauscher mit Lambda = 1 erreicht, mit Wärmetauscher wird dagegen diese Temperatur schon mit Lambda = 1,4 erreicht. Damit ergibt sich die Möglichkeit bei kaltem Wärmetauscher zunächst mit Lambda = 1 zu beginnen und in dem Maße den Lambdawert zu vergrößern, wie der Wärmetauscher Wärme zuliefert, so dass bei eingeschwungenem Zustand der Lambdawert von 1,4 eingestellt wird.

Auch in dem umgekehrten Fall ist diese Art der Regelung möglich, wenn also plötzlich die Last zurückgenommen werden soll, wird die Kraftstoffzufuhr soweit reduziert, dass sich die entsprechende Temperatur einstellt; sobald der Wärmetauscher beginnt seine Wärme abzugeben, wird die Kraftstoffzufuhr in dem Maße wieder auf den Sollwert angereichert. Mit dieser Regelung wird die Trägheit des Wärmetauschers überspielt und der Motor reagiert spontan auf gewünschte Laständerungen.

Da die Brennraumtemperatur T3 nicht gemessen werden kann und damit nicht als Regelgröße zur Verfügung steht, nehmen wir als Messgröße die Temperatur T4 nach Expansionsende vor Eintritt in den Wärmetauscher. Als weitere Regelgröße steht die Drehzahl zur Verfügung, insbesondere für den Leerlauf.

8. Charakteristik unseres ikV-Axialkolbenmotors

Eigenschaften:

- Keine freien Massenkräfte/-momente
- Kompakte Bauweise
- Gleichmäßiges Drehmoment
- Spontane Gasannahme
- Vielstofffähigkeit
- Sauberes Abgas ohne Katalysator
Z.B. NOx = 0.037 g/km
- Geräuscharm
- Geeignet für Aufladung

Entwicklungsziele:

- Effektiver Wirkungsgrad ca.56% (2-stufig > 70%)
- hoher Teillastwirkungsgrad

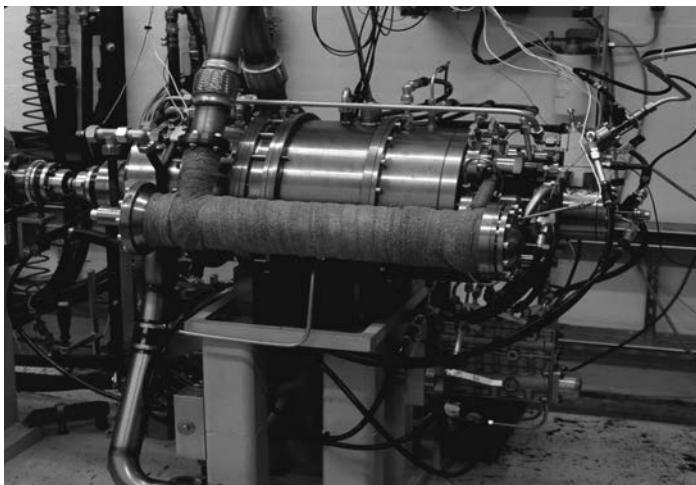
Bild 22: Charakteristika des ikV-Axialkolbenmotors

Verwendung herkömmlicher:

- Fertigungsverfahren
- Dichtelemente/Ventile
- Alle Werkstoffe recycelbar
- Schmiermittel
- Kupplungen, Getriebe (MT, AT, CVT)
- Zündanlage (nur zum Starten)
- Infrastruktur

Weltweit patentiert

Bild 23: Fertigungs - Gegebenheiten



Die Entwicklung der Verbrennungsmotoren ist noch längst nicht zu Ende!

The Opposed-Piston Engine: The Next Step in Vehicle Efficiency

**Dr. Gerhard Regner, Dr. Ashwin Salvi, Laurence Fromm,
Fabien Redon, Achates Power, Inc., San Diego, CA, USA**

Abstract

Vehicle and engine manufacturers face a daunting challenge of meeting future emissions and fuel economy standards in a cost effective manner. Compliance with these regulations requires significant financial investments in new technologies, all designed to increase fuel efficiency while decreasing emissions.

One solution to this problem is the opposed-piston engine. Achates Power has spent the past 12 years modernizing this historically efficient engine architecture to deliver a step-wise improvement in brake thermal efficiency (BTE) over the most advanced conventional four-stroke engines. In addition, with the elimination of parts such as the cylinder head and valve train, it is also less complex and less costly to produce - making it even more appealing to manufacturers.

Measured steady state results from the 13-mode Supplemental Emissions Test (SET) cycle on the Achates Power research grade three-cylinder, 4.9L opposed-piston engine equipped with a two-speed supercharger demonstrate the ability of the technology to achieve high fuel efficiency while satisfying emissions criteria. The SET cycle average of 199 g/kWh, with a best point of 190 g/kWh, highlights the flat nature of the fuel map. With an optimized, production intent engine design, an estimated 180 g/kWh SET cycle average is expected. Work with Johnson Matthey and their patented Selective Catalytic Reduction Technology (SCRT[®]) system has shown that the Achates Power OP Engine can satisfy HC, CO, PM, and NO_x U.S. EPA10 emissions over the SET cycle [1].

Initial transient results are encouraging with cycle averaged BSFC similar to steady-state BSFC, and engine out emissions compliant with regulatory standards when coupled with commercially available after-treatment equipment [2]. These results highlight the capabilities of the opposed-piston engine to perform transient maneuvers successfully without compromising fuel economy and emissions.

Light-duty estimations of the OP Engine simulated in a pickup truck suggest a 30% improvement in fuel economy over an efficiency-optimized, four-stroke diesel research engine [3]. Results show that with the OP Engine, 2025 CAFE regulations for light-duty trucks can be met and superseded without any advanced vehicle level solutions. Achates Power is also working on developing a 2.7L Opposed-Piston Gasoline Compression Ignition (OPGCI) engine, largely funded by the U.S. Department of Energy, ideal for light-duty applications [4]. The OPGCI technology has the potential to cost-effectively deliver more than 50% improved fuel economy over conventional gasoline engines while maintaining low emissions.

Introduction

Compliance with Euro 6, and U.S. Tier 3/LEV III, and U.S. HD GHG Phase 2 regulations requires significant financial investments in new technologies, all designed to increase fuel efficiency and decrease emissions with the side effect of increasing vehicle cost. However, to remain competitive, manufacturers cannot pass along these costs to fleet owners.

One cost-effective solution to stricter regulations is the opposed-piston engine. This engine, which has been optimized by Achates Power, was once widely used in a variety of applications including commercial vehicles, aviation, maritime and military vehicles. After overcoming the architecture's historical challenges, the Achates Power Opposed-Piston Engine (OP Engine) now delivers a step-wise improvement in BTE over the most advanced conventional four-stroke engines. In addition, with the elimination of parts such as the cylinder head and valve train, it is also less complex and less costly to produce—making it even more appealing to manufacturers.

Thermodynamics and Heat Transfer Advantages of Opposed-Piston Engines

Produced initially for their manufacturability and high power density, opposed-piston, two-stroke engines have demonstrated superior fuel efficiency compared to their four-stroke counterparts. This section examines the underlying reasons for the superior fuel efficiency and emissions.

Reduced Heat Losses

The Achates Power Opposed-Piston Engine, which includes two pistons facing each other in the same cylinder, offers the opportunity to combine the stroke of both pistons to increase the effective stroke-to-bore ratio of the cylinder. As a thought experiment, when a two cylinder conventional engine with 1.1 stroke-to-bore is re-architected as a single-cylinder op-

posed-piston engine with both pistons operating in the same bore, it results in an OP Engine with 2.2 stroke-to-bore ratio. This can be accomplished while maintaining the engine and piston speed of the conventional four-stroke engine. To achieve the same stroke-to-bore ratio with a conventional four-stroke engine, the mean piston speed would double for the same engine speed. This would severely limit the engine speed range and, therefore, the power output. The increase in stroke-to-bore ratio has a direct mathematical relationship to the area-to-volume ratio of the combustion chamber volume. Fig. 1 shows the comparison of a conventional four-stroke engine to an opposed-piston engine with the same piston and crank dimensions in regards to area-volume as a function of engine displacement. In this example, the reduction in the surface area to volume ratio is a very significant 36%. A 6L opposed-piston engine has equivalent area-to-volume ratio as a 15L conventional engine. The lower surface area directly leads to a reduction in heat transfer. An additional benefit of the reduced heat losses in the opposed-piston engine, especially for commercial vehicles, is the reduction in fan power and radiator size, further contributing to vehicle level fuel savings.

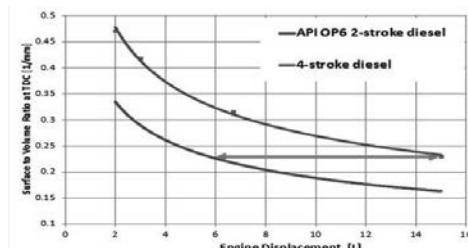


Fig. 1: Surface area to volume ratio as a function of engine displacement for opposed-piston and conventional engines

Leaner Combustion

When configuring an opposed-piston, two-stroke engine of the same displacement as a four-stroke engine –for example, converting a six-cylinder, conventional engine into a three-cylinder, opposed-piston engine – the power that each cylinder has to deliver is the same. The opposed-piston engine fires each of the three cylinders in each revolution while the four-stroke engine fires each of its six cylinders in one out of two revolutions. Therefore, the amount of fuel injected for each combustion event is similar, but the cylinder volume is 60% greater for the Achates Power OP Engine. So for the same boost conditions, the OP Engine will achieve leaner combustion, which increases the ratio of specific heat. Increasing the ratio

of specific heat increases the work extraction per unit of volume expansion during the expansion stroke.

Near Constant Volume Combustion

The larger combustion volume for the given amount of energy released also enables shorter combustion duration while preserving the same maximum pressure rise rate and peak cylinder pressure. The faster combustion improves thermal efficiency by reaching a condition closer to constant volume combustion. The lower heat losses as described above lead to a 50% burn location closer to the minimum volume. Fig. 2 illustrates how the heat release rate compares between a four-stroke engine and the Achates Power OP Engine. Ideal combustion should occur at minimum volume and occur at constant volume. The OP Engine is much closer to this ideal condition at the same pressure rise rate and peak cylinder pressure.

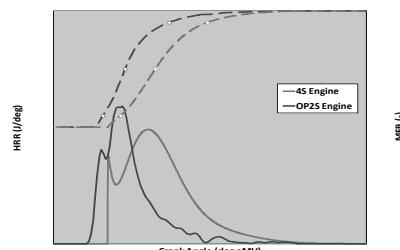


Fig. 2: Heat release rates and mass fraction burned for opposed-piston 2 stroke and conventional engines

The aforementioned fundamental opposed-piston, two-stroke (OP2S) thermal efficiency advantages [5] are further amplified by:

- Lower heat loss due to higher wall temperature of the two piston crowns compared to a cylinder head (reduced temperature difference)
- Reduced pumping work due to uniflow scavenging with the OP2S architecture resulting in higher effective flow area than a comparable four-stroke or a single-piston two-stroke uniflow or loop-scavenged engine
- Decoupling of pumping process from the piston motion because of the two-stroke architecture allows alignment of the engine operation with a maximum compressor efficiency line

Key Enablers for Opposed-Piston Engine Efficiency and Emissions

Combustion System

Achates Power has developed a proprietary combustion system [6] composed of two identical pistons coming together to form an elongated ellipsoidal combustion volume where the injectors are located at the end of the long axis [7] (Fig. 3).

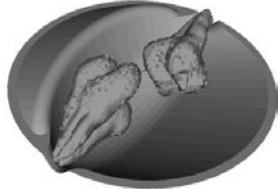


Fig. 3: Schematic of side-mounted injectors in combustion chamber

This combustion system allows the following:

- High turbulence, mixing and air utilization with both swirl and tumble charge motion with the high turbulent kinetic energy available at the time of auto ignition
- Ellipsoidal combustion chamber resulting in air entrainment into the spray plumes from two sides
- Inter-digitated, mid-cylinder penetration of fuel plumes enabling larger $\lambda=1$ iso-surfaces
- Excellent control at lower fuel flow rates because of two small injectors instead of a single higher flow rate
- Multiple injection events and optimization flexibility with strategies such as injector staggering and rate-shaping [7]

The result is no direct fuel spray impingement on the piston walls and minimal flame-wall interaction during combustion. This improves performance and emissions [8] with fewer hot spots on the piston surfaces that further reduce heat losses [7].

Air System

To provide a sufficient amount of air for combustion, two-stroke engines need to maintain an appropriate pressure difference between the intake and exhaust ports. For applications that require the engine to change speed and load in a transient manner, such as automotive applications, external means of air pumping are required. Among the various possible configu-

rations of the air system with turbocharger and supercharger combinations, the layout as described in Fig. 4 is the preferred configuration [9].

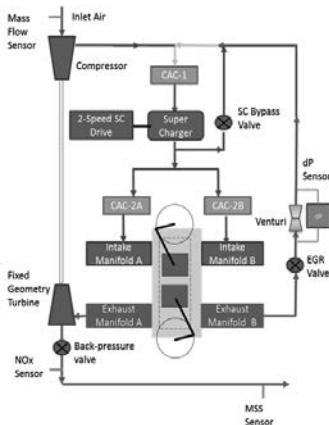


Fig. 4: One example schematic of the Achates Power opposed-piston 2 stroke air system

Advantages of such an air system are summarized as follows:

- The compressor provides high pressure before the supercharger, which is further boosted by the supercharger. This means that low supercharger pressure ratios are sufficient for high intake manifold density, reducing pumping work.
- The maximum required compressor pressure ratio is lower compared to regular turbo-only air systems of four-stroke engines.
- The use of a supercharger recirculation valve allows greater control of the flow through the engine, thus providing flexibility for precise control of boost, scavenging ratio, and trapped residuals to minimize pumping work and NO_x formation across the engine map
- Lowering the flow through the engine by decreasing the pressure difference across the engine reduces the pumping penalty at low load points. This, together with having no dedicated intake and exhaust stroke for moving mass from and to the cylinder improves BSFC.
- A two-speed supercharger drive and recirculation valve improves transient response and air control over the engine map [10].

- Accurate control of the engine pressure differential provides very good cold start and catalyst light off capabilities [11]. Low-speed torque is increased by selecting the appropriate gear ratios on the supercharger [8].
- Driving exhaust gas recirculation (EGR) with a supercharger reduces the required pumping work [8].
- Mixing of cool air and EGR together before the charge air cooler reduces fouling [8, 12].

Multi-Cylinder Opposed-Piston Engine and Research Platform Specifications

Engine Specifications

A multi-cylinder platform, A48-316, was used to generate the results presented in this paper. This multi-cylinder research engine was designed to meet the performance levels shown in Table 1.

Table 1: Achates Power A48-316 Opposed-Piston two-stroke engine specifications

| | |
|-----------------------------------|---------------------|
| Displacement | 4.9 L |
| Arrangement, number of cylinders. | Inline 3 |
| Bore | 98.4 mm |
| Displaced Stroke | 215.9 mm |
| Stroke-to-Bore Ratio | 2.2 |
| Compression Ratio | 15.4:1 |
| Nominal Power (kW @ rpm) | 205 @ 2200 |
| Max. Torque (Nm @ rpm) | 1100 Nm @ 1200-1600 |
| Emission level | U.S. 2010/ Euro 6 |

This engine was conceived as a research test platform and it utilizes oversized components and systems to provide a significant level of flexibility required for exploring the capabilities of the engine. As a result, the size of the engine and the friction that has to be overcome is higher than expected from an optimized production engine.

Fig. 4 provides an overview of the air-path for the three-cylinder diesel Achates Power Opposed-Piston Engine. Upstream of the OP Engine, a compressor driven by fixed-geometry turbo is used to draw in fresh air. To aid the airflow across the engine, there is a supercharger driven by a two-speed drive that allows it to run at two different supercharger-to-engine speed ratios. For this engine, two drive ratios that were used are 3.2 and 4.6. A supercharger recirculation valve is used to control the airflow across the engine. The supercharger also creates positive differential pressure across the EGR loop to drive flow from

exhaust manifold to compressor outlet. A venturi in the EGR loop with a delta-pressure sensor mounted across it is used to measure the EGR mass-flow. EGR valve is used to control the EGR flow to the engine. Downstream of the engine, a back-pressure valve is used to maintain the back-pressure of a clean after-treatment system.

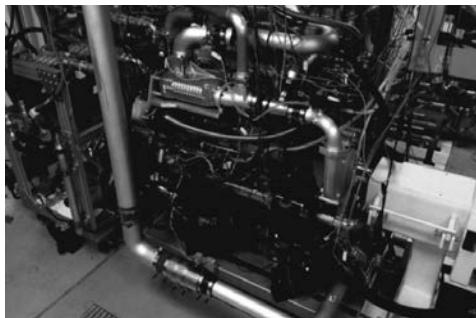


Fig. 5: A48-316 in test cell

Dynamometer System and Test Cell instrumentation

The dynamometer system consists of a SAJ SE-400 eddy current absorber unit with a capacity of 400kW and 2000Nm. The inertia offered by the dyno is $0.82\text{kg}\cdot\text{m}^2$. The engine is coupled to the absorber with a Cardan shaft of 10,000Nm capacity. The speed-control loop of the dynamometer is executed at a frequency of 200Hz. Since this is an absorbing dynamometer, it is not possible to execute the motoring portion of the any test cycle. During such instances of the cycle, 10% of the brake-torque relative to the engine speed is commanded. Unlike a transient dynamometer, this dynamometer does not support closed-loop torque control to meet torque set-points. Torque profile is forwarded to ECU over CAN and ECU software has a torque-to-fuel map that generates fuel command to meet desired torque. Torque is measured by a Honeywell torque sensor (TMS9250) which is capable of measuring from 0 Nm to 4000Nm with an accuracy of +/- 4Nm. The torque flange is mounted in the driveline between the engine and the dyno-absorber. Zero-offset correction is performed before the test to account for any drift in the sensor measurement. Soot was measured using real-time AVL483 micro soot sensor. The soot number reported by AVL483 corresponds to elemental carbon content of total particulate mass. Engine out NO_x was measured using both FTIR (for steady state operation) and real time Continental NO_x sensor (for transient operation). Other gaseous emissions (HC and CO) were also measured using MKS FTIR. The NO_x numbers

reported in the results section are as measured by the emission bench and have been corrected for humidity as per EPA CFR 40 part 1065.

Multi-Cylinder Steady State Results

Results from steady state testing are shown in Table 2. The engine shown in Figure 5 is designed to be a robust research platform and therefore suffers for higher inertial and frictional losses. Despite this disadvantage, the fuel consumption while meeting U.S. EPA 2010 emissions standards is still significantly lower compared to a conventional four stroke engine.

The averaged results of a 13-mode SET cycle are shown in Table 3. The difference of only 8 g/kWh between the cycle averaged BSFC of 199 g/kWh and the best point of 190 g/kWh highlights the flat nature of the BSFC map (Fig. 6) and the advantage of improved real world fuel economy with the OP Engine. With an optimized, fresh design of the 4.9L engine, cycle averaged fuel consumption is expected to improve to 180 g/kWh and a best point of 176 g/kWh.

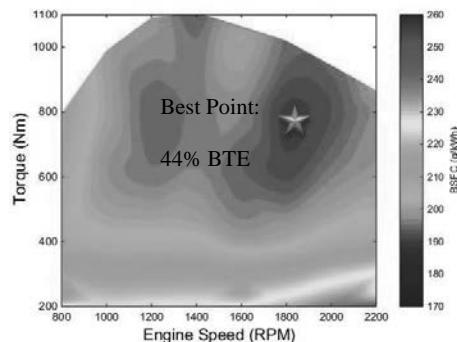


Fig. 6: Measured BSFC map of the A48-316 engine

Measured BSSoot and BSNO_x maps are shown in Fig. 7 and Fig. 8 respectively, highlighting the low emissions capability of the Achates Power A48-316 engine.

Table 2: SET 13 mode results

| | | Idle | A25 | A50 | A75 | A100 | B25 | B50 | B75 | B100 | C25 | C50 | C75 | C100 |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|
| Speed | RPM | 1000 | 1400 | 1400 | 1400 | 1400 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 2200 | 2200 | 2200 | 2200 |
| Torque | Nm | 35.5 | 290.8 | 551.4 | 826.4 | 1093.4 | 269.3 | 527.3 | 783.5 | 1014.8 | 227.5 | 456.4 | 688.6 | 883.9 |
| Brake Power | kW | 3.7 | 42.6 | 80.8 | 121.2 | 160.3 | 50.8 | 99.4 | 147.7 | 191.3 | 52.4 | 105.2 | 158.7 | 203.6 |
| BSFC | g/kWh | - | 209.6 | 198.1 | 195.3 | 195.8 | 216.3 | 194.9 | 191.0 | 194.5 | 234.3 | 205.3 | 198.8 | 196.9 |
| BSNO _x | g/kWh | - | 2.3 | 4.1 | 4.5 | 4.2 | 2.7 | 4.4 | 4.6 | 5.5 | 2.2 | 2.7 | 2.6 | 2.3 |
| BSSoot | g/kWh | - | 0.029 | 0.011 | 0.012 | 0.017 | 0.034 | 0.007 | 0.004 | 0.009 | 0.037 | 0.019 | 0.010 | 0.019 |
| BSCO | g/kWh | - | 0.53 | 0.27 | 0.78 | 2.41 | 0.62 | 0.21 | 0.36 | 1.10 | 0.66 | 0.27 | 0.23 | 0.69 |
| BSHC | g/kWh | - | 0.10 | 0.10 | 0.07 | 0.07 | 0.12 | 0.09 | 0.08 | 0.07 | 0.13 | 0.10 | 0.08 | 0.08 |
| Indicated Thermal Efficiency | % | 36.9 | 49.1 | 50.3 | 48.9 | 48.0 | 50.8 | 51.4 | 50.3 | 49.1 | 50.0 | 51.4 | 51.6 | 50.8 |
| Brake Thermal Efficiency | % | - | 40.0 | 42.3 | 42.9 | 42.8 | 38.7 | 43.0 | 43.9 | 43.1 | 35.8 | 40.8 | 42.1 | 42.1 |
| Friction Loss | % | 16.9 | 7.6 | 5.5 | 3.9 | 3.0 | 9.3 | 6.0 | 4.5 | 4.0 | 10.6 | 7.2 | 6.1 | 5.3 |
| Pumping Loss | % | 2.4 | 1.5 | 2.5 | 2.1 | 2.2 | 2.7 | 2.4 | 1.9 | 2.0 | 3.6 | 3.4 | 3.3 | 3.3 |
| Air/Fuel Ratio | - | 59.5 | 30.8 | 32.2 | 27.6 | 25.6 | 34.7 | 30.8 | 25.2 | 23.2 | 32.7 | 29.7 | 25.6 | 22.7 |
| EGR rate | % | 32.7 | 30.6 | 30.0 | 28.7 | 27.2 | 30.0 | 26.5 | 26.1 | 21.8 | 31.6 | 30.7 | 31.8 | 29.4 |
| Turbine Out Temp | deg C | 862.5 | 892.4 | 557.0 | 554.3 | 606.8 | 563.2 | 573.5 | 607.0 | 627.4 | 569.3 | 522.0 | 555.3 | 620.4 |
| Turbine Out Pressure | bar A | 1.03 | 1.05 | 1.08 | 1.11 | 1.16 | 1.06 | 1.09 | 1.13 | 1.17 | 1.07 | 1.10 | 1.14 | 1.18 |

Table 3: SET 13 mode averaged results

| 13 Mode SET Cycle Results | | |
|---------------------------|-------|---------|
| Cycle Average Results | | |
| BSFC | 199 | g/kW-hr |
| BSNO _x | 3.89 | g/kW-hr |
| BSSoot | 0.014 | g/kW-hr |
| BSCO | 0.81 | g/kW-hr |
| BSHC | 0.09 | g/kW-hr |

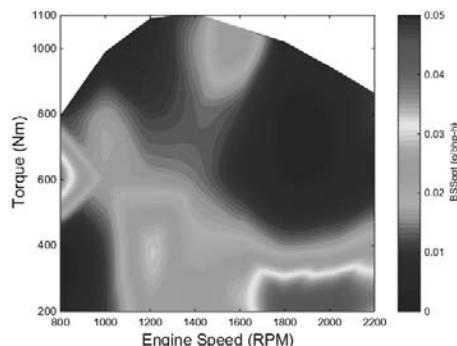


Fig. 7: Measured BSSoot on the A48-316 engine

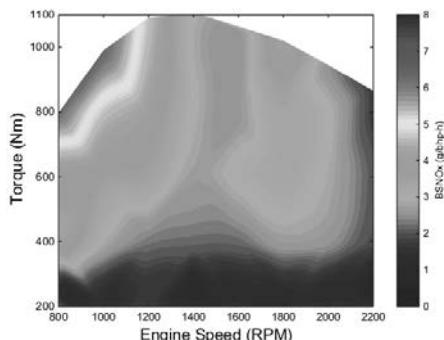


Fig. 8: Measured BSNO_x on the A48-316 engine

To determine the ability of the OP Engine to satisfy emissions regulations, an after-treatment study was performed.

After-treatment Results

Work performed with Johnson Matthey and their patented SCRT® evaluated the potential of the OP Engine to satisfy emissions regulations, described in further detail in [1]. The four-way emissions control system utilizes an diesel oxidation catalyst (DOC) followed by a catalyzed soot filter (CSF), SCR catalyst, and finally an ammonia slip catalyst (ASC), as shown in Fig. 9, to mitigate HC, CO, PM, NO_x, and NH₃ emissions.

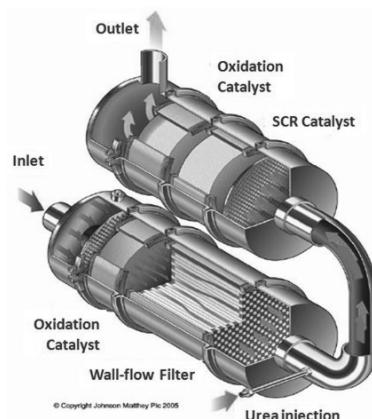


Fig. 9: Johnson Matthey's SCRT® system

The first component is the diesel oxidation catalyst with platinum group metals - PGM (Pt or Pd) to oxidize HC and CO in the exhaust. In addition, the DOC plays an important role in both attaining passive regeneration for the DPF and high NO_x reduction in the downstream catalysts by oxidizing NO to NO₂. The second component is the catalyzed soot filter to remove particulate matter from the exhaust stream. The filter is coated with PGM to improve NO oxidation and in turn improve passive soot oxidation. PGM in the filter also helps in further oxidizing HC and CO that slips out of the DOC during active regeneration or high space velocity conditions. Filter substrate properties are to be chosen carefully for good ash capacity and Particle Number (PN) regulations. The third component is a selective reduction catalyst which has been proven effective in reducing NO_x. Urea is used as a reductant which hydrolyzes to produce NH₃. When the inlet NO₂/NO_x is high (50%), fast SCR reaction takes place instantaneously at temperatures >200°C leading to significantly high NO_x conversion [13]. Although stoichiometric amount of NH₃ is required to reduce NO_x, due to the NH₃ storage functionality in the catalyst and due to the dynamic nature of the feed conditions, urea is usually over injected into the SCR catalyst to increase NO_x conversion. This results in NH₃ slip from the SCR catalyst. Hence a fourth component, the ammonia slip catalyst, is used to oxidize the excess NH₃ selectively to N₂. The sizing of these four components, the formulation type and PGM loading in the DOC and the CSF are to be optimized for a given application to satisfy the emissions regulation limits.

Fully developed and validated high fidelity models have been utilized for the DOC, coated Filter (CSF), SCR (Cu- based), and ASC (Cu- based) formulations in this study. The DOC, SCR, and CSF models were developed using a 1D modeling framework with the CSF utilizing a single channel pair model that consisted of two parts: i) axial flow in the channels, and temperature effects in the filter; and ii) soot accumulation and removal, NO oxidation within the filter wall, and NO₂ diffusion from the wall to the soot cake. A 1D+1D model was developed for the selective Cu- based ammonia slip catalyst. Complex chemical kinetics were developed for each formulation to capture the catalyst behavior at both spatial and temporal coordinates and at varied feed conditions. Johnson Matthey has published a number of previous works on their state-of-the-art modeling efforts on gasoline and diesel applications; additional details about the frameworks used in this study can be found in the following references (DOC [14], CSF [15], SCR [16], and ASC [17]). A selection of modeling assumptions are listed here:

- 1) Uniform flow distribution at the monolith entrance
- 2) Negligible radial concentration and temperature profiles
- 3) Transport of mass and energy in the gas by convection
- 4) Transport of energy in the solid by conduction
- 5) Description of the transfer of mass and energy between the gas and the solid uses coefficients derived from a correlation available in the literature [18]
- 6) No diffusion resistance is present in the catalyst washcoat

The specifications for the after-treatment system components are shown in Fig. 10. Using the engine out conditions from the SET cycle shown in Table 2, the results for the after-treatment system are shown in Fig. 11. Each mode was simulated for 120 seconds, followed by a transition to the next mode over the course of five seconds.

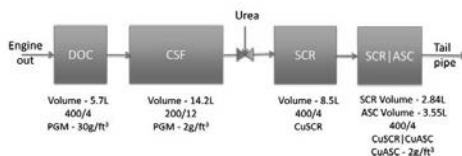


Fig. 10: After-treatment component specifications

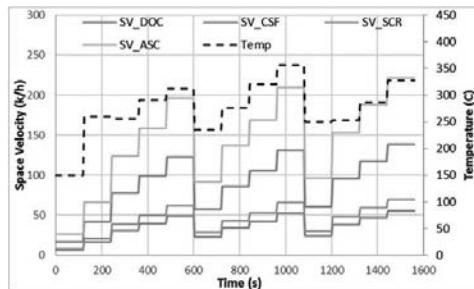


Fig. 11: After-treatment temperatures and space velocities
for the A48-316 13 mode SET cycle

Two Pt:Pd ratio cases were analyzed for the DOC: Case 1) 2:1 Pt:Pd ratio aged at 780°C for 10 hours and Case 2) 5:1 Pt:Pd ratio aged at 700°C for 100 hours. The two PGM loadings were selected to investigate the effect of NO₂/NO_x on soot oxidation and NO_x reduction, on

top of HC and CO oxidation. A high Pt:Pd ratio oxidizes NO to NO_2 more rapidly in the DOC, leading to higher NO_2/NO_x ratios that assist in the passive regeneration of the CSF.

For this study, the HC speciation was assumed to be 74% Decane, 4% Toluene, and 22% Propylene. Fig. 12 shows that CO oxidation is 100% for both cases as the exhaust temperature during the test cycle was higher than the light off temperature for the DOC. A slight improvement in HC oxidation was noticed for Case 2, the higher Pt:Pd ratio case, which results from higher Decane decomposition due to higher Pt loading.

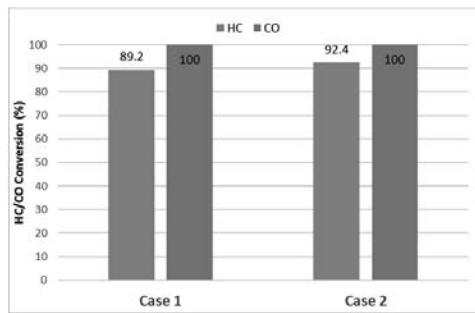


Fig. 12: CO and HC oxidation across DOC and CSF during the 13-mode SET cycle

Assuming an engine-out NO_2/NO_x of 10%, Fig. 13 shows that the NO_2/NO_x ratio is indeed higher for the higher Pt:Pd ratio (Case 2) resulting from increased NO oxidation. The CSF contains PGM that further converts NO from the DOC outlet into NO_2 , resulting in an increase in the NO_2/NO_x ratio. The higher NO_2/NO_x ratio assists in the passive oxidation of soot in the CSF, as shown by decreased soot loading for Case 2 in Fig. 14. As a comparison, an uncoated particulate filter was also analyzed using the NO_2/NO_x outlet from Case 1. An increase in PGM loading of the CSF can aide in NO and soot oxidation, however the loading density needs to be optimized for the appropriate NO_2/NO_x DOC outlet ratio.

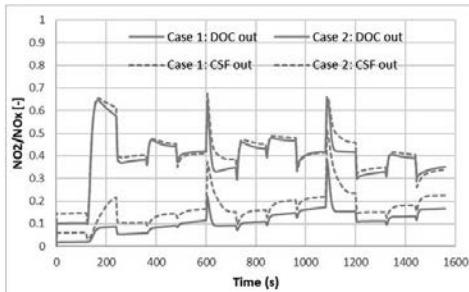


Fig. 13: NO₂/NO_x ratio over the DOC and CSF during the 13-mode SET cycle

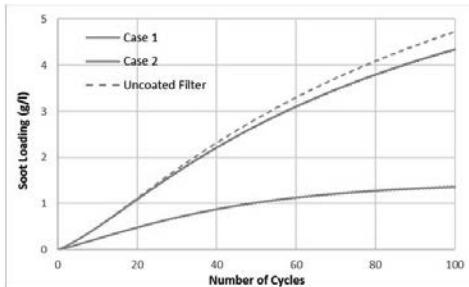


Fig. 14: CSF soot loading for zero (Uncoated filter), low (Case 1), and high (Case 2) Pt:Pd ratios

NO_x reduction is handled through the urea SCR system, where the urea hydrolyzes to produce NH₃ and subsequently reduces NO and NO₂ via the standard, fast, and slow reactions source [13]. The SCR system is selected to be Cu-SCR due to its ability to handle the low engine out temperatures. Assuming an ammonia to NO_x ratio of 1, the cumulative NO_x results for engine out, SCR out, and ASC out are shown in Fig. 15. The simulation was initialized with zero NH₃ adsorption on the SCR and iterated four times until a pseudo steady state of adsorbed NH₃ is reached. The results shown are from the last, fifth cycle.

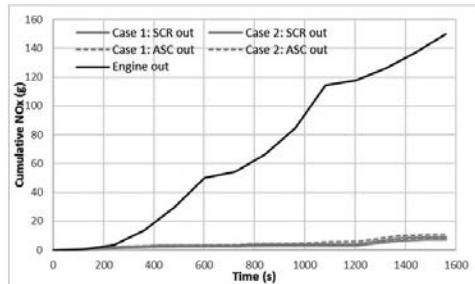


Fig. 15: Cumulative NO_x for engine out, SCR out, and ASC out

The results show that more than 96% NO_x conversion can be achieved; however, slight NO_x remake is exhibited in the ASC due to ammonia slip as shown in Fig. 16.

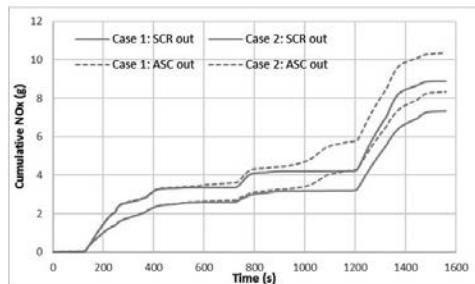


Fig. 16: Magnified version of Fig. 15 highlighting the NO_x remake from NH₃ slip

Ammonia slip occurs during SCR temperature excursions above 300°C, when ammonia desorbs from the catalyst as shown in Fig. 17. Case 1, where there is lower Pt:Pd loading, experiences higher ammonia slip than Case 2 due to a lower NO₂/NO_x ratio, resulting in a slower SCR reaction. The higher NO₂/NO_x ratio of Case 2 utilizes the faster SCR reaction and prevents ammonia slip due to higher consumption rates. However, the higher NO₂/NO_x ratio also leads to increase N₂O production as seen in Fig. 18.

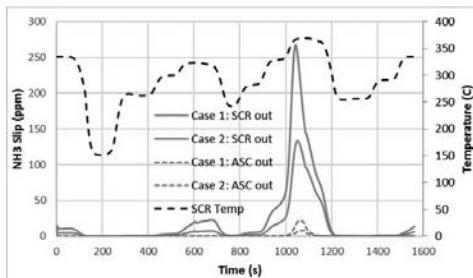


Fig. 17: Ammonia slip in SCR and ASC over the 13-mode SET cycle

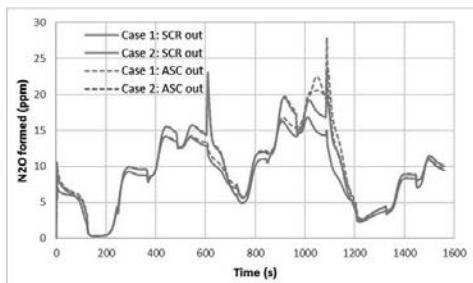
Fig. 18: N₂O production over the SET cycle

Table 4: Engine out and tailpipe emissions for 13-mode SET cycle

| | Engine out (g/kWh) | Tailpipe (g/kWh) | | Standard (g/kWh) |
|------------------|--------------------|------------------|--------|------------------|
| | | Case 1 | Case 2 | |
| CO | 1.264 | 0 | 0 | |
| THC | 0.102 | 0.011 | 0.008 | 0.187 |
| NO _x | 3.47 | 0.138 | 0.120 | 0.268 |
| N ₂ O | 0 | 0.103 | 0.112 | 0.134 |

The overall emissions from the steady state 13-mode SET cycle are shown in Table 4, which clearly shows that the CO, THC, and NO_x standards can be met with the proposed after-treatment system. However, real world driving requires transient engine operation. The following section describes transient testing performed on the OP Engine over the U.S. heavy-duty Federal Test Procedure (FTP).

Multi-Cylinder Transient Results

The U.S. heavy-duty FTP transient test (Fig. 19) was performed on the A48-316, described in [2], and only the hot start results will be presented. The FTP includes a motoring segment requiring the use of a DC or AC dynamometer; however, the dynamometer at Achates Power is an eddy-current unit that is only capable of absorbing power. Therefore, during the motoring section of the cycle, 10% of maximum brake torque relative to the engine speed is commanded resulting in additional fuel consumption and diminished BSFC.

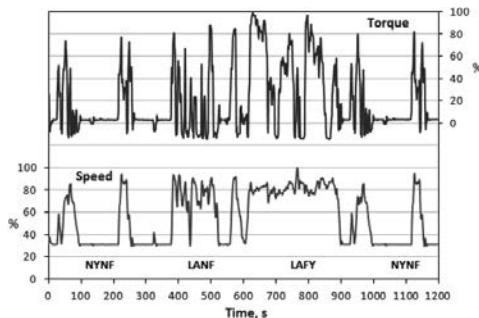


Fig. 19: U.S. Heavy-duty FTP transient cycle, reproduced from [19]

The criteria for validating the FTP cycle are shown in Table 5.

Table 5: Statistical requirements for validating FTP cycle

| Parameter | Torque | Speed | Power |
|--------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|
| Slope of regression line, a_1 | $0.83 \leq a_1 \leq 1.03$ | $0.95 \leq a_1 \leq 1.03$ | $0.83 \leq a_1 \leq 1.03$ |
| Absolute value of intercept, $ a_0 $ | $\leq 2\%$ of maximum mapped torque | $\leq 10\%$ of warm idle | $\leq 2\%$ of maximum mapped power |
| Standard Error of Estimate, SEE | $\leq 10\%$ of maximum mapped torque | $\leq 5\%$ of maximum test speed | $\leq 10\%$ of maximum mapped power |
| Coefficient of Determination, R^2 | ≥ 0.850 | ≥ 0.970 | ≥ 0.910 |

The minimum engine speed (idle) is 800 RPM and the maximum engine speed is 2200 RPM.

The statistical results from the FTP cycle are shown in Fig. 20. The Coefficient of Determination (COD) or R^2 value for brake torque, speed, and power all satisfy the requirements for validating the FTP cycle, confirming the ability of the Achates power Opposed-Piston Engine to match driver demand.

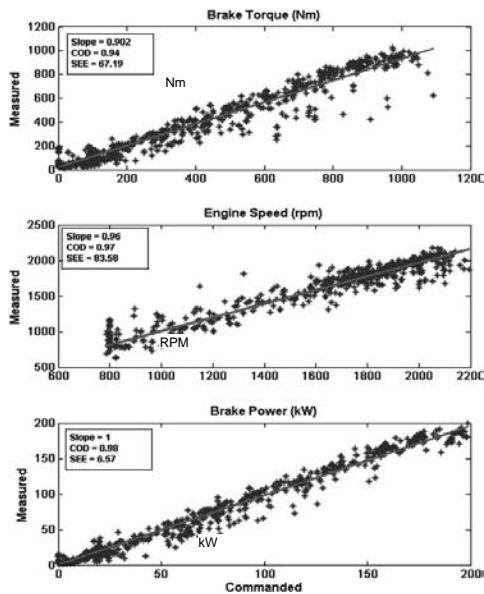


Fig. 20: Statistical results for the A48-316 engine on the FTP cycle

The engine-out brake-specific FTP cycle values are shown in Table 6.

Table 6: Hot start FTP cycle average BSFC, engine out BSSoot, engine out BSNO_x

| BSFC (g/kWh) | Engine out BSSoot (g/kWh) | Engine out BSNO _x (g/kWh) |
|--------------|---------------------------|--------------------------------------|
| 217.3 | 0.056 | 4.3 |

FTP measurements were compared to a MY2011 Cummins ISB 6.7L engine highlighted in [20]. Table 7 shows that the Cummins engine performance ratings are similar to the 4.9L Achates Power Opposed-Piston Engine, noting that the Cummins engine was equipped with a DPF and SCR system while the Achates Power OP Engine utilizes a valve to simulate conventional after-treatment back pressures based on supplier input.

Table 7: Comparison of performance specifications between Achates Power Opposed-Piston Engine and MY2011 Cummins 6.7L ISB

| | Achates Power OP Engine | MY2011 Cummins MD Engine |
|--------------------------|---|--------------------------|
| Displacement (L) | 4.9 | 6.7 |
| Rated Power (kW) | 205 | 242.5 |
| Rated Speed (RPM) | 2200 | 2400 |
| Peak Torque (Nm) @ Speed | 1100 Nm @ 1200 – 1600 RPM | 1016 @ 1600 RPM |
| Compression Ratio | 15.4:1 | 17.3:1 |
| EGR | HP cooled | HP cooled |
| After-treatment System | Exhaust pressure simulating DPF/DOC/SCR for MD engine | DPF – SCR |

Results of the Cummins ISB over the hot start FTP are shown in [20]. A similar amount of work was performed during the cycle, as shown in Table 8, however the total fuel consumed for the Achates Power OP Engine is 20% lower than the Cummins engine with 18% better cycle average BSFC for the Achates Power OP Engine due in part to operation over a much flatter fuel map, as shown in Fig. 21.

Table 8: Hot start FTP cycle Achates Power OP Engine compared to MY2011 Cummins 6.7L ISB

| | Achates Power OP Engine | MY2011 Cummins MD Engine | Difference |
|---|-------------------------|--------------------------|------------|
| Total energy generated over the cycle (kWh) | 14.73 | 15.30 | -0.57 |
| Total fuel consumed (kg) | 3.201 | 4.00 | -0.799 |
| BSFC (g/kWh) | 217.3 | 261.4 | -44.1 |

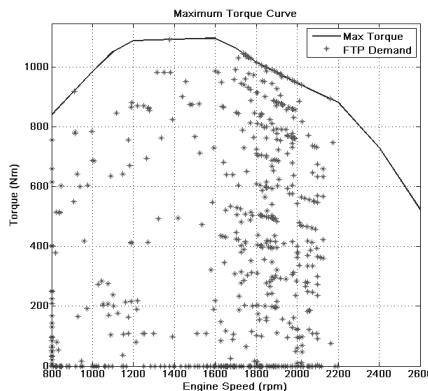


Fig. 21: Drive cycle visitation points on OP Engine map

The successful validation of the U.S. heavy-duty FTP transient cycle highlights the excellent drivability of the OP Engine while significantly reducing fuel consumption. To expand the applicability of the OP Engine technology beyond medium and heavy-duty applications, a light-duty study is presented next.

Light-Duty Opposed-Piston Engine

A light-duty version of the OP Engine is described in [3] and is reproduced in Table 8, with a CAD rendering shown in Fig. 22.

Table 8: Achates Power Opposed-Piston light-duty truck engine configuration

| Cylinder Arrangement/Number | Inline 3 |
|-----------------------------|-----------------------|
| Number of Pistons | 6 |
| Number of Injectors | 6 |
| Swept Volume/Engine (L) | 2.25 |
| Bore (mm) | 75.75 |
| Stroke (mm) | 166.65 |
| Stroke/Bore Ratio (-) | 2.2 |
| Nominal Power ((kW@RPM) | 150@3600 |
| Max. Torque (Nm)(Nm@RPM) | 500@1600-2100 |
| Emission Standard | Tier 3 LEV III Bin 30 |



Fig. 22: CAD rendering of Achates Power Opposed-Piston light-duty truck engine

GT-Power simulation results for the multi-cylinder light-duty engine were generated using measured single cylinder data (Fig. 23), which optimized emissions, combustion noise, temperatures, and efficiency.

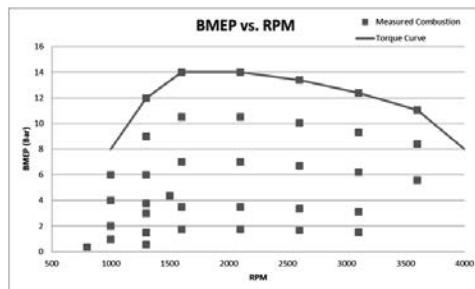


Fig. 23: Measured points for input into 1D light-duty engine model

The results for the light-duty engine are shown in Fig. 24, Fig. 25, and Fig. 26. The BSFC (Fig. 24) map is extremely flat, generating a best point efficiency greater than 44% from 1600 – 2100 RPM. BSNO_x is maintained close to 1 g/kWh in the FTP cycle operating range with the use of EGR (Fig. 25). Using the same after-treatment device as cited in [21], Tier 3 or LEVIII Bin 30 NO_x can be achieved. Likewise, the BSSoot is also extremely low throughout the map and especially in the FTP operating range.

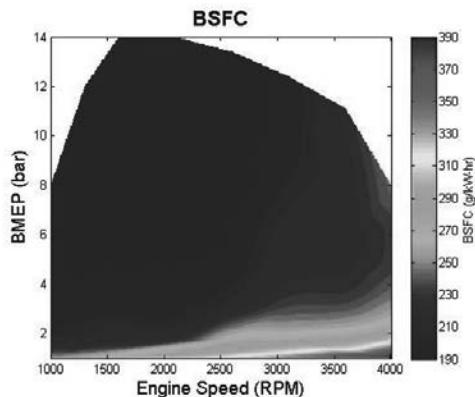


Fig. 24: Light-duty BSFC map

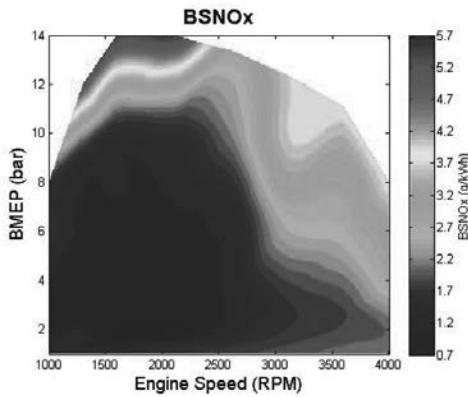


Fig. 25: Light-duty BSNOx map

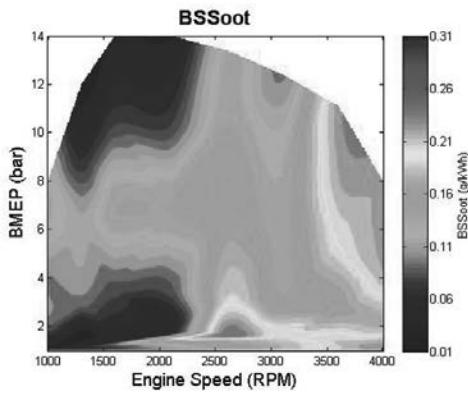


Fig. 26: Light-duty BSSoot map

The vehicle cycle fuel economy derived from this exercise was compared to the Cummins ATLAS project results and showed a significant improvement in fuel consumption, NO_x, and PM as can be seen over the LA4 (Table 10) and Highway (Table 11) fuel economy cycles [3, 21].

Table 9: LA4 engine out cycle results *only measured soot with AVL415S not total PM.

| Cycle | | LA4 | | |
|---------------|------------------|------|-------|-------------|
| Parameter | Fuel consumption | NOx | PM | HC |
| Unit | Liter/100 km | g/km | g/km | g/km |
| Cummins Atlas | 8.81 | 0.51 | 0.08 | - |
| API OP6 | 6.89 | 0.29 | 0.018 | 0.075 (THC) |
| % Improv. | 28% | 42% | 74% | - |

Table 10: Highway engine out cycle results *only measured soot with AVL415S not total PM

| Cycle | | HFET | | |
|---------------|------------------|------|-------|--------------|
| Parameter | Fuel consumption | NOx | PM | HC |
| Unit | Liter/100 km | g/km | g/km | g/km |
| Cummins Atlas | 6.83 | 0.58 | 0.056 | 0.062 (NMHC) |
| API OP6 | 5.14 | 0.21 | 0.025 | 0.074 (THC) |
| % Improv. | 33% | 63% | 55% | -16% |

The light-duty OP Engine reduced fuel consumption on the order of 30% while drastically reducing NO_x and PM emissions relative to an advanced, state-of-the-art four-stroke diesel research engine. The OP Engine is ideally suited for the light-duty engine sector; the ability of the two-stroke OP Engine to control pumping losses, cylinder scavenging, EGR, internal residuals, and trapped air-fuel ratio results is key for reducing real world fuel consumption. Looking forward, gasoline compression ignition (GCI) has the potential to offer low fuel consumption at low cost.

Opposed-Piston Gasoline Compression Ignition

Achates Power, together with Argonne National Laboratory and Delphi, recently received funding from the U.S. Department of Energy ARPA-E to develop an Opposed-Piston Gasoline Compression Ignition (OPGCI) light-duty engine (DE-AR0000657) [4]. The engine will be a three-cylinder, 2.7L design configured for large passenger vehicles, pickup trucks, SUVs, and vans. The OPGCI engine has the potential to be more than 50% more efficient than a contemporary gasoline engine by combining the benefits of compression ignition with a readily available fuel source – gasoline – in the highly efficient Achates Power OP Engine architecture.

Gasoline is a superior fuel for compression ignition because gasoline is more volatile than diesel and has a longer ignition delay, enabling the completion of injection before combustion starts to avoid soot-forming equivalence ratios. GCI also achieves NO_x emissions through

lower peak combustion temperatures resulting from a mostly lean and evenly distributed air/fuel mixture. GCI does emit higher hydrocarbon (HC) and carbon monoxide (CO) emissions. These emissions, however, can be mitigated with relatively inexpensive oxidation catalysts.

GCI also has a cost advantage over diesel technology, both because of much lower cost after-treatment requirements (GCI engines generally do not need a particulate filter and may not need selective catalyst reduction) and because of much lower-cost fuel system.

Delphi and Argonne have demonstrated that gasoline can be combusted without a spark plug under high compression-ratio, lean conditions, and without throttling. The key is to continually produce precisely controlled pressure, temperature, and fuel-dispersion conditions inside the cylinder. Delphi recently published results of experiments that yield 39.3% MPG improvement in combined city and highway drive cycles for a GCI engine compared to a 2.4L four-cylinder port fuel injected (PFI) engine [22].

GCI requires a stratified charge, with locally lean and rich regions. The OP Engine platform is ideally suited for air/fuel mixture preparation with diametrically opposed dual fuel injectors. Each injector can be individually controlled, with flexibility in injection timing, duration, and pressure in order to create ideal mixture distribution and efficient heat release.

The OP Engine platform is also well suited for low load GCI operation. At low loads, the OP Engine can reduce the supercharger work used to boost the intake manifold pressure. This reduces the pressure differential across the engine, reducing the scavenging of the cylinder, and helps retain hot exhaust gases in-cylinder. At low loads, only a little additional oxygen is required for combustion. This has four benefits:

- reduces the amount of work by the supercharger, improving efficiency
- keeps in-cylinder temperatures high for good combustion stability
- provides a natural or internal EGR effect for low NO_x combustion
- provides high exhaust gas temperatures for catalyst light-off and sustained activity

On the other end, GCI requires compromises at high load in conventional four-stroke engines. For conventional engines, a higher compression ratio is required for GCI operation as well as high levels of air and EGR in order to control combustion. These requirements create high cylinder pressures and can limit the peak load of the engine, at which point calibration

tradeoffs may be required to maintain mechanical integrity of the engine at the cost of efficiency and performance. The two-stroke operation of the OP Engine reduces the maximum load of the engine while maintaining performance. In addition, the larger cylinder volume enables faster heat release rates, which yield higher efficiency, without increasing combustion noise. These OP Engine characteristics allow for fewer calibration tradeoffs at high loads.

Summary and Conclusions

The Achates Power A48 OP Engine steady state and transient engine results have demonstrated the potential of the opposed-piston architecture to achieve ultra-high efficiency while maintaining low emissions. Despite higher frictional, air handling, and inertial losses, the research grade test engine achieved a SET cycle average 200 g/kWh with a best point of 192 g/kWh, demonstrating the flat nature of the fuel map. An optimized, fresh design of the engine is expected to deliver 182 g/kWh SET cycle average. The A48-316 OP Engine also successfully validated the hot start FTP cycle, demonstrating the engine's ability to follow transient driver demand. Compared to the MY2011 Cummins 6.7L ISB, the OP Engine consumed 20% less fuel during the hot FTP cycle.

Work with Johnson Matthey has shown that the Achates Power OP Engine can satisfy HC, CO, PM, and NO_x EPA10 emissions over the SET cycle. A higher Pt:Pd ratio DOC appears to be beneficial for NO_x and PM reduction compared to a lower Pt:Pd ratio. Ammonia slip is also reduced for the higher Pt:Pd DOC, however higher N₂O emissions are produced. With appropriate urea dosing, NO_x, ammonia, and N₂O EPA10 emissions compliant levels were achieved.

A light-duty configuration of the OP Engine suggests a fuel consumption of about 6 l/100 km, which is a 30% fuel economy improvement over the Cummins ATLAS project. In addition, the OP Engine out emissions show the potential to meet Tier 3 or LEV III Bin 30 standards with appropriate after-treatment. A light-duty gasoline compression ignition variant is estimated to yield 50% fuel economy improvement over conventional gasoline engines while also producing ultra-low emissions. The combination of OP Engine and GCI technology is a promising cost effective solution to meet future greenhouse gas emissions regulations.

Contact Information

Gerhard Regner

Vice President Performance and Emissions

Achates Power, Inc.

4060 Sorrento Valley Boulevard

San Diego, CA 92121

+1 (858) 535-9920

regner@achatespower.com

Acknowledgements

The authors of this paper would like to thank Johnson Matthey for their support and contribution to the after-treatment study presented in this paper.

References

- [1] Nagar, N., Sharma, A., Redon, F., Sukumar, B., and Walker, A. P., "Simulation and Analysis of After-Treatment Systems (ATS) for Opposed-Piston 2 stroke Engine," in Emissions 2016, Troy, MI, 2016.
- [2] Sharma, A. and Redon, F., "Multi-Cylinder Opposed-Piston Engine Results on Transient Test Cycle," 2016. 2016-01-1019, 10.4271/2016-01-1019.
- [3] Redon, F., Kalebjian, C., Kessler, J., Rakovec, N., Headley, J., Regner, G., and Koszewnik, J., "Meeting Stringent 2025 Emissions and Fuel Efficiency Regulations with an Opposed-Piston, Light-Duty Diesel Engine," 2014. SAE 2014-01-1187, DOI: 10.4271/2014-01-1187.
- [4] Redon, F., "Exploring the Next Frontier in Efficiency with the Opposed-Piston Engine," in SIA Powertrain, Rouen, France, 2016. R-2016-01-29.
- [5] Herold, R. E., Wahl, M. H., Regner, G., Lemke, J. U., and Foster, D. E., "Thermodynamic Benefits of Opposed-Piston Two-Stroke Engines," 2011. SAE 2011-01-2216, DOI: 10.4271/2011-01-2216.
- [6] Fuqua, K., Redon, F., Shen, H., Wahl, M. H., and Lenski, B., "Combustion Chamber Constructions for Opposed-Piston Engines", 2011, US Patent Application US20110271932.
- [7] Venugopal, R., Abani, N., and MacKenzie, R., "Effects of Injection Pattern Design on Piston Thermal Management in an Opposed-Piston Two-Stroke Engine," 2013. SAE 2013-01-2423, DOI: 10.4271/2013-01-2423.

- [8] Regner, G., Johnson, D., Koszewnik, J., Dion, E., Redon, F., and Fromm, L., "Modernizing the Opposed Piston, Two Stroke Engine for Clean, Efficient Transportation," 2013. 2013-26-0114, 10.4271/2013-26-0114.
- [9] Pohorelsky, L., Brynch, P., Macek, J., Vallaude, P.-Y., Ricaud, J.-C., Obernesser, P., and Tribotté, P., "Air System Conception for a Downsized Two-Stroke Diesel Engine," 2012. 2012-01-0831, 10.4271/2012-01-0831.
- [10] Ostrowski, G., Neely, G. D., Chadwell, C. J., Mehta, D., and Wetzel, P., "Downspeeding and Supercharging a Diesel Passenger Car for Increased Fuel Economy," 2012. 2012-01-0704, 10.4271/2012-01-0704.
- [11] Kalebjian, C., Redon, F., and Wahl, M. H., "Low Emissions and Rapid Catalyst Light-Off Capability for Upcoming Emissions Regulations with an Opposed-Piston, Two-Stroke Diesel Engine," in *Emissions 2012 Conference*.
- [12] Teng, H. and Regner, G., "Characteristics of Soot Deposits in EGR Coolers," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 2, no. 2, pp. 81-90, 2009.
- [13] Scott Sluder, C., Storey, J. M. E., Lewis, S. A., and Lewis, L. A., "Low Temperature Urea Decomposition and SCR Performance," 2005. SAE 2005-01-1858, DOI: 10.4271/2005-01-1858.
- [14] Ahmadinejad, M., Desai, M. R., Watling, T. C., and York, A. P. E., "Simulation of automotive emission control systems," in *Advances in Chemical Engineering*. vol. Volume 33, B. M. Guy, Ed.: Academic Press, 2007, pp. 47-101.
- [15] York, A. P. E., Ahmadinejad, M., Watling, T. C., Walker, A. P., Cox, J. P., Gast, J., Blakeman, P. G., and Allansson, R., "Modeling of the Catalyzed Continuously Regenerating Diesel Particulate Filter (CCR-DPF) System: Model Development and Passive Regeneration Studies," 2007. 2007-01-0043, 10.4271/2007-01-0043.
- [16] Markatou, P., Dai, J., Johansson, A., Klink, W., Castagnola, M., Watling, T. C., and Tutuiaru, M., "Fe-Zeolite SCR Model Development, Validation and Application," 2011. 2011-01-1304, 10.4271/2011-01-1304.
- [17] Sukumar, B., Dai, J., Johansson, A., Markatou, P., Ahmadinejad, M., Watling, T., Ranganath, B., Nande, A., and Szailer, T., "Modeling of Dual Layer Ammonia Slip Catalysts (ASC)," 2012. 2012-01-1294, 10.4271/2012-01-1294.
- [18] Ullah, U., Waldram, S. P., Bennett, C. J., and Truex, T., "Monolithic reactors: mass transfer measurements under reacting conditions," *Chemical Engineering Science*, vol. 47, no. 9, pp. 2413-2418, 1992.
- [19] https://www.dieselnet.com/standards/cycles/ftp_trans.php. Accessed October 4, 2016.

- [20] Thiruvengadam, A., Pradhan, S., Thiruvengadam, P., Besch, M., Carder, D., and Delgado, O., "Heavy-Duty Vehicle Diesel Engine Efficiency Evaluation and Energy Audit," The International Council on Clean Transportation October 2014.
- [21] Suresh, A., Langenderfer, D., Arnett, C., and Ruth, M., "Thermodynamic Systems for Tier 2 Bin 2 Diesel Engines," *SAE Int. J. Engines*, vol. 6, no. 1, pp. 167-183, 2013.
- [22] Sellnau, M., Sinnamon, J., Hoyer, K., and Husted, H., "Gasoline Direct Injection Compression Ignition (GDCl) - Diesel-like Efficiency with Low CO₂ Emissions," *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 2010-2022, 2011.

Experimenteller Nachweis der Reduktion des Kraftstoffverbrauchs durch IAV WHR-Technologie im Pkw

Dr.-Ing. Ingo Friedrich, Dipl.-Ing. Thomas Arnold,
Dipl.-Ing. Oliver Dingel, Dr.-Ing. Heiko Neukirchner,
IAV GmbH, Chemnitz;

Kurzfassung

Bei Verbrennungsmotoren gehen ca. zwei Drittel der eingesetzten Kraftstoffenergie über das Kühlsystem, die Abgasanlage und Konvektion weitestgehend ungenutzt an die Umgebung verloren. Auf dem Weg zu niedrigeren CO₂-Emissionen werden Systeme zur Abgaswärmereckgewinnung (WHR) interessant. Vielversprechend ist in dieser Hinsicht der Rankine Prozess (ORC) mit dessen Hilfe sich ein Teil der Abwärme wieder in nutzbare Energieformen wandeln lässt. Da ein hoher Wirkungsgrad des Rankine Prozesses eine möglichst hohe Prozesstemperatur des verwendeten Arbeitsmediums voraussetzt, bietet sich heißes Abgas als Wärmequelle in besonderem Maße an.

Bei Pkw mit Ottomotor herrschen zwar hohe Abgastemperaturen, dafür muss das Potenzial zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs aber in einem kurzen Fahrzyklus, der mit einem Kaltstart beginnt nachgewiesen werden. In diesem Fall ist ein schnelles Aufheizverhalten des Dampfkreislaufs besonders wichtig. In den zurückliegenden Jahren entwickelte IAV mehrere Prototypen von Abgaswärmetauschern und Expansionsmaschinen. Eine auf Pkw-Zyklen angepasste Wärmetauscheranordnung mit zwei Wärmetauschern gepaart mit einer zugehörigen Regelstrategie und einem Kolbendampfexpander ermöglichen hohe Kraftstoffeinsparpotentiale auch in kurzen Zyklen. Zusätzliche Entwicklungsschwerpunkte waren dabei neben einer hohen Effizienz auch Kompaktheit und niedriges Gewicht.

Das ORC-System wurde in einem kombinierten Dampfkreislauf-Motorprüfstand an einem 1,4l Ottomotor appliziert und dynamisch in einem WLTC vermessen. Die durch die Abgasleistung gewonnene mechanische Leistung am Dampfexpander wurde auf virtuellem Weg mechanisch an den Verbrennungsmotor zurückgespeist. Mit dem getesteten System wurde eine Kraftstoffersparnis zwischen 5% und 8% nachgewiesen.

1. Einleitung

Die derzeitige EU-Gesetzgebung fordert, dass der durchschnittliche Pkw-Neuwagen bis zum Jahr 2015 nicht mehr als 130 Gramm CO₂ pro Kilometer emittieren darf. Der Grenzwert für 2020-21 liegt bei 95 Gramm pro Kilometer. Als Grenzwert ab dem Jahr 2025 sind 75 Gramm pro Kilometer in Diskussion, wenn der CO₂-Ausstoß der Pkw-Flotte im Straßenverkehr seinen anteiligen Beitrag der im Kyoto-Protokoll beschlossenen EU-Klimaschutzziele leisten will. Die gegenwärtige Debatte um dieselmotorspezifische Schadstoffemissionen in Personenkraftwagen kann die Herausforderung der Absenkung des Flottenverbrauches weiter verschärfen, wenn Anteile der Flottenmotorisierung zu Gunsten von Ottomotoren verschoben werden sollten. Bei der Absenkung der CO₂-Emissionen, insbesondere bei Ottomotoren, können Systeme zur Abgaswärmerückgewinnung, einen Anteil leisten [1]. Bei Nutzfahrzeugen werden WHR-Systeme im Rahmen der Gesetzgebung zur Verringerung der Treibhausgase bis zum Jahr 2027 mit einer nennenswerten Marktdurchdringung erwartet [2].

Da ein hoher Wirkungsgrad des Rankine Prozesses eine möglichst hohe Prozesstemperatur des verwendeten Arbeitsmediums voraussetzt, bietet sich heißes Abgas als Wärmequelle an. Die Nutzung der Abgasenergie darf dabei die Funktion der Teilsysteme Abgasturbolader und Abgasnachbehandlungssystem nicht beeinträchtigen. Bei Pkw mit Ottomotor herrschen zwar hohe Abgastemperaturen, dafür muss das Potenzial zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs aber in einem kurzen Fahrzyklus, der mit einem Kaltstart beginnt nachgewiesen werden. In diesem Fall ist ein schnelles Aufheizverhalten des Abgastraktes sowie des Dampfkreislaufs besonderer wichtig. Darüber hinaus ist je nach Fahrzeug, Brennverfahren und insbesondere dem Fahrprofil der Abgaswärmestrom starken Schwankungen unterworfen. Nicht zuletzt ist eine mit einem WHR-System einhergehende Belastung des Motorkühlkreislaufes in Betracht zu ziehen.

In den zurückliegenden Jahren entwickelte IAV mehrere Prototypen von Abgaswärmetauschern und Expansionsmaschinen [3], [4]. Eine auf Pkw-Zyklen angepasste Wärmetauscheranordnung mit zwei Wärmetauschern gepaart mit einer zugehörigen Regelstrategie und einem Kolbendampfexpander ermöglicht eine CO₂-Reduktion auch in kurzen Fahrzyklen. Zusätzliche Entwicklungsschwerpunkte waren dabei neben einer hohen Effizienz auch Kompaktheit und niedriges Gewicht. Das hier vorgestellte ORC-System wurde in einem kombinierten Dampfkreislauf-Motorprüfstand an einem 1,4l Ottomotor appliziert und dynamisch in einem WLTC vermessen. Die durch die Abgasleistung gewonnene mechanische Leistung am Dampfexpander wurde auf virtuellem Weg mechanisch an den Verbrennungsmotor zurückgespeist. Im Folgenden werden zunächst die Komponenten des genutzten

ORC-Systems vorgestellt. Nach der Beschreibung des Versuchsaufbaus und der Regelstrategie werden schließlich die erzielten Verbrauchsinsparungen vorgestellt.

2. Systembeschreibung

IAV setzt bei der Integration von ORC-Systemen in Pkw auf ein patentiertes System [1], bestehend aus zwei Wärmetauschern und einem Hubkolbenexpander. Als Arbeitsmedium wird hier, nach gründlicher Analyse, Ethanol verwendet [5]. Dieses durchströmt dabei zuerst den nach Katalysator angeordneten Hauptwärmetauscher und anschließend den Krümmerwärmetauscher (**Bild 1**). Das System ist so ausgelegt, dass es bis an die Volllast des Verbrennungsmotors betrieben werden kann: Bei Dampfdrücken bis zu 80 bar kann der Krümmerwärmetauscher mit Abgastemperaturen bis 1050°C, der Hauptwärmetauscher bis zu 950°C betrieben werden. Diese Systemauslegung beeinflusst auch das Expander-hubvolumen, welches so ausgelegt ist, dass die Obergrenze für den Systemdruck auch bei Nennleistung des Verbrennungsmotors nicht überschritten wird. Dies ermöglicht hohe Leistungsausbeuten auch bei hohen Motorleistungen, führt allerdings auch zu suboptimalen Wirkungsgraden in niedrigeren Lasten.

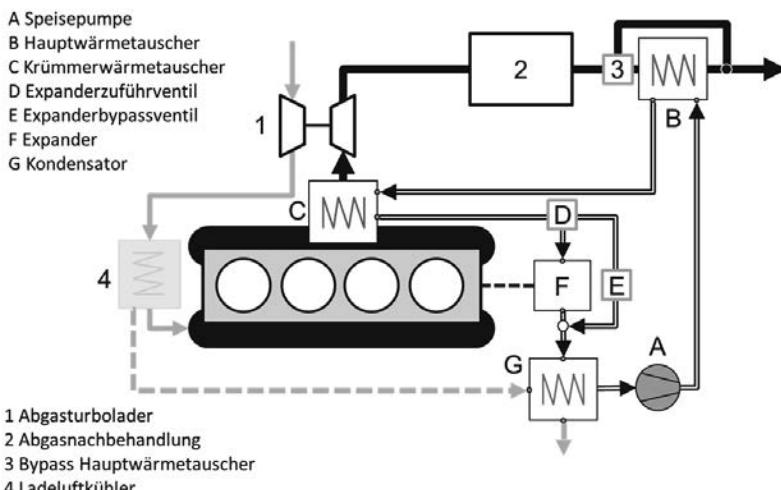


Bild 1: Schemabild Systemstruktur des OBC-Kreislaufs

Anders als bei den derzeit in Serie befindlichen Motoren wird die dem Abgas vor Turbolader entzogene Energie nicht dem Kühlmittel sondern dem Dampfkreislauf zugeführt. Dadurch können die beiden größten Herausforderungen von ORC-Systemen in Pkw Zulassungszyklen – lange Aufwärmzeit und geringe Teillastwirkungsgrade – gemeistert werden. Bild 2 illustriert den erzielten Vorteil anhand der Temperatur des Arbeitsmediums über der Zykluszeit. Bei einem Testlauf im WLTC ohne Krümmerwärmetauscher wird das Zweiphasengebiet erst kurz vor Sekunde 800 verlassen. Der Durchlauf durch das Zweiphasengebiet ist an dem vorangehenden Temperaturplateau deutlich zu erkennen. Mit Krümmerwärmetauscher kann Dampf schon nach ca. 180 Sekunden erzeugt werden, auch wenn dieser in der Expansionsmaschine noch nicht direkt genutzt werden kann. Frühzeitige hohe Ethanoltemperaturen unterstützen allerdings die Erwärmung des Expanders durch einen internen Bypass, führen zur Möglichkeit eines früheren Zuführens von Dampf und damit zu einer zeitigeren Abgabe von mechanischer Leistung.

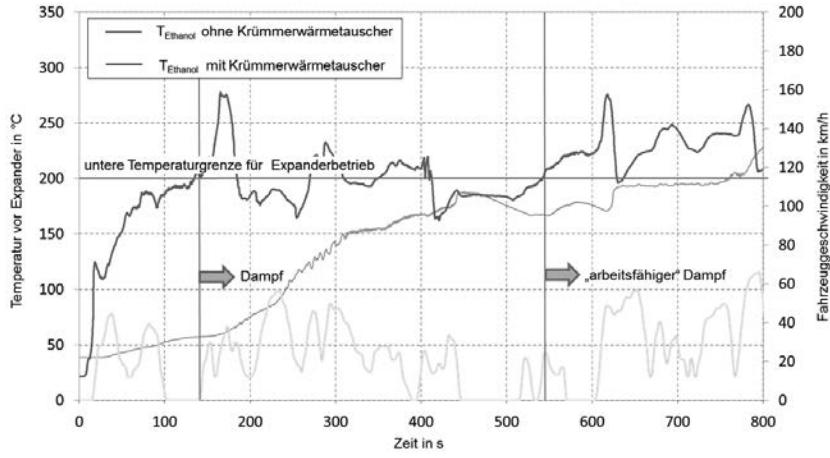


Bild 2: Vorteil der Nutzung eines Krümmerwärmetauschers in zeitbegrenzten Zyklen

Die von IAV entwickelten Wärmetauscher basieren auf einem speziellen Rohrwendelprinzip. Mit Hilfe eigener Berechnungstools wurden die Wärmetauscher an den verwendeten aufgeladenen 1,4 Liter Otto-DI-Motor angepasst um hinsichtlich Druckverlusten, Wirkungsgrad und Aufwärmverhalten bestmögliche Ergebnisse zu liefern. Die gefertigten Prototypen wurden am Motorprüfstand vermessen und die in der Simulation verwendeten Modelle validiert.

Der auf der linken Seite von **Bild 3** gezeigte Abgaswärmetauscher wurde in die bestehende Abgasanlage anstelle des Mittelschaldämpfers integriert und übernimmt gleichzeitig die Funktion der Geräuschreduzierung bei reduziertem Abgasgegendruck. Der – aus Sicherheitsgründen erforderliche – Abgasbypass wurde platzsparend im Inneren des Wärmeübertragers integriert. Der auf der rechten Seite gezeigte Blech-Krümmer-Wärmeübertrager ersetzt den serienmäßigen Krümmer des Versuchsmotors. Die äußereren Abmessungen sind identisch, so dass keine Änderungen an der Abgasanlage erforderlich waren. Die Wärmeübertrager zeichnen sich durch große Robustheit gegenüber hohen Drücken und Temperaturen, niedrigem Gewicht, einen einfach zu fertigenden, skalierbaren Aufbau bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad und geringem Abgasgegendruck aus.

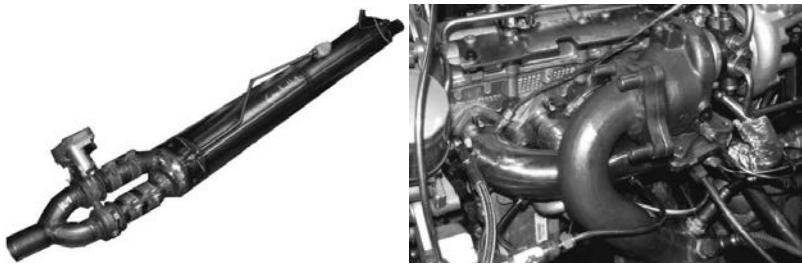


Bild 3: IAV Abgaswärmetauscher (links) und Krümmer-Wärmeübertrager (rechts) für Pkw-Anwendungen

Bei der Auslegung des Krümmerwärmetauschers wurde besonderes Augenmerk auf die Einhaltung der Anforderungen an Time to Torque sowie Low End Torque gelegt. Hierzu ist die Leistungsaufnahme des Krümmerwärmetauschers an bestehende Konzepte mit gekühlten, integrierten Abgaskrümmern angelehnt. Im Vergleich zu den bestehenden Konzepten mit integriertem Krümmer, liegt hier eine Entkopplung der Wärmeleistungsaufnahme des Krümmers von der Kühlmittelpumpe durch die Speisepumpe des Dampfkreislaufs vor. Dieser neue Freiheitsgrad ermöglicht unabhängig vom Dampfkreislauf eine weitere Optimierungen des Verbrennungsmotorprozesses, z.B. über einen an die neuen Randbedingungen angepassten Turboladermatch, der stark von der, nun variablen, Turbineneintrittstemperatur abhängt.

Schlussendlich haben experimentelle Untersuchungen ergeben, dass durch den Krümmerwärmetauscher das Light-off-Verhalten des Dreiwegekatalysators unter Berücksichtigung der Aufheizstrategie des Dampfkreislaufs nicht beeinflusst wird.

Bild 4 zeigt die Charakteristik des Prototypen des Einzylinder-Hubkolbenexpanders, der von IAV für den Einsatz in Pkw entwickelt wurde. Hier wird der effektive Wirkungsgrad über die Ethanoldampfleistung mit dem Parameter der Ethanoltemperatur vor Expander aufgetragen. Die mechanische Leistung wurde über einen Drehmomentaufnehmer direkt gemessen. Es zeigt sich, dass der Hubkolbenexpander einen hohen Wirkungsgrad über einen weiten Betriebsbereich darstellen kann. Diese Eigenschaften werden mit einem einfachen Aufbau und einem niedrigem Gewicht von ca. 14 kg bei einem Hubraum von 250 cm³ dargestellt.

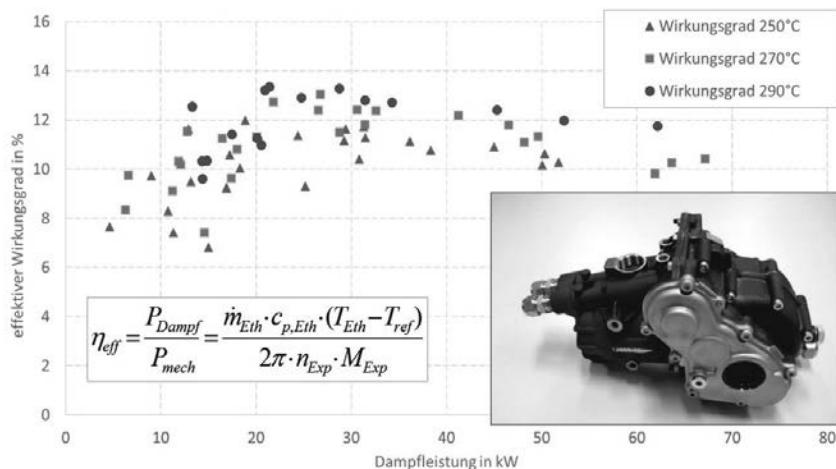


Bild 4: IAV Einzylinder-Hubkolbenexpander

3. Prüfaufbau und Randbedingungen

Das beschriebene ORC-System wurde mit einem 1.4l turboaufgeladenem Ottomotor mit Direkteinspritzung und einer Nennleistung von 90 kW kombiniert, in einem Motorenprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen. Dabei wurde der Serienabgaskräümmer durch den oben beschriebenen Krümmerwärmetauscher ersetzt. Das Zusatzgewicht durch das ORC-System beträgt ca. 35 kg. Um die CO₂-Minderung in einem Fahrzyklus zu ermitteln, wurde dem Verbrennungsmotor eine Last- und Drehzahlspur vorgegeben, die einen Mittelklasse-Pkw im Fahrzyklus der worldwide harmonized light vehicles test procedure (WLTP) repräsentiert. Die genauen Randbedingungen für Fahrzeug und Zyklus sind **Tabelle 1** zu entnehmen.

Tabelle 1: Fahrzeug- und Fahrzyklusdaten für die generierte Last- und Drehzahlspur

| | |
|----------------------------------|--------------------------------|
| Fahrzeugklasse | Mittelklasse mit Allradantrieb |
| Fahrzeuggmasse | 1390 kg |
| Fahrzeuggetriebe | 7-Gang Automat |
| Motorisierung | 1.4l Turbo GDI mit 90 kW |
| | |
| Fahrzyklus | WLTC |
| Durchschnittliche Motorleistung | 8,9 kW |
| Maximal abgerufene Motorleistung | 52 kW |
| Motortemperatur bei Zyklusbeginn | 20°C |

Die damit definierte Last-/Drehzahlspur wurde mit und ohne ORC-System durchfahren. Um das Szenario einer mechanischen Rückspeisung der Expanderleistung an die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors zu untersuchen, wurde die gemessene Drehzahl des Motors mit einem festen Faktor, dem Übersetzungswert zwischen der Motordrehzahl und der Expanderdrehzahl, über eine am Expander gekoppelte Prüfstandsbremse aufgeprägt. Das an der Expansionsmaschine gemessene Drehmoment, wurde um die parasitären Leistungen der Vorförder- und Hochdruckpumpe korrigiert und von der ursprünglichen Lastspur des Motors abgezogen. Die Differenz des kumulierten Kraftstoffverbrauchs, der mit einer Kraftstoffwaage gemessen wurde, wird hier als Verbrauchsvorteil ausgewiesen.

Um Einflüsse durch zufällige Abweichungen zu minimieren wurde der jeweilige Fahrzyklus dreimal mit identischen Randbedingungen durchfahren. Die größte Abweichung zur mit der Motorbremse gemessenen gemittelten mechanischen Leistung lag bei 0,09%. Die größte Abweichung im gemittelten, kumulierten Kraftstoffverbrauch, der mit einer Kraftstoffwaage gemessen wurde, lag bei 0,3%.

4. Regelstrategie und Regelgüte

Die Hauptaufgabe der Regelung eines ORC-Systems in einem Pkw ist die Gewährleistung von sicheren Temperaturen, Drücken und Drehzahlen rotierender Bauteile unter stationären und transienten Betriebsbedingungen. Daneben obliegen der Regelung noch folgende weitere Aufgaben:

- Systemschutz: Detektion und Vermeidung von Arbeitsmittelleckagen
- Einstellung von geeigneten Sollwertgrößen für eine möglichst hohe ORC-Nettoleistung bei den gegebenen Randbedingungen von Verbrennungsmotordrehzahl und -abgasleistung über die Systemsteller
- Schnelles und sicheres Hochfahren, Runterfahren und Abschalten des Systems

Aus Bild 1 wird die minimale Anzahl der Systemsteller zur Erfüllung dieser Aufgaben ersichtlich: Expanderzuführventil, Expanderbypassventil, Fluidpumpendrehzahl, und Hauptverdampferbypassventil. Grundsätzlich dient die Fluidpumpendrehzahl der Regelung der oberen Systemtemperatur. Der obere Systemdruck stellt sich in Abhängigkeit der Fluidpumpendrehzahl, der Expanderdrehzahl, die an die Motordrehzahl gekoppelt ist, und der momentanen Ethanoldichte vor Expander ein. Das Hauptverdampferbypassventil dient der Einhaltung der Obergrenze für den Systemdruck für sehr hohe Abgasleistungen: Wenn der gelieferte notwendige Ethanolmassenstrom der Speisepumpe nicht mehr vom Expander abgenommen werden kann, wird der Leistungseintrag auf der Abgasseite gemindert, in dem Teile des Abgases am Hauptwärmetauscher vorbeigeführt werden.

Neben einer Vielzahl notwendiger Steuer- und Regelungsaufgaben am realen System, die mit relativ einfachen Ansätzen (Kennfelder oder PI-Regler) gelöst werden, besteht die hauptsächliche Herausforderung in der Regelung der Temperatur des Arbeitsmediums.

Das sehr langsame Streckenverhalten des ORC-Systems bei gleichzeitig schnellen Änderungen der Störgrößen Motordrehzahl und -last stellt für die Regelung dieses Prozessparameters eine besonders große Herausforderung dar, die mit einfachen Ansätzen aus der linearen Regelungstechnik nicht gelöst werden kann [6]. Zur Lösung dieses Problems kommen hier physikalisch basierte Ansätze zum Einsatz, die die Motorparameter direkt berücksichtigen.

Es wird für eine einzustellende Temperatur des Arbeitsmediums vor Expander $T_{Eth,vorExp}$ (Regelgröße) die Speisepumpendrehzahl (Stellgröße) gesucht. Die Speisepumpendrehzahl kann über eine Kennlinie den geförderten Ethanolmassenstrom $m_{Ethanol}$ abbilden. Weiterhin

sind der Abgasmassenstrom \dot{m}_{Abgas} und die Abgastemperaturen $T_{\text{Abgas}, \text{vorWT}}, T_{\text{Abgas}, \text{nachWT}}$ entweder aus dem Motorsteuergerät bekannt oder werden direkt gemessen. Die auf der Abgasseite in den Wärmetauscher eingetragene Wärmeleistung ermittelt sich nach

$$P_{\text{Abgas}} = c_{p\text{Abgas}} (T_{\text{Abgas}}) \cdot \dot{m}_{\text{Abgas}} \cdot (T_{\text{Abgas}, \text{vorWT}} - T_{\text{Abgas}, \text{nachWT}}). \quad (1)$$

Die spezifische Wärmekapazität des Abgases ermittelt sich aus der Literatur bekannten Polynomansätzen.

Die über den Wärmetauscher in das Ethanol eingetragene Wärmeleistung ermittelt sich nach

$$P_{\text{Eth}} = \dot{m}_{\text{Eth}} \cdot [c_{p\text{EthÜH}} \cdot (T_{\text{Eth}, \text{vorExp}} - T_{\text{Eth}, \text{SL}}) + \Delta h_{\text{Verdampf}} + c_{p\text{EthUK}} \cdot (T_{\text{Eth}, \text{SL}} - T_{\text{Eth}, \text{vorWT}})] \quad (2)$$

Die Ethanoltemperaturen $T_{\text{Eth}, \text{vorExp}}, T_{\text{Eth}, \text{vorWT}}$ werden dabei gemessen, beziehungsweise sind druckabhängig aus der Siedelinie zu ermitteln $T_{\text{Eth}, \text{SL}}(p_{\text{Eth}, \text{nachWT}}), T_{\text{Eth}, \text{SL}}(p_{\text{Eth}, \text{vorWT}})$. Für die Bestimmung der kalorischen Stoffwerte und der Verdampfungsenthalpie $\Delta h_{\text{Verdampf}}$ des Ethanols sind Kennfelder hinterlegt.

Für den stationärer Fall gilt:

$$P_{\text{Abgas}} = P_{\text{Eth}}. \quad (3)$$

Daraus ergibt sich für den gesuchten notwendigen Ethanolmassenstrom in Abhängigkeit des Abgasmassenstromes und der Abgastemperatur (Störgröße):

$$\dot{m}_{\text{Eth}} = \frac{c_{p\text{Abgas}} \cdot \dot{m}_{\text{Abgas}} (T_{\text{Abgas}, \text{vorWT}} - T_{\text{Abgas}, \text{nachWT}})}{c_{p\text{EthÜH}} \cdot (T_{\text{Eth}, \text{vorExp_SP}} - T_{\text{Eth}, \text{SL}}) + \Delta h_{\text{Verdampf}} + c_{p\text{EthUK}} \cdot (T_{\text{Eth}, \text{SL}} - T_{\text{Eth}, \text{vorWT}})} \quad (4)$$

Dieser Ansatz wurde stationär über die Korrekturgröße „Verdampferwirkungsgrad“ kalibriert. Da nun in der Pkw-Anwendung ein stationärer Betrieb nicht vorkommt, wurde der Ansatz (4) noch um Terme erweitert, die das Zeitverhalten des Systems abbildet. Das Zeitverhalten begründet sich im Wesentlichen auf der, physikalisch gut beschreibbaren, thermischen Trägheit der Abgasanlage samt Katalysator und der Wärmetauscher. Die physikalisch basierte Vorsteuerung wird nun noch um einen adaptiven PID-Regler ergänzt, der lediglich dazu dient bleibende Regelabweichungen durch Modellfehler auszugleichen.

Ein genaues Führungsgrößenverhalten der Krümmerwärmetauscheraustrittstemperatur und der damit verbundenen Expandereintrittstemperatur ist dabei für den Betrieb des ORC-Systems nicht wesentlich. Vielmehr gibt es ein Temperaturband, welches in **Bild 5** darge-

stellt ist, in dem die Temperatur zwingend gehalten werden muss. Als untere Grenze wird die druckabhängige Verdampfungstemperatur festgelegt. Zum einen soll eine Expansion in das Nassdampfgebiet möglichst vermieden werden, zum anderen sinkt der ORC-Wirkungsgrad bei zu niedrigen Temperaturen. Die obere Grenze wird aus Bauteilschutzgründen festgesetzt. Darüber hinaus besteht bei längerer Überschreitung einer Temperaturlgrenze die Gefahr, dass sich die Eigenschaften des Schmiermittels im Ethanol verändern.

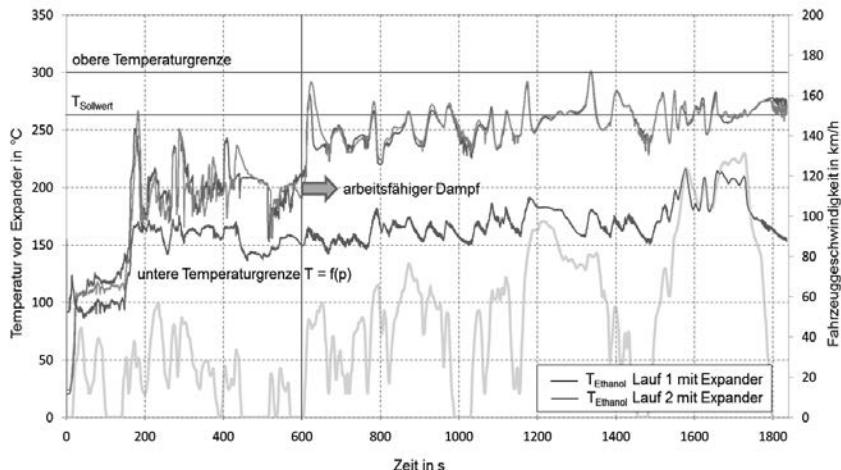


Bild 5: Temperaturregelung im WLTC

Weiterhin ist dargestellt, dass die Ethanoltemperatur schon ab 180s der Zykluszeit deutlich über die Siedelinie erhitzt wurde. Auch wenn, durch geringe Ethanolmassenströme, die Dampfleistung gering ist, und an der Expansionsmaschine noch keine mechanische Leistung erzeugt werden kann, ist es vorteilhaft in sehr kurze Zeit hohe Temperaturen zu erreichen. Durch ein internes Bypassventil wird der Ethanolmassenstrom am Expander vorbei geführt und wärmt diesen dabei vor, so dass dieser ab ca. 600s Zykluszeit zugeschaltet werden kann und Leistung erzeugt. Der Aufwärmprozess wird durch eine intelligente Aufwärmstrategie beschleunigt: Unter Berücksichtigung von Abgastemperaturen vor und nach Wärmetauscher und Ethanoltemperaturen nach Wärmetauscher und nach Expander wird die Speisepumpe zu- und abgeschaltet. Umgekehrt soll bei niedrigen Motorlasten und Schubphasen Wärmeenergie im System gehalten werden, ohne dass das Ethanol-Schmiermittel-Gemisch lokal zu hohen Temperaturen ausgesetzt wird. Weiterhin soll das Motorkühlssystem durch

Vermeidung unnötigen Wärmeeintrages über den Kondensator entlastet werden. Das Zu- und Abschalten der Expansionsmaschine folgt komplexen Bedingungen die folgendes sicherstellen sollen:

- Die erstmalige Zuschaltung im Fahrzyklus erfolgt erst dann, wenn der Expander über den internen Bypass vollständig durchgewärmt ist. Hier soll Nassdampfbildung durch kalte Bauteile vermieden werden.
- Während der Exander grundsätzlich tolerant gegenüber einer Expansion in das Nassdampfgebiet ist, wird dieser, insbesondere nach langer Bypassierung, nur bei genügend Sicherheitsabstand zur Verdampfungskennlinie zu geschaltet. In diesem Projekt wurde der warme Expander so betrieben, dass Nassdampf im Expander grundsätzlich vermieden wird, auch wenn das volle Potential im Fahrzyklus dadurch nicht ausgeschöpft wird.
- Die Zuschaltung des Expanders erfolgt nur, wenn eine positives Moment abgegeben werden kann und gleichzeitig ein positives Moment vom Verbrennungsmotor gefordert wird.

5. Ergebnisse

Mit der hier verwendeten ORC-Systemauslegung wurden stationären Messungen, unter Annahme einer mechanischen Kopplung des Hubkolben Expanders mit dem Verbrennungsmotor durchgeführt. Durch den Krümmerwärmetauscher konnte die Vollastanfettung zurückgenommen werden, eine der Ursachen für Mehrverbrauch gegenüber Dieselmotoren bei hohen Lasten. Die Kombination von rückgeführter mechanischer Leistung und teilweise Rücknahme der Vollastanfettung führt zu einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von bis zu 21%. **Bild 6** stellt die gemessene Reduktion des Kraftstoffverbrauchs in Prozent im gesamten Motorkennfeld dar.

In typischen stationären Teillastpunkten liegen die Verbrauchsvorteile des ORC-Systems zwischen 4% und 8% (Tabelle 2).

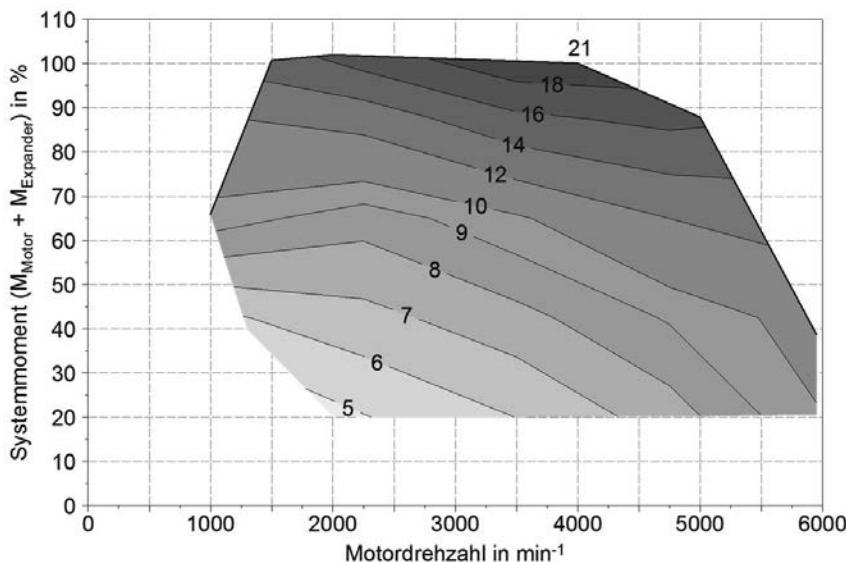


Bild 6: Stationärer Verbrauchsvorteil eines ORC-Systems bei einer mechanischen Kopplung in Prozent

Tabelle 2: ORC-Kenngrößen in typischen stationären Motorbetriebspunkten

| Konstantfahrt | Motordrehzahl | Motormoment | Expanderleistung | Verbrauchsvorteil |
|---------------|------------------------|-------------|------------------|-------------------|
| 80 km/h | 1800 min ⁻¹ | 43 Nm | 420 W | 4,6% |
| 100 km/h | 2200 min ⁻¹ | 58 Nm | 900 W | 6,2% |
| 130 km/h | 2900 min ⁻¹ | 88 Nm | 2,6 kW | 7,25% |

In der Realität tritt stenger stationärer Motorbetrieb nicht auf. Der theoretische Verbrauchsvorteil des ORC-Systems wird durch folgende Effekte geschränkt:

- Aufwärmverhalten der Motor- und ORC-Systemkomponenten nach einem Kaltstart
- Motorbetriebspunkte mit einer Abgasleistung die nicht für die Erzeugung arbeitsfähigen Dampfes genügt

- Schneller Änderung der Abgasleistung (z.B. Anfahren) führt zu einem suboptimalen Betrieb des ORC-Systems durch systembedingte, langsame Einregelung der optimalen Sollwerte
- Erzeugte mechanische Expanderleistung kann nicht oder nur zum Teil genutzt werden, wenn das angeforderte Motormoment kleiner als das Expandermoment ist (Schub, Leerlauf, Start/Stop)

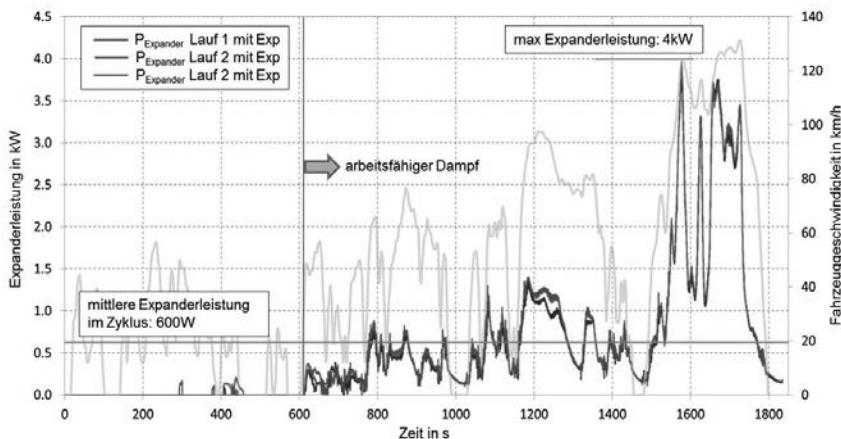


Bild 7: Leistungsabgabe der Expansionsmaschine im WLTC

Mit der entwickelten Regelstrategie konnten alle oben genannten Effekte im Experiment berücksichtigt werden.

Bild 7 zeigt den gemessenen Verlauf der Leistungsabgabe der Expansionsmaschine im gesamten WLTC, der unter kalten Bedingungen gestartet wurde. Mit den beschriebenen Maßnahmen zur Verkürzung der Aufwärmzeit stellt sich arbeitsfähiger Dampf und damit eine positive Expanderleistung ab ca. 600s Zykluszeit ein. Während im hochlastigen Teil des WLTC Spitzenleistungen bis zu 4 kW an die Motorkurbelwelle zurückgeführt werden können, steht bei niedriger Motorleistung eine geringere Expanderleistung zur Rekuperation zur Verfügung, so dass im Mittel über den gesamten Fahrzyklus 600W mechanische Expanderleistung erzeugt wird. **Bild 8** demonstriert den über den Fahrzyklus akkumulierten Kraftstoffverbrauch in den verschiedenen Testläufen. Am Ende des Fahrzyklus ergibt sich ein über die Testläufe gemittelte Verbrauchsvorteil von 5,1%, was ca. 8 g/km CO₂ Emission entspricht. Dabei liefer-

te die Expansionsmaschine eine rückgeführte durchschnittliche mechanische Leistung von 550W bei einem durchschnittlichen ORC-Systemwirkungsgrad von 8,5% (Expanderleistung bezogen auf Abgasleistung vor Krümmerwärmetauscher). Die Differenz zur mittleren erzeugten mechanischen Expanderleistung von 600W ergibt sich aus der Berücksichtigung der parasitären Verluste der Hochdruckpumpe und der sonstigen Verbraucher. Die Gründe für den relativ niedrigen ORC-Systemwirkungsgrad liegen in dem systematisch nicht optimal einstellbaren Zustand des Arbeitsmediums (Ethanoldruck und Ethanoltemperatur) und der an die Motordrehzahl gekoppelten Expanderdrehzahl.

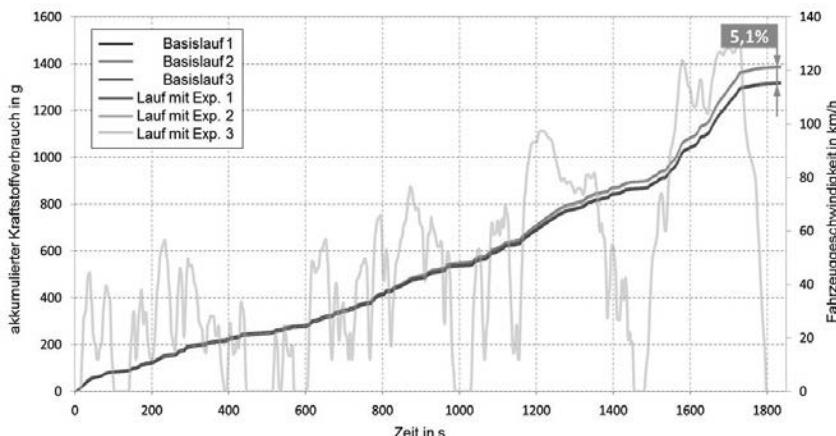


Bild 8: Akkumulierter Kraftstoffvorteil im WLTC

Bild 9 vergleicht den akkumulierten Kraftstoffverbrauch im Autobahnanteil des WLTC, der mit einer mittleren Geschwindigkeit von 100 km/h näher am Auslegungspunkt des ORC-Systems liegt. Hier wurden Randbedingungen eines durchwärmten Motor- und ORC-Systems eingestellt, d.h. es lag sofort arbeitsfähiger Dampf vor. Es ergibt sich nun ein Verbrauchsvorteil von 8,3% bei einer durchschnittlichen Expanderleistung von 1,78kW bei einer Spitzenleistung von 4kW und einem durchschnittlichen ORC-Systemwirkungsgrad von 12,5%. Berücksichtigt man bei den netto gefahrenen 300 Sekunden die Anteile der Beschleunigung und des Schubes, wird deutlich, wo die Stärke des ORC-Systems mit der gewählten Auslegung liegt. Der Vergleich des ausgewiesenen Kraftstoffverbrauchs zwischen Fahrzeugen der hier untersuchten Klasse bei gleicher Motorleistung mit Otto- und Dieselmotor im *Überlandteil* des NEDC zeigt Unterschiede zwischen 13% und 19% auf. Ein mit einem

Ottomotor gekoppeltes ORC-System kann diese Differenz, mit den Fahrsituationen vergleichbar zum Überlandteil des NEDC, zu einem großen Teil schließen.

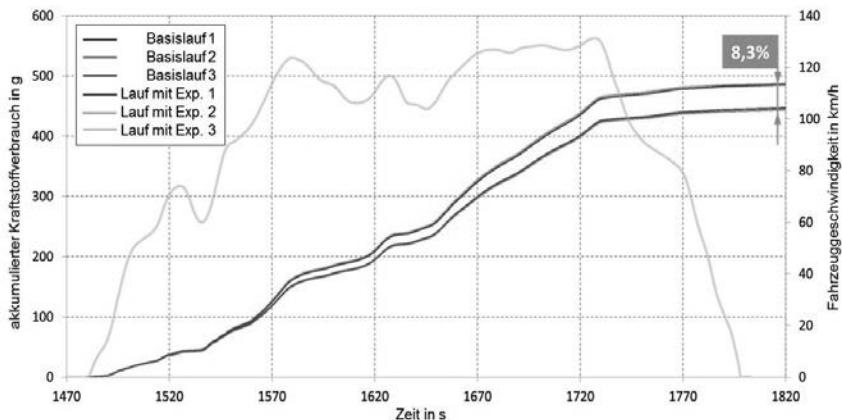


Bild 9: Akkumulierter Kraftstoffvorteil im Autobahnteil des WLTC

6. Zusammenfassung und Ausblick

Ein ORC-System mit zwei Wärmetauschern für die Wandlung und mechanische Rückführung von Abgasleistung wurde in einem kombinierten Dampfkreislauf-Motorprüfstand dynamisch in einem WLTC vermessen, um die erwarteten Verbrauchsvoorteile im Pkw zu quantifizieren. Dazu war die Entwicklung und Kalibration eine Regelstrategie notwendig. Mit dem getesteten System wurde eine effektive Kraftstoffersparnis zwischen 5% und 8% nachgewiesen.

Das hier untersuchte System wurde für den Einsatz an der Vollast der untersuchten Motor-Fahrzeug-Kombination ausgelegt, um einen zusätzlichen Verbrauchshebel durch Downsizing zu ermöglichen [1]. Eine Optimierung des WHR-Systems auf den WLTC würde in diesem Zyklus ein höheres CO₂-Potential aufzeigen.

Aufgrund der thermischen Trägheit des ORC-Systems liefert der Expander auch Leistung in den Motorschub- und Leerlaufphasen, welche bei rein mechanischer Rückführung nicht genutzt werden kann. Bei einer Kombination von mechanischer und elektrischer Rückführung der Expanderleistung über einen zusätzlichen Generator, könnte die Leistung die in Motorschub- und Leerlaufphasen anfällt, gespeichert oder anderweitig genutzt werden. Das Sys-

tem würde allerdings komplexer werden und die Systemkosten würden steigen. In hybriden Antriebskonzepten stehen die notwendigen elektrischen Komponenten schon zur Verfügung. Bei einer Kombination von hybriderem Antrieb mit einem ORC-System würden sich die Verbrauchsvorteile aufgrund der Stärken in verschiedenen Fahrsituationen (Beschleunigung und Abbremsen vs. Konstantfahrt bei hoher Last) nahezu addieren, die beiden Systeme sich also komplementieren.

Literaturliste

- [1] Neukirchner, Heiko; Semper, Torsten; Lüderitz, Daniel; Dingel, Oliver: *Symbiose aus Energierückgewinnung und Downsizing*, MTZ 09/2014
- [2] EPA Green House Gas Regulation, Phase 2, Final Rules: CO₂ Limits, August 2016
- [3] Arnold, Thomas; Neukirchner, Heiko; Dingel, Oliver: *Untersuchung von Abdichtungen an Hubkolben- Dampfexpansionsmaschinen*, 19th International Sealing Conference, Stuttgart, 2016
- [4] Dingel, Oliver; Töpfer, Tobias; Neukirchner, Heiko; Seebode, Jörn: *Anforderungen und Effizienzpotenziale von Systemen zur Abwärmerückgewinnung bei Anwendung in Pkw, Nfz und mobilen Arbeitsmaschinen*, Der Antrieb von morgen, ATZ live, Wolfsburg, 27. und 28. Januar, 2015
- [5] Preißinger, Markus; Schwöbel, Johannes: *Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 1155 Ideales Fluid für Rankine*, Heft 1099-2016
- [6] Hernandez, Andres; Desideri, Adriano; Ionescu, Clara; Quoilin, Sylvain; Lemort, Vincent; De Keyser, Robin: *Towards the Optimal Operation of an Organic Rankine Cycle Unit by Means of Model Predictive Control*, ASME ORC 2015, 3rd International Seminar on ORC Systems, Brussels, 2015
- [7] Töpfer, Tobias; Dingel, Oliver; Friedrich, Ingo; Seebode, Jörn: *Nutzung von Streckeninformationen für eine prädiktive ORC-Regelung*, MTZ-Sonderheft Heavy Duty Engines, 2015

Temperaturregulationssystem mit Latentwärmespeichern für Elektrofahrzeuge

Prof. Dr.-Ing. **Stefan Rusche**, HS RheinMain,
Institut für nachhaltige Mobilität und Energie, Rüsselsheim;
Dipl.-Ing. **Daniela Dimova**, HS RheinMain, Rüsselsheim;
Dr.-Ing. **Michael Sonnekalb**, Konvekta AG, Schwalmstadt

Kurzfassung

Elektro- und Hybridfahrzeuge spielen eine bedeutende Rolle für die Weiterentwicklung einer emissionsarmen Mobilität. Für die Beheizung und die Kühlung von Fahrgastzellen wird viel Energie benötigt, die die ohnehin vergleichsweise geringe Reichweite noch weiter reduziert. Um den Energieverbrauch bei der Klimatisierung von Elektro- und auch von Hybridfahrzeugen zu drosseln und die Reichweite zu erhöhen, wurde an der HS RheinMain ein Konzept zur energiesparenden Klimatisierung entwickelt, bei dem der Verdampfer und der Kondensator einer Wärmepumpe die Wärmeübertragung in Speichern vornehmen, die zu passenden Gelegenheiten be- und entladen werden können. Diese Speicher enthalten Materialien, die bei dem jeweils vorzusehenden Temperaturniveau einen Phasenwechsel vornehmen können (PCM). Zur Überprüfung der Funktionalität dieses Konzepts wurde das Forschungsvorhaben „TEMPLATE“ aufgelegt, das vom BMWi im Rahmen des „Signo“-Programms gefördert wird. Die Funktionalität und die Flexibilität des Konzepts konnte mit Messungen belegt werden.

1 Einleitung

Elektro- und Hybridfahrzeuge spielen eine bedeutende Rolle für die Weiterentwicklung einer emissionsarmen Mobilität. Auch für den geplanten Ausbau einer Versorgung mit regenerativen Energien sind sie äußerst wichtig, da auch volatil anfallenden Energiemengen (Wind- und Solarstrom) durch die Batteriespeicher genutzt werden können (Stichwort „Sektorenkopplung“). Doch bei reinen Elektrofahrzeugen wird die durch die aktuellen Batteriekapazitäten begrenzte Reichweite als Hemmnis für eine schnellere Verbreitung gesehen. Durch die Nutzung von Beheizungs- oder Klimatisierungsvorrichtungen wird diese Reichweite im realen Betrieb weiter reduziert: Wie Tests mit Mitsubishi i-MiEV und Mercedes A-Klasse (E-CELL)

zeigten, sank die Reichweite, die im Durchschnitt bei 120-150 km liegt, im Eco Test um rund 37% und um 44% bis 51% unter realen Fahrbedingungen [1]. Um den Energieverbrauch bei der Klimatisierung von Elektro- und auch von Hybridfahrzeugen zu drosseln und die Reichweite möglichst sogar noch zu erhöhen, wurde an der HS RheinMain ein Konzept zur energiesparenden Klimatisierung entwickelt, bei dem der Verdampfer und der Kondensator einer Wärmepumpe die Wärmeübertragung in Speichern vornehmen, die zu passenden Gelegenheiten be- und entladen werden können [2]. Diese Speicher enthalten Materialien, die bei dem jeweils vorzusehenden Temperaturniveau einen Phasenwechsel vornehmen, sogenannte Phasenwechselmaterialien (PCMs). Zur Überprüfung der Funktionalität dieses Konzepts wurde das Forschungsvorhaben „TEMPLATE“ aufgelegt, das vom BMWi im Rahmen des „Signo“-Programms gefördert wird.

Wärmepumpen zu Beheizungszwecken sind bekannt und werden beispielsweise im Renault ZOE seit Juni 2013 oder optional beim VW eGolf seit März 2014 angeboten. Der von verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen gewohnte Heizungskomfort kann auch in Elektrofahrzeugen erzielt und auch länger aufrechterhalten werden, wenn die Zahl der nutzbaren Wärmequellen steigt. Bisher wird ausschließlich Umweltwärme dazu genutzt. Innovationspotenzial bietet beispielsweise die Einbindung des Thermomanagements der Fahrzeubatterien in solche Wärmepumpen-Konzepte. Das hat zusätzlich einen positiven Effekt auf die Kapazität und damit auf die Reichweite und auch auf die Lebensdauer der Batterie. Darüber hinaus kann auch Abwärme aus elektrischen Leistungsbauteilen oder aber Rekuperationsenergie aus Bremsvorgängen genutzt werden.

Der zweite wesentliche Aspekt neben der Ausweitung der Nutzung von Wärmequellen besteht darin, dass Verdampfer und Kondensator der vorzusehenden Wärmepumpe die Wärmeübertragung in und aus Latentwärmespeichern vornehmen, die zu passenden Gelegenheiten, also flexibel und bedarfsgerecht, be- und entladen werden können. Thermische Speicher erscheinen zunächst zwar unattraktiv, da sie das Fahrzeuggewicht erhöhen und damit die Dynamik einschränken und auch den Energieverbrauch beim Fahren erhöhen. Die Kombination von Wärmepumpen und Latentwärmespeichern für den mobilen Einsatz ermöglicht jedoch auch ein bedarfsabhängiges Thermomanagement, das bei vorausschauendem Vorkonditionieren die möglichen Reichweiten deutlich verlängert.

Latente Wärmespeicher speichern die thermische Energie durch den Wechsel des Aggregatzustandes (fest-flüssig oder flüssig-dampfförmig) des Speichermaterials. Generell lassen sich alle Phasenwechsel ausnutzen, doch technisch sinnvoll einsetzbar sind nur der Schmelz- bzw. der Erstarrungsprozess. Die Temperatur von Reinstoffen bleibt während des

Schmelzprozesse konstant, da bei dieser Art von Speicherung die thermische Energie vollständig in den Phasenwechsel investiert wird. Latentwärmespeicher erhöhen die Energie-dichte gegenüber Speichern, bei denen auf einen Phasenwechsel verzichtet wird. Die Nutzungsmöglichkeiten werden durch den Einsatz von mehreren Speichern bei unterschiedlichen Phasenwechseltemperaturen vervielfältigt.

Die gezielte Suche nach PCMs, die sich für den Einsatz in latenten thermischen Speichern eignen, begann Mitte des zwanzigsten Jahrhunderts. Die wichtigsten Stoffgruppen und deren relevante thermische Daten sind in Bild 1 dargestellt.

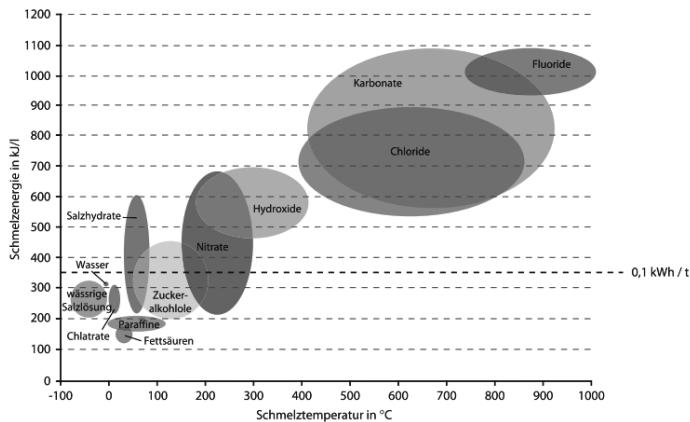


Bild 1: Speichermaterialgruppen und deren Schmelzenergien über der Schmelztemperatur [3]

Der Einsatz der Speichermedien in latenten thermischen Speichern ist nicht nur durch die Schmelztemperatur bzw. die Schmelzenthalpie eingeschränkt, sondern zusätzlich durch weitere technische, ökonomische und ökologische Aspekte. Die Aufforderungen an das verwendete Speichermaterial teilen sich in drei Gruppen auf [4]. Die thermophysikalischen Anforderungen definieren, welche Kriterien erfüllt sein müssen, wenn der Speicher hohe Leistung und gleichzeitig hohe Speicherkapazität aufweisen muss. Durch die technischen Anforderungen wird der Auswahl des Speichermaterials hinsichtlich der technische Anwendbarkeit mit anderen Bauteilen eingegrenzt. Die dritte Gruppe (ökonomische und ökologische

Anforderungen) definiert, wann ein Speichermaterial wirtschaftlich sinnvoll und ohne Gefahren für Mensch und Umwelt eingesetzt werden kann.

Soll eine hohe Speicherkapazität erreicht werden, müssen Materialien mit hoher Schmelzenthalpie eingesetzt werden. Des Weiteren wird die Speicherkapazität von der spezifischen Wärmekapazität und der Dichte des Speichermaterials beeinflusst. Je höher die spezifische Wärmekapazität ist, desto mehr thermische Energie kann das Speichermaterial während des Phasenwechsels aufnehmen. Bei einer hohen Dichte kann das Speichermaterial mehr thermische Energie bezogen auf sein Volumen aufnehmen. Die thermische Leistung des latenten Wärmespeichers wird nicht nur durch die technische Ausführung des Wärmeübertragers beeinflusst. Die hängt noch zusätzlich von der Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials ab. Je höher die Wärmeleitfähigkeit ist, desto höher und konstanter ist die Leistung des Speichers.

Am häufigsten eingesetzte organische PCM für latente thermische Speicher sind Paraffine. Im Allgemeinen gilt, je länger die Kohlenwasserstoffkette ist, desto höher sind die Schmelzenthalpie und die Schmelztemperatur. Wichtige Vorteile der Paraffine sind deren minimale Neigung zur Unterkühlung und deren Langzeitstabilität. Durch ihre nicht korrosive und-toxische Wirkung ermöglichen sie den Einsatz von Speicher, deren Befüllung und Betrieb ohne weitere Sicherheitsvorkehrungen erfolgen können.

Ein schwerwiegender Nachteil der Paraffine ist deren niedrige Wärmeleitfähigkeit, was zu einer verhältnismäßig geringen thermischen Leistung während der Be- und Entladevorgänge führt. Die volumenbezogene Schmelzenthalpie der Paraffine ist im Vergleich zu der der Salhydrate deutlich niedriger. Grund dafür ist ihre geringe Dichte. Zusätzlich nachteilig ist der große Dichtenunterschied zwischen fester und flüssiger Phase. Dementsprechend müssen bei der konstruktiven Entwicklung des Speichers diese Volumenänderungen (bis zu 10%) berücksichtigt werden.

Für die Leistungsdichte des latenten Wärmespeichers ist, neben der Wärmeleitfähigkeit, die Wärmeübertragung zwischen dem Speichermaterial und dem Wärmeträgermedium sehr wichtig. Latente Wärmespeicher mit indirektem Kontakt benötigen immer eine wärmeübertragende Fläche zwischen Speichermaterial und Wärmeträgermedium. Die Herausforderung liegt dabei in der Schaffung von Speichern, die eine schnelle Ladung und Entladung bei möglichst geringer geometrischer Ausdehnung ermöglichen.

2 Materialien und Methoden

2.1 Aufbau des Versuchsstands

Zur Lösung der geschilderten Problematik wurde an der HS RheinMain ein Konzept entworfen, als Funktionsmuster aufgebaut und getestet. Der Konzeptentwurf enthält drei Kreisläufe: Zentral in der Wärmepumpe arbeitet ein Kältemittelkreislauf. Die Wärme, die vom Kondensator bzw. vom HT-Speicher abgeführt wird, wird in einem Wasserkreislauf genutzt. Die Wärmezufuhr zum Verdampfer bzw. zum NT-Speicher übernimmt ebenfalls ein Wasser- kreislauf.

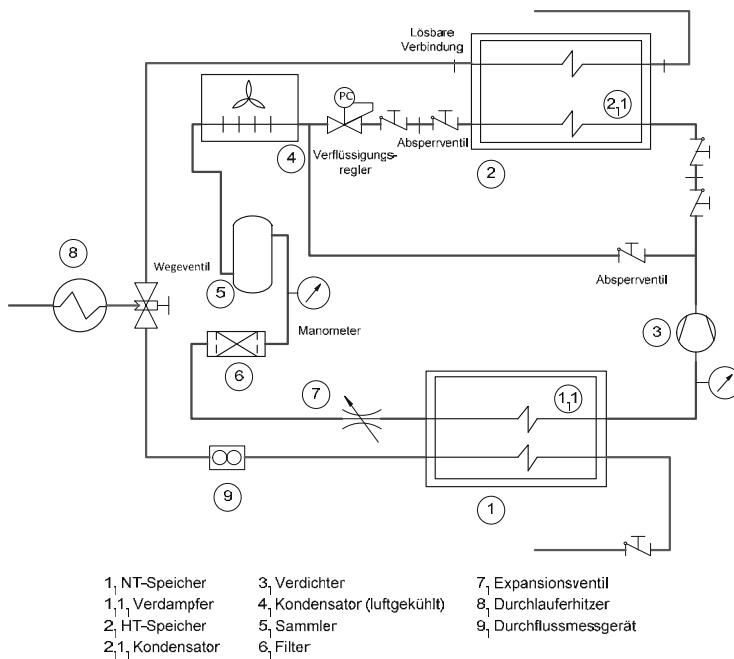


Bild 2: Prüfaufbau

Der Konzept funktioniert wie folgt: Der Niedertemperaturspeicher sammelt Wärme aus zu kühlenden Bauteilen wie z. B. der Batterie, der Leistungselektronik oder der Fahrgastzelle (im Sommerbetrieb). Im hier vorgestellten Funktionsmuster wird Wasser, optional von einem

Durchlauferhitzer erwärmt, dem Niedertemperaturspeicher zugeführt. Die Energieübertragung vom Speicher mit niedriger Temperatur (NT) auf den Speicher mit hoher Temperatur (HT) erfolgt über einen Kältemittelkreis einer Wärmepumpe (Kältemittel R134). Ein dritter Fluidkreis nimmt die Wärme aus dem HT-Speicher und transportiert sie je nach Bedarf oder Notwendigkeit in die Fahrgastzelle oder in die Umgebung. Beim Funktionsmuster sind Fahrgastzelle und Umgebung identisch (Aufstellraum), d.h. es gibt keine separaten Räume, die gekühlt oder beheizt werden.

Streng genommen enthält der Prüfaufbau abweichend vom Konzept für Elektrofahrzeuge nur einen geschlossenen Kreislauf, da das Wasser aus Leitungen entnommen und nach Wärmeaufnahme oder –abgabe in die Kanalisation gegeben wird. So sind allerdings zahlreiche Möglichkeiten gegeben, Wärme in die Wasserkreisläufe ein- und auszuspeisen: Das Wasser kann mit nahezu beliebiger Temperatur sowohl in den HT- als auch in den NT-Speicher eingebracht werden. Der Kältemittelkompressor, der Verdampfer für die Fahrgastzelle, der Verdampfer im NT-Speicher und der Kondensator im HT-Speicher sind Serienprodukte aus dem Kälteanlagenbau sowohl für mobile als auch für immobile Anwendungen.

Wichtig am Kältemittelkreislauf im Prüfaufbau entsprechend Bild 2 ist die druckseitige Installation von zwei Kondensatoren in Reihe. Es muss beachtet werden, dass die Kondensation des Kältemittels auch bei sinkender Wärmeabnahme im Speicherkondensator sichergestellt sein muss. Ist die Wärmeaufnahme im PCM zu gering, weil beispielsweise kein ausreichender Kontakt zwischen dem PCM und den Wärmeübertragerrohren gegeben ist oder weil das PCM bereits komplett durchgeschmolzen ist, so muss der zweite Kondensator die Restwärme an die Umgebung abgegeben. Die speicherbare Energiemenge sinkt zwar, aber die Wärme ist dennoch nicht verloren, wenn dieser zweite Kondensator beispielsweise zur Beheizung der Fahrgastzelle genutzt wird.

2.2 Verwendete PCMs

Die Auswahl geeigneter PCM richtete sich nach den oben geschilderten Kriterien:

- thermophysikalische Anforderungen
- technische Anforderungen sowie
- ökonomische und ökologische Anforderungen

Das Gesamtsystem sollte bei allen zu erwartenden Umgebungstemperaturen zumindest die richtigen Temperaturen zur Beheizung und Kühlung von Fahrgastzelle und Batterie liefern.

Erforderlich ist ebenfalls eine hohe Energiedichte – sowohl auf die Masse als auch auf das Volumen bezogen. Darüber hinaus sollte es nicht toxisch, brennbar oder korrosiv sein. Da die thermische Energiespeicherung des Temperaturregulationssystems in Konkurrenz zur herkömmlichen elektrischen Speicherung steht, sollte die Verfügbarkeit der Speichermaterialien, der Kühl- und der Kältemittel sehr groß sein, damit überschaubare Gesamtkosten erzielbar sind. Hydroxide, Carbonate, Chloride, Fluoride oder Salzhydrate schieden also aus.

Tabelle 1: Stoffdaten der gewählten Phasenwechselmaterialien

| PCM Name | molare Masse [kg/kmol] | Dichte | Schmelz- temp. [°C] | Wärmespeicher- kapazität [kJ/kg] | Wärmeleit- fähigkeit [W/(mK)] | |
|--|------------------------------|---------------------------|---------------------------|--|-------------------------------------|--------|
| | | [kg/dm ³] | | | | |
| Palmitinsäure (C ₁₆ H ₃₂ O ₂) | 256,42 | 0,85 (flüssig, 65 °C) | 64 | 185,4 | 0,162 (flüssig, 68,4 °C) | [5, 6] |
| | | 0,847 (flüssig, 80 °C) | 61 | 203,4 | 0,159 (flüssig, 80,1 °C) | [5, 6] |
| | | 0,989 (fest, 24 °C) | 63 | 187 | 0,165 (flüssig, 80 °C) | [6] |
| Stearinsäure (C ₁₈ H ₃₆ O ₂) | 284,48 | 0,848 (flüssig, 70 °C) | 69 | 202,5 | 0,172 (flüssig, 70 °C) | [5] |
| | | 0,965 (fest, 24 °C) | 60 – 61 | 186,5 | - | [5, 6] |
| | | | 70 | 203 | - | [5, 6] |
| Rubitherm RT64HC | - | 0,88 (fest, 20°C) | 63 – 65 | 230 (± 7,5%) | 0,2 | [7] |
| Stearylalkohol (C ₁₈ H ₃₆ O) | 270,5 | 0,83 (fest 20 °C) | 55 – 60 | 166,7 | | [8, 9] |

Als Phasenwechselmaterial für den NT-Speicher wurde Wasser gewählt, das mit 333,5 kJ/kg eine hohe Schmelzenthalpie aufweist. Für die Füllung des HT-Speichers wurde zunächst Palmitinsäure (C₁₆H₃₂O₂) ausgesucht. Palmitinsäure ist eine ungiftige, farblose, bei Zimmertemperatur feste Substanz. Es ist eine der in tierischen und pflanzlichen Fetten am häufigsten vorkommenden Fettsäuren. Palmitinsäure wird als Grundstoff in Kosmetikprodukten verwendet. In Tabelle 1 sind die Stoffdaten dieser und der weiteren relevanten Phasenwechselmaterialien dargestellt. Es steht also eine Differenz von ca. 60 K zwischen den Phasenwechseltemperaturen dieser beiden Materialien zur Verfügung. Die spezifischen Schmelzenthalpien und die Phasenwechseltemperaturen versprechen gute

Möglichkeiten sowohl zur Beheizung als auch zur Kühlung. Allerdings fällt bereits bei der Analyse der Stoffdaten auf, dass die stark unterschiedliche Dichte in der festen und der flüssigen Phase problematisch sein kann.

2.3 Speicherwärmeübertrager

Der für die Kombination aus Verdampfer und Eisspeicher ausgewählte Wärmeübertrager hat die Dimensionen und den Aufbau entsprechend der Bilder 3 und 4. Der Wärmeübertrager wird mit der schmalen Seite nach unten in einen Wasserbehälter montiert, der ca. 40 l fasst, d.h. an den Längsseiten des Wärmeübertragers befindet sich noch Wasser außerhalb des Wärmeübertrager-Gehäuses. Von den acht Cu-Rohrreihen (Rohrdim. $9,52 \times 0,3$ mm) dienen die unteren beiden der Wasser- und die oberen sechs der Kältemittelführung. Der Wärmeübertrager besitzt zur Verbesserung der Wärmeleitung im Speichermaterial quer zum Rohrverlauf Lamellen in einer Materialstärke von 0,2 mm und in einem Abstand von 4 mm zueinander.

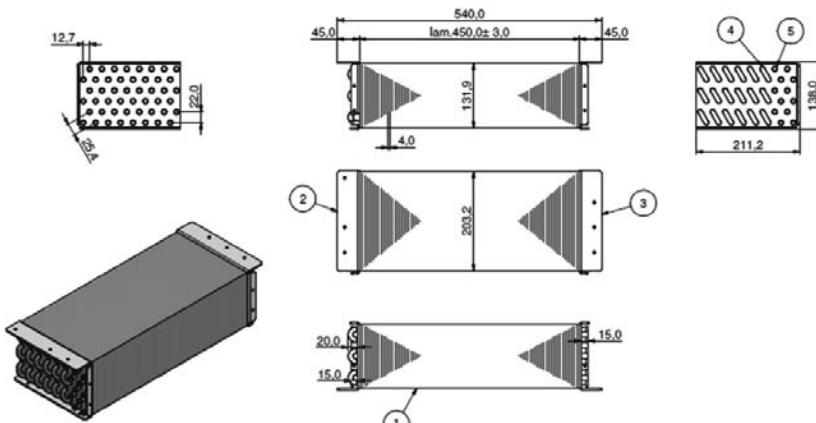


Bild 3: Geometrie des Speicherverdampfers (Ausschnitt aus [10])

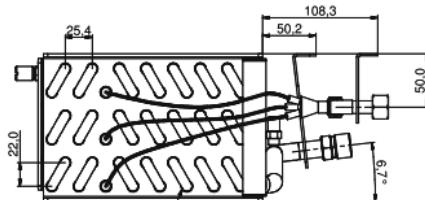


Bild 4: Seitenansicht des Speicherverdampfers mit Kältemitteleinspritzung
(Ausschnitt aus [10])

Die Zuführung des Kältemittels vom Kondensator aus erfolgt über das Expansionsventil mit einer Einspritzung in drei Rohre, die U-förmig gewendelt nach oben führen. Nach der Zusammenführung des verdampften Kältemittels in ein Rohr gelangt es zum Verdichter.

Der ausgewählte Speicherwärmeübertrager (Kondensatorspeicher) für die heiße Seite ist in Bild 5 dargestellt. Die Dimensionen sind nahezu identisch mit denen des Speicherverdampfers, die Rohrführungen für das Kälte- und das Kühlmittel sind Bild 5 zu entnehmen. Da die Wärmeleitfähigkeit von Wasser ca. dem 3-fachen Wert von Palmitinsäure entspricht, wurde ein deutlich geringerer Lamellenabstand (2 mm) gewählt werden, um in etwa dieselbe Leistung zu erzielen wie beim Speicherverdampfer. Die Verschaltung der Rohre wurde so gewählt, dass abwechselnd eine Rohrreihe des kalten und eine des warmen Kreislaufs angeordnet sind.

Ein Kreislauf besteht dabei aus vier parallel durchströmten Rohrreihen, die wiederum aus drei aneinandergereihten Rohrbögen bestehen. Am Ein- und am Ausgang des Lamellenblocks sind die parallel durchströmten Rohrreihen durch Sammelrohre miteinander verbunden. Mit dieser Rohrführung soll ein gleichmäßiges Be- und Entladen des Speichers erzielt werden. Der Lamellenblock wurde so mit Aluminiumblech umhüllt, dass das Speichermaterial sich nur in den Lamellenzwischenräumen und in einem ca. 5 mm großen Spalt zwischen Einhausung und Lamellenblock befindet. Ziel ist es, die gesamte Masse des verwendeten Speichermaterials in den Speicherprozess mit einzubeziehen. Außerdem wird dadurch die Entstehung von Totvolumen verhindert, das Fehler bei der Bilanzierung verursachen könnte. Von außen ist der Speicherwärmeübertrager isoliert um Wärmeströme zwischen dem Speicher und der Umgebung zu minimieren.

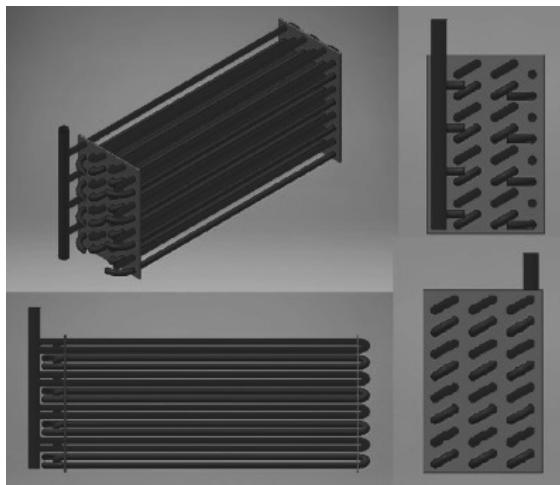


Bild 5: Lamellenblock mit warmem (rot) und kaltem (blau) Kreislauf [11]

2.4 Durchgeführte Messungen

Da bekannt ist, dass die Wärmeleitfähigkeit von Fettsäuren deutlich geringer ist als die von Wasser und zudem bei Erstarrungs- und Schmelzvorgängen Volumenänderungen stattfinden, ist eine genaue Beobachtung dieser Vorgänge wichtig, um die Funktionalität des Gesamtsystems beurteilen zu können. Sobald sich feste Speichermasse von den Rohren des Wärmeübertragers löst, ist der Wärmeübergang gehemmt. Eine ausreichende Leistung ist dann nicht mehr sichergestellt.

An relevanten Punkten der Kälteanlage und an den Ein- und Ausgänge der beiden Wasserleitungen wurden die Temperaturen aufgenommen. In den Lamellenzwischenräumen des Speicher kondensators wurden an verschiedene Stellen Drahtthermoelemente positioniert (Bild 6). Es wurden die Temperaturen zwischen den Rohren des kalten und warmen Kreislaufs aufgenommen. In diesem Temperaturverlauf können Verzögerungen beim Schmelzen bzw. beim Erstarren des Phasenwechselmaterials erkannt werden.

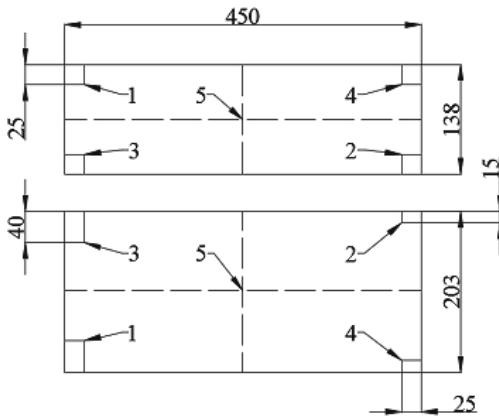


Bild 6: Darstellung der Positionen der Thermoelemente in den Lamellenzwischenräumen (Draufsicht und Seitensicht des Lamellenblocks) [11]

Die Thermoelemente, die am Kältemittelkreislauf angebracht worden sind, befinden sich am Ausgang des Speicherverdampfers, am Ein- und Ausgang des Verdichters, am Eingang des luftgekühlten Kondensators, sowie am Ein- und Ausgang des Speichercondensators.

Die Volumenströme des Wassers und die Drücke der Nieder- und Hochdruckseite der Kälteanlage wurden gemessen. Die Messung der Volumenströme erfolgte mit einem Ultraschall Kompakt-Wärmezähler. Mit den Vor- und Rücklauftemperaturen konnten damit auch die aktuellen Wärmeströme im Kreislauf bestimmt werden. Die Daten wurden mit der optischen Schnittstelle des Messgerätes ausgelesen und im PC gespeichert.

Um die benötigte Heizleistung zum Vorwärmen der Speicher zur Verfügung zu haben, wurde ein elektronisch geregelter Durchlauferhitzer mit einer wählbaren Temperatureinstellung zwischen 30 und 60 °C integriert.

Prinzipiell können mit dem Aufbau unterschiedlichste Situationen, die im Realbetrieb in Elektrofahrzeugen auftreten können, getestet werden. Die Speicher können dazu mit unterschiedlichen Wärmemengen vorbeladen werden. Anschließend lassen sich relevante Temperaturrentwicklungen beobachten, die sich bei einem Wärmetransport durch den Kältemittelkreislauf einstellen. Es besteht aber auch die Möglichkeit, die mit den Speichern verbundenen Kühlmittelkreisläufe kontinuierlich mit Fluiden konstanter Temperatur zu versorgen. Zunächst wurde jedoch getestet, wie sich Leistungen und Wärmemengen bei einem konti-

nuierlichen Verdichterbetrieb im Kältemittelkreislauf einstellen, während die Kühlmittelkreisläufe der PCM-Speichern ruhen.

3. Ergebnisse und Diskussion

Im folgenden Bild ist der Verlauf relevanter Temperaturen beim Entladen des Speicher verdampfers und beim gleichzeitigen Beladen des Speicher kondensators zu erkennen. Die Wassertemperatur im Verdampfer beträgt zu Versuchsbeginn ca. 30 °C und die Temperatur der Palmitinsäure beträgt 22 °C.

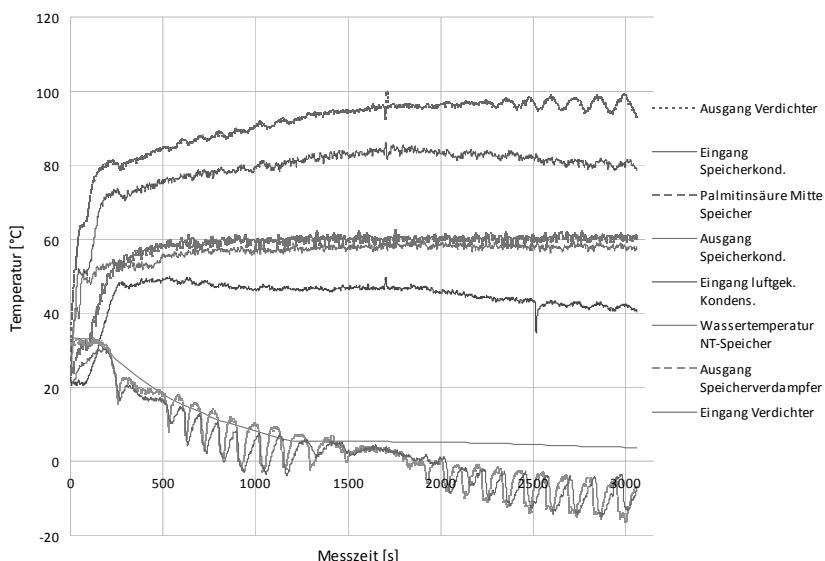


Bild 7: Temperaturen beim Entladen des Speicherverdampfers und beim Beladen des Speicher kondensators

Zunächst fällt auf, dass das Wasser bereits nach ca. 20 min keine Temperaturänderung mehr erfährt, es muss also ersticken. Die Palmitinsäure beginnt in diesem Versuch bereits nach ca. 10 min mit dem Phasenwechsel. Während in beiden Speichern der Phasenwechsel beginnt, wird die Temperaturdifferenz zwischen Verdichterein- und -ausgang mit zunehmender Versuchsdauer immer größer. Der Grund liegt in der Reduktion des Wärmestroms mit

zunehmender Vereisung und zunehmender Erwärmung der Palmitinsäure. Die Temperatur am Verdichterausgang nähert sich nach ca. 50 min der kritischen Temperatur des Kältemittels R 134, so dass der Versuch zu diesem Zeitpunkt abgebrochen wird. Eine Bestimmung der abgegebenen und aufgenommenen Wärmemengen ist zu diesem Zeitpunkt nur unzureichend möglich, da nicht festgestellt werden kann, welcher Anteil der Fettsäure bereits geschmolzen ist. Problematisch ist auch, dass das feste PCM im Speichercondensator infolge der Dichteabnahme beim Erstarren einen ungenügenden Kontakt zum Wärmeübertrager hat. Der Phasenwechsel von fest nach flüssig erfolgt in horizontaler Richtung und es ist eine deutliche Füllstandsdifferenz im Speicher erkennbar. Zur Erhöhung des Wärmestroms wäre also eine Erhöhung der Wärmeleitung notwendig.

Für die hier präsentierten Ergebnisse wurde ein Verflüssigungsdruckregler zwischen dem Speichercondensator und dem luftgekühlten Kondensator eingebaut, damit die Kondensation im Wesentlichen im Speichercondensator erfolgt. Hier könnte der Druck, bei dem das Kältemittel den Speichercondensator verlässt, weiter abgesenkt werden, so dass mit niedrigeren Temperaturen am Verdichterausgang zu rechnen ist. Dies würde zwar zu einer Verlängerung der Speicherbeladung, andererseits aber auch zu einer Erhöhung der Anlageneffizienz führen.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Grundsätzlich ist die Funktion des Konzepts bereits jetzt nachgewiesen. Es sind jedoch Änderungen am Prüfaufbau notwendig, um die vorgesehenen Speicherkapazitäten auch komplett nutzen zu können. Außerdem stehen weitere Tests mit anderen PCM noch aus.

Wegen der möglichen Verwendung seriennaher Bauteile ist mit Kosten zu rechnen, die bezogen auf die speicherbaren Energiemengen unter denen liegen, die für aktuelle Batterien aufzubringen sind. Ein ausführlicher Vergleich der Kosten, der Umweltfreundlichkeit und der Zuverlässigkeit mit der herkömmlichen elektrischen Energiespeicherung steht allerdings ebenfalls noch aus. Das Temperaturregulationssystem bietet sich zunächst für den Einsatz in Nutzfahrzeugen an, bei denen das Zusatzgewicht nur einen geringen Anteil des Gesamtfahrzeuggewichts ausmacht. Zur Erprobung bietet sich dabei ein Einsatz in Fahrzeugen mit definierten Einsatzbedingungen (Wegstrecken, Lademöglichkeiten) an. Tests im Bereich der Logistik auf Firmengeländen und im Linienverkehr sind geplant.

Literaturverzeichnis

- [1] C. Stan, Alternative Antriebe für Automobile: Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger, Springer Verlag Berlin-Heidelberg, 2015.
- [2] S. Hilbert und S. Rusche, „Temperaturregulationssystem mit Latentwärmespeichern“. Deutschland Patent DE102013017464, 22 10 2013.
- [3] M. Sterner und I. Stadler, Energiespeicher – Bedarf, Technologien, Integration, Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2014.
- [4] A. Abhat, „Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials,“ *Solar Energy*, pp. 313-332, Bd. 30, Nr. 4, 1983.
- [5] S. S. K. Sharma, „Latent heat storage materials and systems: A review,“ *International Journal of Green Energy*, pp. 1-56, Vol.2, 2005.
- [6] B. Zalba, J. M. Marin, L. Cabeza und H. Mehling, „Review on thermal energy storage with phasechange: materials, heat transfer analysis and applications,“ *Applied Thermal Engineering* 23, p. 251–283, 2003.
- [7] „Technisches Datenblatt RT 64 HC,“ Rubitherm Technologies GmbH, [Online]. Available: www.rubitherm.com. [Zugriff am 27. Sept. 2016].
- [8] „NIST Standard Reference Data,“ National Institut of Standards and Technology, [Online]. Available: <http://webbook.nist.gov>. [Zugriff am 28. Sept. 2016].
- [9] „Sicherheitsdatenblatt Stearylalkohol,“ [Online]. Available: www.carlroth.com. [Zugriff am 27. Sept. 2016].
- [10] Konvekta AG, *Lamellenblock expandiert*, interne Dokumente, 2015.
- [11] P. Best, „Untersuchung von Latentwärmevertragern für Fahrzeuge,“ Bachelor Thesis, THM Gießen, 2015.

Verbesserung der Real-World Driving Emissionen durch Nutzung von Cloud- und Car2X-basierten Funktionen zur Antriebsstrangregelung

Ganzheitliche und gamifizierte Eco-Coaching-Assistenten

M.Sc. **Patrick Will, E. Morra, R. Hirsch**, FEV GmbH, Aachen

Kurzfassung

Dieses Paper beschreibt einen Überblick über Auswirkungen und Potentiale des vernetzten Fahrzeugs, um unter realen Fahrbedingungen (RDE) Energiekosten und Emissionen zu reduzieren. Das „Connected Car“ verstärkt die Wirkung von Eco Driving und Coaching-Systemen und optimiert die Betriebsstrategie durch Vorrausschaufunktionen. Innovative Assistenzsysteme beinhalten Gamifizierungs-Ansätze, um die optimierte Transport- und Fahrstrategie beim Fahrer durchzusetzen.

1. Einleitung: Ganzheitliche Systembetrachtung für eine Verbesserung der RDE

Die Umstände, unter denen der Energieverbrauch eines Fahrzeugs verringert werden soll, sind sehr individuell. Bisherige Ansätze, die den Ausstoß von Emissionen verringerten, fokussierten

sich primär auf die Verbesserung einzelner Komponenten.

Für eine Verbesserung des Realverbrauchs bedarf es zusätzlich einer ganzheitlichen Systembetrachtung, die die gesamte Wirkkette mit allen Abhängigkeiten optimiert. Dazu gehören die Fahrt- bzw. Transportvorbereitung, die Auswahl des Fortbewegungsmittels sowie eine optimierte Fahrweise und Betriebsstrategie unter Berücksichtigung äußerer Einflüsse. Der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs und somit die Effizienz des Transports wird (besonders bei Hybridfahrzeugen) neben den individuellen Komponenten hauptsächlich durch die Betriebsstrategie definiert.

2. Fahrzeug-Coaching: Das Fahrzeug lernt mit

Heutige, regelbasierte Betriebsstrategien basieren auf statischen Annahmen und Annäherungen, wodurch sich nur suboptimale Verbrauchsersparnisse erzielen lassen. Ein Trend hierbei sind flexiblere modell- statt regelbasierte und prädiktive Betriebsstrategien. Diese Regelungen erlauben es mit der situativ optimalen Kalibrierung zu steuern – basierend auf a-priori Informationen über den zukünftigen Streckenverlauf aus Navigations-, Car2X- und weiteren Sensordaten. Hierzu werden detaillierte Daten zur Straßentopologie aus bestehenden

Datenbanken mit Informationen zu Geschwindigkeitsbeschränkungen und Lichtsignalanlagen fusioniert und (in der Zukunft) dem Fahrzeug per Car2X-Kommunikation zur Verfügung gestellt. Mit diesen Daten wird eine prädiktive Betriebsstrategie für diverse Komponenten und Systeme erstellt, wie z.B. dem Antriebsstrang, dem Batteriemanagementsystem, der Klimasteuerung und der Regenerierung des Dieselpartikelfilters, wodurch sich hohe einstellige Kraftstoffeinsparungen realisieren lassen.

Was hingegen in den Modellen nach wie vor eine große Unbekannte bleibt, ist die exakte Prädiktion des Fahrerverhaltens. Weicht das Fahrerverhalten von der Vorhersage ab, scheitert im ungünstigen Fall die gesamte Betriebsstrategie und der Verbrauch steigt. Das Fahrzeug-Coaching versucht genau dies zu vermeiden: Indem das Fahrzeug ein Fahrerprofil „erlernt“, ist es möglich, dass sich das System auf den Fahrer und die Situation einstellt und den Fahrerwunsch (verbrauchs-) optimiert verarbeitet. Nimmt ein Fahrer etwa Kurven regelmäßig zu schnell, kann der Coach den Gaspedalgradienten kurzfristig anpassen – sofern es die äußeren Umstände zulassen. Im besten Fall kann er sogar Segelzeiten frühzeitiger einleiten oder verlängern, um die (elektrische) Reichweite zu erhöhen. Durch die verstärkte Vernetzung der Fahrzeuge wird es in Zukunft auch möglich sein Schwarmintelligenz in derartige Systeme zu integrieren: So können sich Fahrzeug-Coach-Systeme in Zukunft untereinander abstimmen. Dabei werden Fahrverhaltensprofile und Betriebsstrategien verglichen und angepasst, um ein gruppenoptimiertes Manöver einzuleiten. Diese Manöver brauchen unter Umständen einen lokalen Richter, der Entscheidungen trifft und ein Optimum, z.B. an einer Ampelanfahrt bestimmt. Alternativ besteht auch die Möglichkeit, dass sich Fahrzeuge nach Regeln eines bestimmten Protokolls untereinander einigen, das jedoch vorher zentral festgelegt und implementiert werden muss.

3. Fahrer-Coaching: Motivation zum optimierten Fahrverhalten

Die nachhaltige Verbesserung des Fahrerverhaltens gewinnt im Zuge der Elektrifizierung und der Vernetzung an Wichtigkeit und an Potential. Der sogenannte „Fahrer-Coach“ kennt vorausliegende Streckenprofile und Verkehrssituationen und kann dadurch erhöhte Einsparpotentiale durch optimierte Segelmanöver bei hohen Geschwindigkeiten realisieren. Er gibt dem Fahrer genaue Anweisungen, wie sich dieser am besten hinter dem Steuer verhält und kann dadurch bis zu 20% Kraftstoff einsparen. Der lernende Fahrer-Coach weiß zudem, welche Fahrhinweise bei einem bestimmten Fahrer gut funktionieren und welche weniger. Ausgereifte HMI- und Motivationskonzepte (z.B. aktives Gaspedal, Head-up-Eco-Anzeigen und gamifiziertes Eco-Coaching) sind nötig, um das gesamte Potential des Fahrer-Coaches auszuschöpfen, ohne den Fahrer dabei zu sehr abzulenken. Durch iterative Verbesserungen passt der Coach seine Kommunikations- und Interaktionsstrategie an den Fahrer an und

kann zudem individualisierte Eco-Kampagnen auswählen, um die Motivation gezielt zu erhöhen. Eine auf den Fahrer angepasste Lehrmethode oder Kampagne kann moderne, spielerische Motivationsmechanismen („Game Mechanics“) aus der Spielebranche einsetzen und so größtmögliche Erfolge sichern. Dabei spielt die nutzerorientierte Gestaltung eine wesentliche Rolle, um den maximalen Nutzen des Assistenten zu erreichen. Durch einen Multi-Kanal-Ansatz wird der Fahrer nicht nur während oder direkt nach der Fahrt im Fahrzeug trainiert, er erhält über weitere Kanäle wie z.B. Social Media, mobile Apps, online OEM-Plattformen und Trainings-Videos, ein umfassendes Angebot.

4. Fusion der Coaching-Systeme

Gerade durch das Zusammenspiel der Funktionen können weitere Potentiale ausgeschöpft werden: Der Fahrzeug-Coach kann eine Wirkung des Fahrer-Coaches prognostizieren und die Regelung einzelner Komponenten anpassen. Bei einem sehr lernbereiten Fahrer kann so davon ausgegangen werden, dass die empfohlene Kurvengeschwindigkeit mit hoher Genauigkeit umgesetzt wird, so dass der Segelvorgang früher starten kann. Falls nicht, kann der Fahrer-Coach ein Feedback an den Fahrer über das Gaspedal übermitteln. So wird der Fahrer dazu angeleitet, das nächste Mal selbst mit der optimalen Geschwindigkeit durch die Kurve zu fahren. Andersherum kann der Fahrer-Coach aus vergangenen Fahrten und aktuellen Sensordaten dem Fahrer ein optimiertes Geschwindigkeitsprofil empfehlen, unter Berücksichtigung des Verkehrs und der Straßenverhältnisse.

Abbildung 1 zeigt ein Framework, das die Funktionalitäten eines Fahrzeug- und Fahrer-Coaches zusammenfasst und gliedert:

- Active Eco inkludiert alle Features, die den Fahrzeug-Coach unterstützen
- Performance Review und Instant Feedback beschreiben Features, die das Fahrer-Coaching realisieren, entweder während oder nach der Transportaufgabe
- Usability beschreibt die Umsetzung und Bedienbarkeit des Konzepts
- Motivation & Triggers beinhaltet alle Gamifizierungs- und weitere Motivationalelemente
- City- und Motorway Driving: Im inneren des Kreises sind die beiden wichtigen Anwendungsfälle dargestellt, auf die Coaches abzielen



Bild 1: Framework eines Fahrer- und Fahrzeugcoaches

5. Intelligente Sensorik und Vernetzung

Durch die Verwendung der Fahrzeugsensoren (Radar, Kamera, Ultraschall) haben die Coaches die Möglichkeit das Umfeld bis ca. 250m in hohem Detail abzubilden. Durch zusätzliche statische und dynamische Informationen im Kartenmaterial erweitert sich diese Vorausschau zusätzlich. Für weitere, besonders zeitkritische Vorfälle eignet sich die Einbeziehung von Car2X-Daten. Dadurch erhält der Coach Informationen über Ereignisse bspw. hinter einer vorausliegenden Kurve (z.B. Stauende) oder hinter einem Hügel (Unfall mit ausgelösten Airbags). Hierzu werden Daten zur Straßentopologie aus bestehenden Datenbanken mit Informationen zu Geschwindigkeitsbeschränkungen und Lichtsignalanlagen fusioniert und dem Fahrzeug per Car-to-Car Kommunikation zur Verfügung gestellt. Dieses kann über die IEEE 802.11-Basis oder Mobilfunkverbindung realisiert werden (z.B. heutige Mercedes E-Klasse).

6. Ausblick: Variable und anpassbare Coaching-Systeme der Zukunft

Um den Realverbrauch deutlich zu senken reicht es jedoch nicht mehr aus, sich auf die Weiterentwicklung einzelner Coaches zu konzentrieren. Die starken, wechselseitigen Abhängigkeiten zwischen der Trip-Planung, dem Fahrer- sowie dem Fahrzeugverhalten erfordern eine ganzheitliche Systemoptimierung über die gesamte Wirkkette. Die Gewichtung der teilweise widersprüchlichen Ziele ist dabei entscheidend und sehr spezifisch (Kosten, Emissionen, Dauer etc.). Aktuelle Beispiele und Projekte zeigen, dass folgende Kernelemente wesentlich über den Erfolg und Misserfolg entscheiden:

- Klar formulierte Projektziele, z. B. CO₂-Akkreditierung, Endkunden-USP, Verbrauchs-kosten, Fahrverhalten etc.

- Plattform- und systemübergreifende Lösungen mit maximaler Integration
- Ganzheitliche Transportwegebetrachtung
- Ausgereifte Motivationskonzepte für Fahrer
- Klar verständliche Instruktionen durch geeignete HMI-Konzepte (Sehen, Fühlen, Hören)
- Agile Entwicklung und Rapid Prototyping

Es ist hinlänglich bekannt, dass die Umstände unter denen eine jeweilige Systemoptimierung stattfinden soll sehr individuell sind und unter den Rahmenbedingungen der spezifischen Ausgangssituation stehen: Wo es im Flottenverkehr bereits Telematik-gestützte Ansätze gibt, die in eine weitere Optimierung mit einfließen können, gibt es für OEMs im PKW-Bereich heute nur einfache Assistenzsystem-Ansätze für das Fahrer-Coaching und Apps von Drittanbietern mit fehlender Fahrzeugintegration. Es bedarf daher tiefer technischer Antriebsstrang- und Fahrzeug-Expertise im Nutzfahrzeug- und Automobilbereich, Projekterfahrung im Bereich Digitalisierung, Eco-Coaching, Motivationskonzepte, App- und Plattformentwicklung sowie Geschäftsmodelldesign um solche Verbesserung im realen Fahrbetrieb umzusetzen.

- [1] Müller-Schneiders, S.; Beck, R.; Werle, M.; Wegner, H.; Nase, A., Nakagawa, M.; Yamauchi, I.; Sashima, N.; Caldevilla, A.
CITY-e – connected intelligence for mobility and society in Europe
ATZ live
Frankfurt, 2015
- [2] Nakagawa, M.; Yano, K; Yamauchi, I.; Stapelbroek, M.; Hülshorst, T. Nase, A.
New degrees of freedom for dimensioning of hybrid powertrains by using predictive energy management
Vienna Motor Symposium 2016
Aachen, 2015
- [3] Michel, T.
Predictive Hybrid Strategy Using
12. Symposium: Hybrid- und Elektrofahrzeuge
Braunschweig, 2015
- [4] Wegner, H.; Nase, A.; Ligtelijn, H.; Hülshorst, T.; Nakagawa, M.
CITY-e – Connected Intelligence for Mobility and Society in Europe
23th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2014
Aachen, 2014

V2X Based Traffic Light Assistant for Increased Efficiency of Hybrid & Electric Vehicles

**Dr. S. Jones, Dr. A. Huss, Dr. E. Kural, A. Massoner, A. Ferreira
Parrilla, L. Allouchery, N. Wikström, AVL List GmbH, Graz, Austria**

Abstract

The intelligent amalgamation of diverse sources of on-board and crucially off-board information, in sophisticated predictive energy management systems and Advanced Driver Assistance Systems (ADAS), will play an ever greater role in the development of efficient, safe and increasingly automated vehicles. More effective usage of the overall vehicle and powertrain energy will be realized through accurate evaluation of upcoming road and traffic conditions, using emerging information and communication technologies. Under real world driving conditions, overall vehicle energy utilization is strongly influenced by the vehicle speed profile, especially with aggressive or non-anticipatory human drivers. Road restrictions such as Traffic Lights (TL), speed limits and traffic prevent the vehicle from following an optimal speed trajectory, reducing efficiency, whilst increasing journey times, energy demand and driver stress. This paper describes the essential principles of a novel model based and predictive Traffic Light Assistant (TLA) for conventional, hybrid and electric vehicles. The TLA presented was conceptually developed in a co-simulation environment, which revealed extremely significant energy saving in cities. For example, in earlier work, the energy consumption for an electric vehicle was reduced by 17% on a 4.2 km route with 14 TL, whereas, later in a more sophisticated approach, a reduction of up to 29.8% was achieved for a conventional vehicle on a 3.3 km route with 16 TL. Development was also carried out in a driving simulator to assess human factors. Further development of the TLA for eventual use in a real V2X urban environment is currently being undertaken.

1. CONVENTIONAL, ELECTRIC & HYBRID VEHICLE EFFICIENCY

The ability to combine various sources of off-board and on-board data in sophisticated predictive energy management systems and Advanced Driver Assistance Systems (ADAS) will play an increasingly important role in the design of safe, efficient and convenient vehicles. More efficient usage of the overall vehicle and powertrain energy is achieved by accurate estimation of the road and traffic conditions ahead, using advanced information and communication technologies.

Digital data comes from sources such as navigation systems which will be supplemented in the future by V2X communications, for example, Vehicle-to/from-Vehicle (V2V) and Vehicle-to/from-Infrastructure (V2I). AVL's Connected Powertrain uses such information for optimal and predictive powertrain control. This data may be used to determine energy-efficient driving manoeuvres based on component efficiencies and factors such as gear shifting programs, or to identify more efficient usage of engine start/stop functionality. Such data has additional importance for hybrid vehicles, where operating modes and electric power demand and/or recuperation can be predictively and optimally adjusted. Connectivity also has implications for powertrain design, as predictive control increases efficiency, consideration may be given to component resizing; for instance, a smaller battery in an electrified powertrain. Moreover, connectivity brings greater possibilities with respect to the development of improved ADAS and driving automation.

Under real-world conditions, overall vehicle energy utilisation is strongly influenced by variations in speed, especially with aggressive or non-anticipatory driving. Restrictions such as Traffic Lights (TL), speed limits and congestion further divert the vehicle from its optimal speed trajectory lowering efficiency, increasing journey time, energy demand and driver frustration. Very significant gains in energy efficiency are possible if the vehicle consistently follows an optimised speed profile. Undoubtedly, traffic lights, traffic, speed limits and other road attributes represent important restrictions when formulating the calculation of the ideal speed profile.

2. SEAMLESS MODEL BASED DEVELOPMENT

Concept development for Connected Powertrain and ADAS is increasingly performed in a sophisticated office co-simulation environments which integrate vehicle dynamics, powertrain and controller models. Such simulation environments being extended to include off-board information, e.g. digital map data to provide a virtual e-Horizon. Promising new functions are then developed, implemented and pre-calibrated in the aforementioned office simulation environment, initially in Model-in-the-Loop (MiL) and later in Software-in-the-Loop (SiL) forms. Subsequent development stages include the use of real hardware in Hardware-in-the-Loop (HiL), Human-in-the-Loop evaluation, and work on the powertrain testbed.

Despite the aforementioned virtual development methodology, driving on tracks and public roads remains crucial for verification and validation purposes [1, 2]. Furthermore, testing on public roads with different human drivers under varying traffic conditions is especially

important. Not only to demonstrate safe functionality, but also to allow the capture of new or unexpected use cases. These being later recreated in office co-simulation, facilitating rapid further development in an efficient and simultaneous engineering process.

3. TRAFFIC LIGHT PROBLEM

TL are highly restrictive elements of the road infrastructure that impose time dependent vehicle position constraints. They control overall traffic flow macroscopically, but cause inefficient speed variations with the essentially unknown (to the driver) TL signal phase timing.

This epitomizes an optimisation problem, which required the development of an optimal controller able to handle a series of TL considering, both surrounding traffic, and powertrain specific characteristics. For instance, a model of the controlled ego vehicle's gear shifting program, along with each gear's speed- and acceleration-dependent instantaneous fuel consumption may be explicitly incorporated into a TLA strategy [3]. Such information is the key to defining energy-efficient driving speed profiles. Additionally, information about upcoming TL phases provide meaningful information as to when vehicle standstill (and consequently engine start/stop) at red TL might actually be preferred.

Furthermore, prediction models incorporated within the optimal controller may accurately provide expected future speed profile, over a certain horizon. This is especially important for hybrid powertrains, where operating modes and electric traction power demand and/or recuperation may be optimally chosen with respect to the expected speed profile. Fig. 1 shows an exemplary driving scenario in which stopping at a TL is unavoidable. This simplified representation shows how vehicle speed profile prediction influences Hybrid Vehicle Driving Mode (DM) selection. Here battery State of Charge (SoC) saturation is prevented, thus avoiding the potential later loss of recuperation energy. Hybrid vehicles intentionally use regenerative braking to increase the battery SoC. Nonetheless, a predictive hybrid control strategy would help avoid unnecessarily reaching the maximum allowed SoC (helping to avoid unnecessary later dissipation of kinetic energy in the friction brakes), by means of predictively planned battery discharging events.

TLA also offers potential benefits for predictive thermal management and component preconditioning for conventional and electrified powertrains. For instance, prior to arrival to an unavoidable stop at a TL (as in Fig. 1), the passenger compartment might be heated or cooled using electrical energy, minimising inefficient heating or cooling during the later

vehicle stop. A hybrid vehicle's catalyst electrical heating system (if fitted) might also be advantageously managed to improve cold restart emissions after standstill.

Model Predictive Control (MPC) offers a suitable finite-horizon optimal control approach, tailored for each specific powertrain configuration, which allows, in real-time, the ego vehicle to optimally adjust its driving speed to the upcoming road conditions.

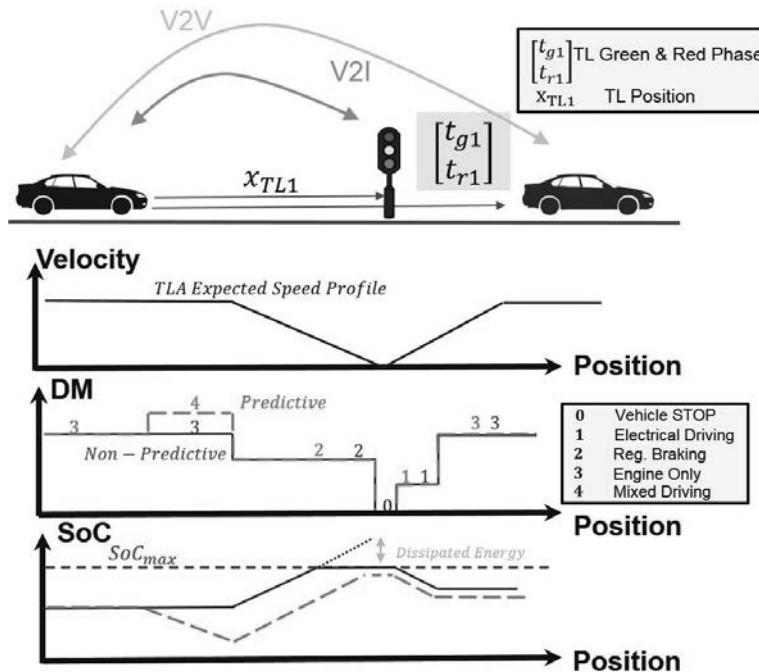


Fig. 1: Example of benefit of TLA speed prediction for predictive hybrid vehicle control (© AVL)

4. TLA CONTROL STRATEGY & RESULTS

The MPC based TLA strategy realises an optimal vehicle speed profile for a route segment, where junctions are controlled by consecutive TL. It is presumed that the position, signal phase and timing of the TL, and surrounding traffic information are accessible in advance to the ego vehicle via V2X communication or similar. MPC then calculates an energy efficient speed profile customised for the ego vehicle.

4.1 OVERVIEW TLA STRATEGY

When approaching a series of TL, several green phase crossing gaps may initially be available. Choosing the so-called Green Wave (i.e. driving through consecutive green phases), is key to finding an energetically optimal speed profile, Fig. 2. In order to determine in a computationally efficient manner optimal vehicle speed trajectories, the implemented control structure contains a two-level cascaded MPC.

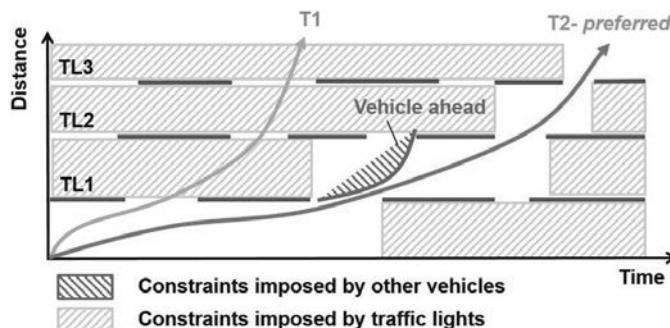


Fig. 2: Green Wave selection considering constraints (© AVL)

A higher Level 1 control with an approximate and computationally more efficient calculation, performs an evaluation of the most energetically suitable green TL gaps (for example T1 and T2 in Fig. 2). Selected TL gaps are passed to the lower Level 2 MPC for more precise manoeuvre control. The optimisation problem for controlling the vehicle trajectory in Level 2 is solved (see preferred trajectory T2 in Fig. 2).

The optimisation module periodically solves the speed optimisation problem (Eq. 1). It has constraints due to TL states, other vehicular traffic, powertrain characteristics (e.g. gearshift logic, ability to start-stop the combustion engine), as well as powertrain limitations, due to the availability of recuperative braking, actual battery SoC, etc.

The optimisation problem underlying the MPC can be formulated as:

$$\begin{aligned}
 \text{Eq. 1: } & \min \sum_{\tau=t}^{t+N_p} (x(\tau), u(\tau)) \\
 \text{S.T. } & g(x, u, t) \leq 0 \\
 u(\tau) & \in U, \quad x(\tau) \in X, \quad \tau = t, \dots, t + N_p \\
 x(\tau+1) & = Ax(\tau) + Bu(\tau), \quad \tau = t, \dots, t + N_p - 1 \\
 x: & \text{state variables, } u: \text{control variables, } \tau: \text{time,} \\
 N_p: & \text{prediction horizon}
 \end{aligned}$$

The MPC optimisation process results in an efficient vehicle acceleration and speed over the control horizon. Readers are referred to [3, 4, 5] for a full description.

In order to examine the performance of the TLA, several co-simulation test cases representing two typical different urban scenarios, were executed. Readers are referred to [3, 4] for a deeper account.

4.2 RESULTS FOR TLA APPLIED TO ELECTRIC VEHICLE

The simulated scenario described here corresponds to a 4.2 km road in the Austrian city of Graz, with 14 TL grouped in several clusters [4], Fig. 3. A 4WD fully electric vehicle was equipped with a TLA tailored to its powertrain characteristics. Signal phasing information and distance between TL was obtained from publicly available data. As shown in Fig. 5, the TLA equipped electric vehicle avoids stopping at red lights on four occasions. Required acceleration and decelerations are performed in a controlled and smooth way. In this scenario the TLA reduced overall energy demand by 17 %, travel time being lowered by 21 s with better gap selection and less stopping, Fig. 5.

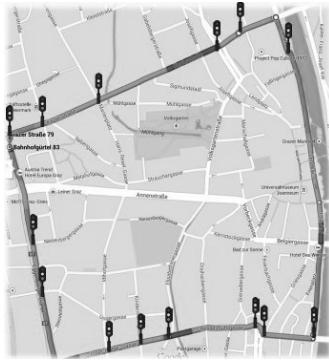


Fig. 3: Simulated scenario for electrical vehicle – 14 TL in Graz, Austria

4.3 RESULTS FOR TLA APPLIED TO CONVENTIONAL VEHICLE

To evaluate the performance of the TLA concept for a conventional vehicle, an alternative route illustrated in Fig. 4 was considered. This route consists of a 3.3 km long road with 16 traffic lights located in Graz. A more comprehensive account of the results can be found in [3].

The results for the optimized speed control for a conventional vehicle tests showed energy savings of between 5.1 and 29.8%, depending on simulated route characteristics, with an unchanged travel time, compared to same vehicle controlled by a representative driver model. The energy savings varied very significantly depending on the considered scenario's upcoming TL phase times, as well as the composition of preceding traffic. The trajectory for one of the scenarios can be seen in Fig. 6. The energy savings primarily stem from reductions in accelerations and decelerations, but the comparatively higher energy efficiency of travelling at higher speeds and in higher gears was also shown to be an important factor.

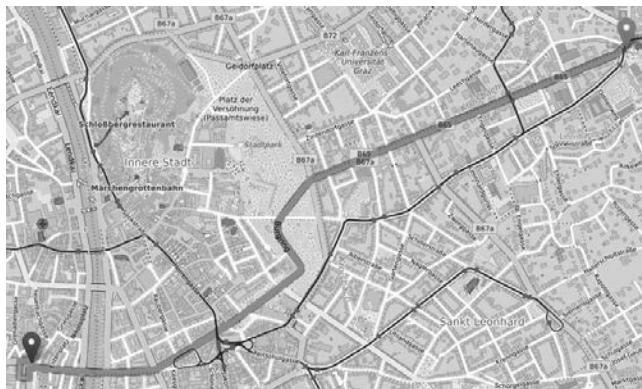


Fig. 4: Simulated scenario for conventional vehicle – 16 TL in Graz, Austria

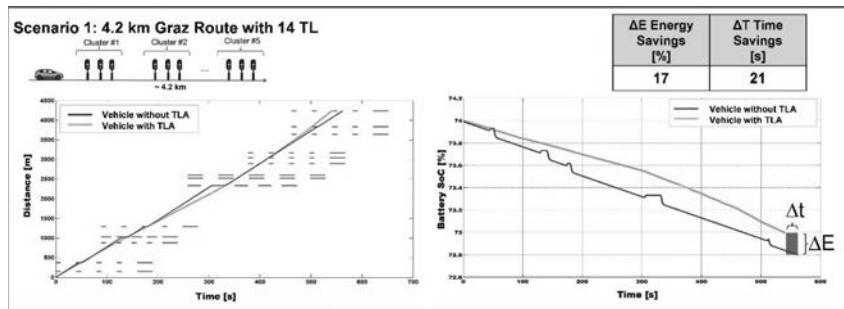


Fig. 5: Simulated vehicle positions and battery SoC values for normal and TLA controlled vehicles (© AVL)

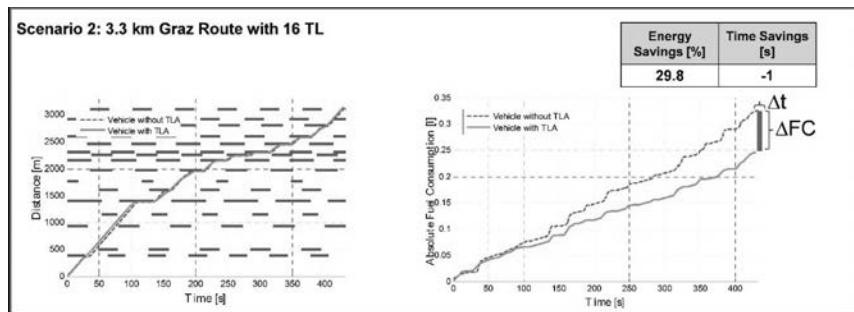


Fig. 6: Simulated vehicle positions and battery SoC values for normal and TLA controlled vehicles (© AVL)

5 VALIDATION THROUGH DEVELOPMENT PROCESS

ADAS functions that interact with the driving environment particularly benefit from frontloaded development, seamless testing methods and validation through the entire V shaped development process. Conceptual development of ADAS functions is increasingly being carried out in advanced office co-simulation environments [6]. From the first generation of office simulation test cases to XIL testing and finally to road; test case and simulation model reusability ease the development process, Fig. 7.

Testing in the office environment alone is insufficient, as ADAS must always be validated with respect to human behaviour and real driving conditions. As an example, early versions of the TLA described above were initially developed in a pure office co-simulation

environment and then further developed on a human-in-the-loop driving simulator [7]. Later on, TLA development activities reverted back to the office co-simulation environment to allow further investigation and improvements, demonstrating the flexibility and efficiency of a simultaneous engineering approach.

HiL and especially the powertrain testbed further extend efficient evaluation and development of ADAS functionalities. For instance in the development of a TLA, it is possible to emulate in real-time V2X from TL, as well as the GPS signal and e-Horizon directly on the testbed. These capabilities are of special importance for reproducible testing of connected functions that interact with the driving environment and which are extremely difficult to replicate on real roads, where traffic conditions vary continuously and strict road regulations apply.

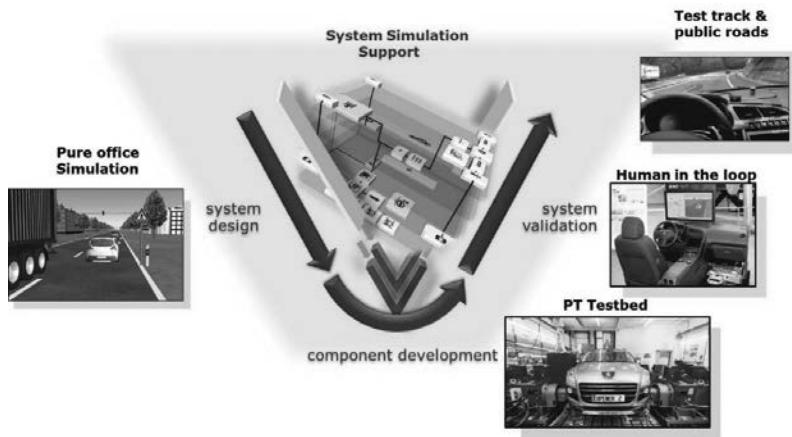


Fig. 7: System simulation in vehicle development: from co-simulation, to hardware-in-the-loop testing on a powertrain testbed, to human-in-the-loop evaluation (© AVL)

6. CONCLUSION

A seamless methodology for the development of connected vehicles and powertrain functions has been presented, where functions are migrated in stages between MiL, SiL, HiL, the powertrain testbed and the road. Owing to the complexity of connected functions, a simultaneous or concurrent engineering approach where simulation models and test cases

are reused is highly desirable for effective frontloading, ideally in a model based systems engineering process.

The presented example of connected function development was a speed optimising Traffic Light Assistant (TLA) which can be tailored to fit very different vehicle types and powertrain characteristics. It was conceptually developed using co-simulation, which revealed highly beneficial energy saving in cities. The consumed energy was reduced by 17 % on a 4.2 km route with 14 traffic lights for an electric vehicle, and by up to 29.8% for a conventional vehicle along a 3.3 km route with 16 traffic lights. The development of the TLA in a real V2X urban environment is currently undertaken in the FFG project TASTE [8]. Investigations specifically for hybrid vehicles suggest significant potential extra energy saving benefits, with predictive hybrid operating strategies, and also from predictive thermal management.

Acknowledgements

The authors would like to thank all the participants of the OpEneR project, grant agreement number 285526, funded by the EC Seventh Framework Programme FP7-2011-ICT-GC, as well as FFG TASTE, funded by IKT der Zukunft Programme, grant agreement number 849897.

References

- [1] Jones, S., Huss, A., Kural, E., Albrecht, R., Massoner, A., Knödler, K.: Optimal Electric Vehicle Energy Efficiency & Recovery in an Intelligent Transportation System. 19th ITS World Congress, Vienna 2012
- [2] Jones, S., Huss, A., Kural, E., Massoner, A., Ludewig, S., Knödler, K., Steinmann, J., Laversanne, S.: Seamless Development of Vehicle Energy Management, Recuperation and Safety Systems. Pure Office Simulation to 4WD Powertrain Testbed. Lecture, ATZ live VPC Virtual Powertrain Creation, Mainz 2013
- [3] Wikström, N.: Energy-Efficient Autonomous Vehicle Control Strategy utilizing Urban Driving Route Information – A Hybrid Model Predictive Control Approach. MSc thesis, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden 2016.
- [4] Kural, E., Jones, S., Parrilla, A. F., Grauers, A.: Traffic Light Assistant System for Optimized Energy Consumption in an Electric Vehicle. 3rd International Conference on Connected Vehicles & Expo (ICCVE 2014), Vienna 3-7 November 2014
- [5] Ellinger, R., Jones, S., Kural, E., Ferreira Parrilla, A.: "Traffic Light Assistant to Increase Energy Efficiency of Electrified Vehicles". In ATZ worldwide 10/2015, Special Issue on Electric Vehicles.
- [6] Nentwig, M., Schieber, R., Miegler, M.: Hardware-in-the-loop Testing of Advanced Driver Assistance Systems. In: ATZ elektronik worldwide 6, No. 4, 2011, pp. 10-15
- [7] Jones, S., Kural, E., Ferreira Parrilla, A., LeRhun, F., Sixto, V., Lopez, P., Sanchez, F.: Advanced Co-simulation HMI Environment for Fully Electric Vehicles. IEVC, Florence December 2014
- [8] FFG Cooperative R&D Projects, RTI Initiative ICT of the Future: Traffic Assistant Simulation & Testing Environment. www.ffg.at/en, Vienna 2015

ISBN 978-3-18-092289-8

<https://de.digicert.com/0.51202/9783180922894> - Generiert durch IP 216.73.216.36, am 16.01.2020, 02:28:59. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts in Zusammenhang mit, für oder in AI-Systemen, AI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.