Helmut Tschöke, Jürgen Krahl, Axel Munack, Lutz Eckstein (Hrsg.)
sowie 30 weitere Autoren

Innovative Automobiltechnik IV

Zukunftsweisende Arbeiten von Nachwuchsforschern in der Industrie und an Universitäten

Cuvillier Verlag Göttingen

Innovative Automobiltechnik IV

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Innovative Automobiltechnik IV

Zukunftsweisende Arbeiten von Nachwuchsforschern
in der Industrie und an Universitäten

Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Lutz Eckstein
Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Helmut Tschöke
Prof. Dr. habil. Jürgen Krahl
Prof. Dr.-Ing. Axel Munack

Erst-Autoren:

Frederic Christen
Thomas Deuß
Fabian Herbst
Jérôme Homann
Stephan Matz
Maximilian Meißner
Ralf Oberfell
Christoph Pabst
Claus Schulte-Cörne
Patrick Stenner
Eike Stitterich

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.
1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2013

978-3-95404-406-1

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2013
Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen
Telefon: 0551-54724-0
Telefax: 0551-54724-21
www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.
1. Auflage, 2013
Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-95404-406-1

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Vorwort

Bereits zum 4. Mal präsentieren junge Doktoranden und bereits Promovierte ihre aktuellen Forschungsergebnisse aus dem Bereich der Automobiltechnik auf dem Wissenschaftssymposium Automobiltechnik (WISAU). Die dort gehaltenen Vorträge werden auch dieses Jahr wieder unter der Überschrift „Innovative Automobiltechnik – Zukunftsweisende Arbeiten von Nachwuchsforschern in der Industrie und an Universitäten“ zusammengefasst und veröffentlicht.
Gemeinsam ist allen Beiträgen, dass sie aus aktuellen Dissertationen an Hochschulen, Forschungseinrichtungen und in der Industrie abgeleitet wurden und somit die Ergebnisse aktueller Forschung konzentriert und präzise wiedergeben.

Dieses Buch stellt den Tagungsband des vierten Wissenschaftssymposiums Automobiltechnik (WISAU) dar, welches in diesem Jahr gemeinsam von der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, dem Technologietransferzentrum Automotive der Hochschule Coburg und dem Johann Heinrich von Thünen-Institut Braunschweig sowie dem Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen University organisiert und durchgeführt wurde. Auch in diesem Jahr möchten wir mit dieser Tagung eine Plattform bieten, um insbesondere die automobile Grundlagenforschung der breiten Fachöffentlichkeit zu vermitteln, da diese auf den renommierten Fachtagungen häufig nur eine Nebenrolle spielt. Außerdem möchten wir mit der Veranstaltungsreihe WISAU jungen Doktoranden die Möglichkeit geben, ihre Dissertationsergebnisse einem Fachpublikum zu präsentieren, ihre Vortragsfertigkeiten zu verfestigen und mit der Netzwerkpflege zu beginnen. Insbesondere die interdisziplinären Kontakte, die WISAU ermöglicht, gewinnen in unserer zunehmend vernetzten Welt immer mehr an Bedeutung und sind bei der Behandlung zukünftiger Forschungsthemen unersetzlich. Auch für die Teilnehmer aus der Wirtschaft ist es interessant, mit jungen Forschern zu diskutieren und so auch andere Blickwinkel und Lösungsansätze kennen zu lernen.

In diesem Band und der dazugehörigen Veranstaltung in Aachen finden sich u.a. Beiträge aus den Bereichen Auslegung elektrischer und hybrider Fahrzeuge, Energiemanagement und Fahrerassistenzsysteme, Abgasbehandlung sowie innermotorische Vorgänge und Brennverfahrensentwicklung.

Die Veranstalter bedanken sich an dieser Stelle besonders bei den Sponsoren und dem Cuvillier-Verlag für die angenehme Zusammenarbeit.
Wir wünschen eine interessante Lektüre mit großem Erkenntniszugewinn.

Aachen, im Juni 2013

Für die Herausgeber
Univ.-Prof. Dr.-Ing.
Lutz Eckstein

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Inhaltsverzeichnis

Nutzerorientierte Fahrzeugkonzeptoptimierung mit Hilfe eines voll-parametrischen Gewichtsmodells **1**
Stephan Matz, Stephan Fuchs, Markus Lienkamp

Strategische Achsmomentenverteilung für elektrische und hybride Allradsysteme **13**
Claus Schulte-Cörne, Lutz Eckstein

Analyse und Neustrukturierung der Gesamtfahrzeugerprobung für Elektrofahrzeuge **27**
Patrick Stenner, Georg-Friedrich Graf, Markus Lienkamp

Einsatzorientierte Bewertung und Optimierung von Energiemanagement-maßnahmen im Kraftfahrzeug durch stochastische Kombination energetisch relevanter Betriebszustände **43**
Ralf Oberfell, Frank Gauterin, Stefan Gast

Satellitenbasiertes Kollisionsvermeidungssystem **57**
Frederic Christen, Alexander Katriniok, Lutz Eckstein, Dirk Abel

Entwicklung eines Systems zur Vermeidung von Motorrad-Auffahrunfällen **69**
Maximilian Meissner, Stefan Hans, Torsten Bertram

Konzeptvorstellung eines neuartigen kalorischen Verfahrens zur Wirkungsgradbestimmung **81**
Jerome Homann, Lutz Eckstein

Emissionen von Biokraftstoffgemischen aus Motoren mit SCR-Katalysator **101**
Christoph Pabst, Axel Munack, Jürgen Bünger, Barbara Fey, Kevin Schaper, Olaf Schröder, Jürgen Krahl

Experimentelle Untersuchung zur Wirkung von Kühlkanälen in Kolben von Pkw-Dieselmotoren **115**
Eike Stitterich, Reiner Künzel, Matthias Geisselbrecht

Optimierung des Betriebsverhaltens hochaufgeladener kleinvolumiger Ottomotoren **129**
Fabian Herbst, Peter Eilts

Das Reibverhalten der Kolbengruppe eines Pkw-Dieselmotors **143**
Thomas Deuß, Holger Ehnis, Rudolf Freier, Reiner Künzel

Die Autoren **159**

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Nutzerorientierte Fahrzeugkonzeptoptimierung mit Hilfe eines voll-parametrischen Gewichtsmodells

Stephan Matz, Stephan Fuchs, Markus Lienkamp

Kurzfassung

Nicht erst seit der Entwicklung und Markteinführung der ersten Elektrofahrzeuge zeigt sich, dass die automobile Welt sich im Umbruch befindet. Neben neuen Antriebstechnologien führen auch neue Märkte und der Wandel der traditionellen Märkte zu einer immer größeren Vielfalt an Fahrzeugmodellen. Die Anzahl der Fahrzeugmodelle und -derivate sowie Differenzierungsmöglichkeiten in der Ausstattung haben in den letzten Jahren ebenso rasant zugenommen.

Bei dem heutigen Vorgehen im automobilen Entwicklungsprozess wird ausgehend von den bisherigen Kundenanforderungen und einem Referenz- oder Vorgängerfahrzeug ein neues Fahrzeugprojekt abgeleitet. Dieses Vorgehen ist bei neuen Märkten, Kundenanforderungen oder Fahrzeugkonzepten nicht zielführend. Hier hilft der Einsatz von Prädiktionsmodellen zur Vorhersage von Fahrzeugeigenschaften, wie z.B. dem Fahrzeuggewicht bei einem gänzlich neuen Konzept.

Der Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München erforscht Fahrzeugkonzeptwerkzeuge, mit denen der automobile Entwicklungsprozess unterstützt, beschleunigt, und um innovative Lösungen ergänzt werden kann. Dieser Beitrag beschreibt ein Optimierungs-Tool für die Fahrzeugkonzeptentwicklung, das mit einem Prädiktionsmodell für das Fahrzeuggewicht verknüpft ist. Durch den Einsatz des Gewichtsprädiktionsmodells kann die Konsistenz der generierten Fahrzeugkonzepte gegenüber bestehenden Konzeptoptimierern deutlich erhöht werden.

Diese Werkzeuge können in der frühen Phase der Produktentwicklung eingesetzt werden.

1. Grenzen des heutigen Fahrzeugentwicklungsprozesses

Ausgangspunkt des heutigen (klassischen) Fahrzeugentwicklungsprozesses sind Anforderungen der zukünftigen Nutzer, die längerfristige Unternehmensstrategie und die Erfahrungen aus Vorgängerfahrzeugen. Diese werden von Fahrzeuggeneration zu Fahrzeuggeneration übernommen, um die Fahrzeugeigenschaften kontinuierlich zu verbessern. Die Ausprägung verschiedener Fahrzeugeigenschaften orientiert sich somit häufig an der technisch realisierbaren Grenze und nicht an dem tatsächlich von Nutzer benötigten Umfang. Zu Beginn der Konzeptphase werden zwar die

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

kundenrelevanten Eigenschaften festgelegt und an die jeweiligen Fachdisziplinen weitergegeben, ein Abgleich während der Konzeptausarbeitung ist allerdings nur durch subjektive Expertenabschätzungen möglich.

Dieses Vorgehen stößt bei der Entwicklung von Elektrofahrzeugen an seine Grenzen. Nur selten ist ausreichend Erfahrung von Vorgängerfahrzeugen vorhanden. Auch können bei batteriebetriebenen Fahrzeugen (Battery Electric Vehicles – BEV) nicht alle Anforderungen in gleichem Maße wie bei konventionellen Fahrzeugen erfüllt werden. Eine direkte Übernahme sämtlicher Anforderungen von konventionellen Fahrzeugen führt zu unwirtschaftlichen und ineffizienten Fahrzeugen. Aufgrund der eingeschränkten Energiedichte und der hohen spezifischen Kosten des elektrischen Energiespeichers müssen die Fahrzeuganforderungen an gewissen Stellen gezielt reduziert und an anderen Stellen gezielt herausgearbeitet werden, um in gewissen Marktsegmenten wettbewerbsfähig gegenüber konventionellen Allround-Fahrzeugen zu sein.

Entsprechend ist es erforderlich, das Fahrzeug für gewisse Einsatzbereiche wie beispielsweise Pendlerfahrten oder Kurzstrecken-Lieferdienste zu spezialisieren. Die dadurch entstehende Lücke zu konventionellen Fahrzeugen, muss in einem Szenario ohne deren Einsatz durch Mobilitätsalternativen gefüllt werden. Dies kann sich auch heute schon für Nutzer, die in einer Stadt mit gut ausgebauter Infrastruktur leben, lohnen. Bei der Entwicklung von passenden Elektrofahrzeugkonzepten muss daher von Anfang an dieser Modalsplit mit eingeplant werden. Hier ist es nicht zielführend, mit einem bestehenden konventionellen Fahrzeugkonzept zu beginnen.

2. Einsatz von Prädiktionsmodellen zur Unterstützung in der frühen Konzeptphase

Bild 1 zeigt schematisch den Wissensstand über das zu entwickelnde Fahrzeug über der Projektlaufzeit. Zu Beginn der Definitionsphase werden Eigenschaftsziele definiert. Es ist wenig Wissen über die technische Realisierung vorhanden. Diese Zieldefinition wird von den jeweiligen Fachdisziplinen während der Definitionsphase ausgearbeitet. Ein Abgleich der aktuell dargestellten Eigenschaften mit der ursprünglichen Zieldefinition erfolgt durch subjektive Expertenabschätzung. Es werden iterativ die Teilkomponenten ausgearbeitet, zu einem Gesamtfahrzeug zusammengefügt und die Zielerreichung überprüft. Bei der Entwicklung von konventionellen Fahrzeugen dient meistens eine Plattform oder ein Vorgängerfahrzeug und bestehendes Wissen aus anderen Projekten als Basis. Durch den Wegfall dieses Vorwissens bei der Entwicklung neuer Konzepte entsteht ein Zeitnachteil. Ziel verschiedener Forschungsarbeiten am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik ist es, dieses Wissensdefizit durch den Einsatz verschiedener Prädiktionsmodelle während der Entwicklung aufzuholen. Die Prädiktionsmodelle sind so gestaltet, dass sie bereits mit groben Fahrzeuginformationen verlässliche Aussagen über die zu erwartenden Fahrzeugeigenschaften erzeugen können. Diese Aussagen müssen schneller verfügbar und treffsicherer sein als die Expertenabschätzungen. Ist dieses Ziel erreicht, so kann sowohl die Iterationszeit, als auch die Anzahl der benötigten Iterationen während der Entwicklung reduziert werden. Eine solche Toolkette hilft nicht nur bei kompletten Neuentwickelungen,

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

sondern auch im klassischen Entwicklungsprozess um schneller auf Änderungen zu reagieren.

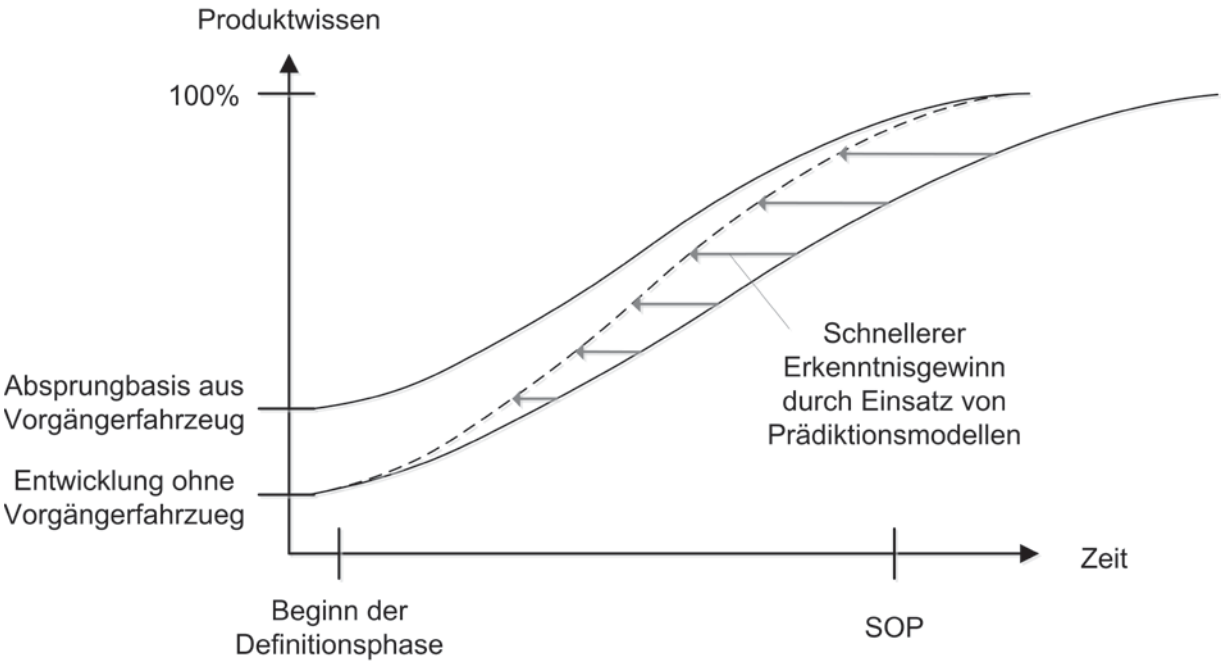


Bild 1: Wissensverlauf während der Produktentwicklung

Eine zentrale Rolle nimmt das Fahrzeuggewicht ein. Es ist zwar nicht direkt vom Kunden wahrnehmbar, beeinflusst aber mehrere kundenrelevante Eigenschaften, wie Fahrleistung, Verbrauch, Querdynamik und Materialeinsatz bei Produktion und Recycling.

3. Gewichtsprädiktion

Zur Abschätzung des Fahrzeuggewichts zu einem frühen Stand im Entwicklungsprozess wurde am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik ein Gewichtsmodell mit Fokus auf neue Fahrzeugkonzepte entwickelt [Fuc S 13a]. Dieses ermöglicht eine schnelle und unkomplizierte Abschätzung des Fahrzeuggewichts unter Berücksichtigung der Gesamtfahrzeugeigenschaften, wie z.B. Verbrauch und Fahrleistung. Dabei können unterschiedliche Fahrzeuggrundkonzepte (Zwei- oder Vier-/Fünfsitzer, elektro- oder verbrennungsmotorischer Antrieb) genauso abgebildet werden, wie unterschiedliche Strukturmaterialien und Fahrzeugformen und eine Vielzahl von Ausstattungsvarianten.

Das Gewichtsmodell besteht aus rund 60 Teilmodellen für Unterbaugruppen. Diese Teilmodelle sind entweder empirischer Art, basierend auf Daten von Referenzfahrzeugen, oder physikalischer Art, wie z.B. bei Teilen des Antriebstrangs.

Ausgangspunkt der Gewichtsbestimmung ist ein parametrisiertes Fahrzeug (Bild 2). Die Eingangsdaten sind Grundparameter der Fahrzeugauslegung wie beispielsweise Länge, Breite, Höhe, Anzahl Sitzplätze, Windschutzscheibenwinkel etc., und können

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

entweder direkt vom Benutzer eingegeben oder aus anderen vorgelagerten Berechnungsstufen übernommen werden.

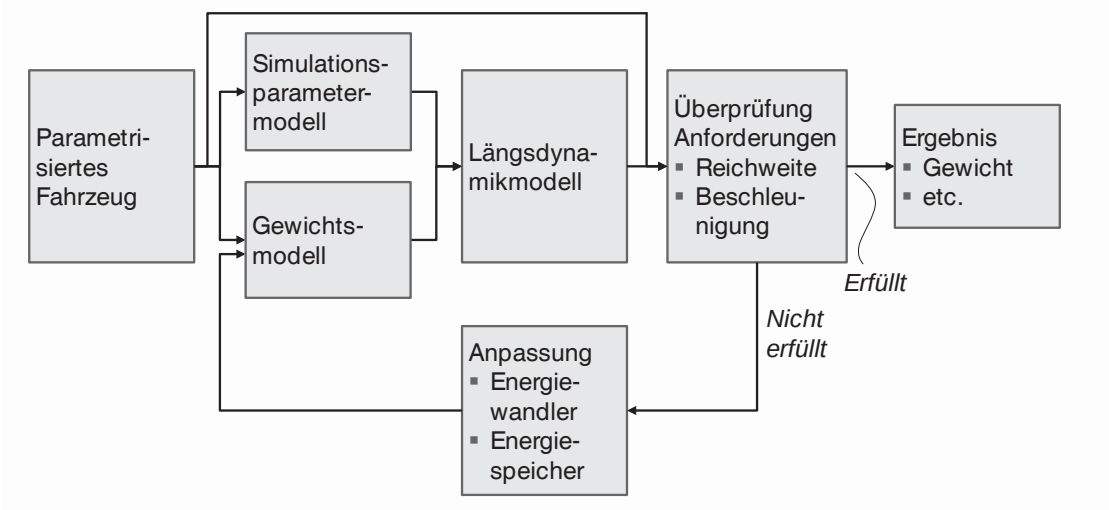


Bild 2: Ablaufschema Gewichtsprädiktion

Auf Basis dieser Größen werden die Simulationsparameter (c_W-Wert, Rollwiderstand, etc.) für eine Längsdynamiksimulation abgeschätzt. Parallel dazu werden die Gewichte der Unterbaugruppen mit den Teilmodellen bestimmt und zu einem Gesamtgewicht addiert.

Hieran schließt sich eine Längsdynamiksimulation an, mit der die Fahrzeugeigenschaften Reichweite und Beschleunigungsvermögen überprüft werden. Sofern erforderlich, werden die Energiespeicherkapazität und/oder Motorleistung sowie Eigenschaften des Antriebstrangs automatisch durch das Modell angepasst. Hierdurch ändern sich die Gewichte der modifizierten Bauteile, also z.B. des Motors (Primäreffekt), was eine erneute Gewichtsberechnung erforderlich macht. Dabei werden die Gewichtsauswirkungen auf weitere Bauteile berücksichtigt, so z.B. dem Fahrwerk (Sekundäreffekt). Anschließend erfolgt eine erneute Längsdynamiksimulation, und ggf. eine erneute Anpassung von Komponenten.

Diese Schritte werden iterativ so lange widerholt, bis das Modell konvergiert ist. Ergebnis der Gewichtssimulation ist das Gesamtgewicht des Fahrzeugs, aufgeschlüsselt nach Komponenten, sowie weitere Größen wie beispielsweise Motorleistung und Batteriekapazität.

Das ermittelte Gewicht kann nun direkt ausgewertet werden, oder an weitere Prozesse/Simulationsmodelle weitergegeben werden. Ebenfalls lassen sich mit einer ähnlichen Methodik weiterführende Berechnungen ausführen und so z.B. die CO2-Lebenszyklusemissionen abschätzen. Für Details hierzu wird auf [Fuc S 13b, Fuc S 13c] verwiesen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

4. Einbindung verschiedener Prädiktionsmodelle in einen Optimierungszyklus

Der Einsatz von Prädiktionsmodellen macht die Vorhersage von Fahrzeugeigenschaften nicht nur schneller, sondern ermöglicht durch Wegfall der Expertenabschätzung auch eine Automatisierung des Entwicklungsprozesses. Aufgrund der abstrakten Modelle, die hierbei zum Einsatz kommen, macht dies vor allem in der Konzeptphase Sinn. Wie in Kapitel 1 beschrieben, ist es sinnvoll, Elektrofahrzeugkonzepte in Kombination mit anderen Verkehrsmitteln zu betrachten. Das Elektrofahrzeug soll die bestehende Infrastruktur möglichst gut ergänzen, so dass keine Einbußen für den Kunden entstehen. Um die relevanten Eigenschaften herauszuarbeiten und die weniger wichtigen zu identifizieren, muss der Modalsplit bei der Konzeptentwicklung mit einbezogen werden. Die Automatisierung erlaubt es, für jeden Nutzer zunächst ein individuelles Konzept zu erzeugen. Das Clustern der Nutzer erfolgt erst nach der Fahrzeugkonzeptableitung. Da dieser Prozess nichtlinear ist, ist eine Nutzerclusterung vor der Konzepterstellung, wie sie in der klassischen Konzeptentwicklung erfolgt, eigentlich nicht zulässig.

Input der Konzeptoptimierung sind die Kundenfahrten, sowie die verfügbare Infrastruktur und bewährte Eigenschaften des Vorgängerfahrzeuges in Form von Randbedingungen. Die Ergebnisse sind ein Fahrzeugkonzept und die dazu passenden Einsatzmöglichkeiten. Bild 3 zeigt schematisch den Optimierungsprozess.

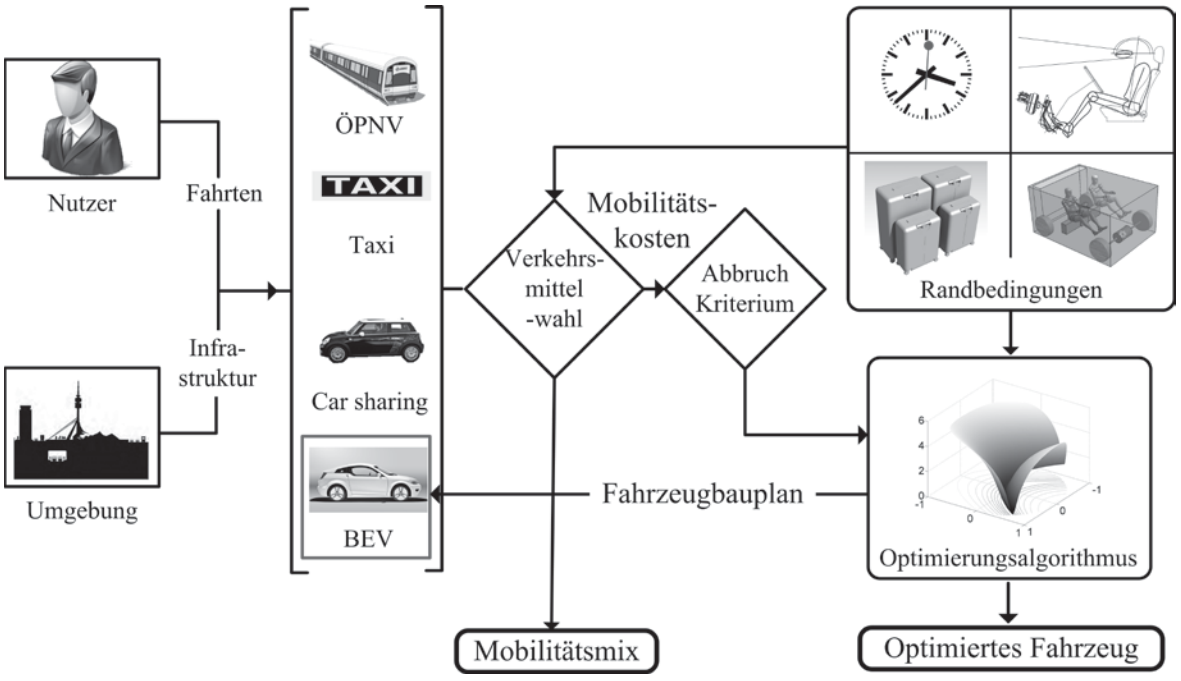


Bild 3: Optimierungsprozess

Das Nutzerverhalten ist mit Hilfe der GPS und Beschleunigungssensoren von Smartphones aufgezeichnet. Es liegt für jeden Nutzer in Form eines Positions- und Geschwindigkeitsschriebs über der Zeit für jede absolvierte Fahrt vor [Rit 11]. Die Verkehrsinfrastruktur wird über das verfügbare Angebot von öffentlichem Nah- und Fernverkehr, Taxiangebot und Car Sharing Anbietern beschrieben.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Für jede Fahrt des Nutzers wird neben dem Elektrofahrzeug auch nach einer Verbindung mit öffentlichen Verkehrsmitteln, Taxi und Car Sharing Fahrzeugen gesucht. Für jedes Verkehrsmittel ist ein separates Modul implementiert. Die Taxi und Car Sharing Module sind im Beitrag [Mat 13a] erläutert.

Die Suche nach einer Verbindung mit öffentlichen Verkehrsmitteln erfolgt mit Hilfe des Start- und Endpunktes durch eine kombinierte Anfrage bei Google Maps und dem Münchner Verkehrsverbund. Die genaue Vorgehensweise ist im Beitrag [Mat 13b] erläutert.

Die Zielfunktion beschreibt die Mobilitätskosten des Nutzers pro Monat. Es werden für jede Fahrt die Kosten jedes Verkehrsmittels berechnet und anschließend die jeweils günstigsten Alternativen zu den Gesamtkosten kombiniert.

In einer Optimierungsschleife wird einzig der Aufbau des privaten Elektrofahrzeuges so variiert, das die Gesamtkosten minimal werden. Die Kosten der anderen Verkehrsmittel bleiben konstant. Die Gesamtkosten setzen sich aus den Fahrtkosten und Abschreibungs- sowie Wartungskosten des BEV zusammen. Dies geschieht unter Berücksichtigung verschiedener Randbedingungen. Geometrische Randbedingungen sorgen für ein kompatibles Package und stellen ergonomische und gesetzliche Anforderungen sicher. Logistische Randbedingungen definieren Ausschlusskriterien für den Einsatz des Elektrofahrzeuges. Diese sind eine zu geringe Reichweite, eine zu lange Fahrtdauer, zu wenig Sitzplätze oder ein zu kleiner Kofferraum.

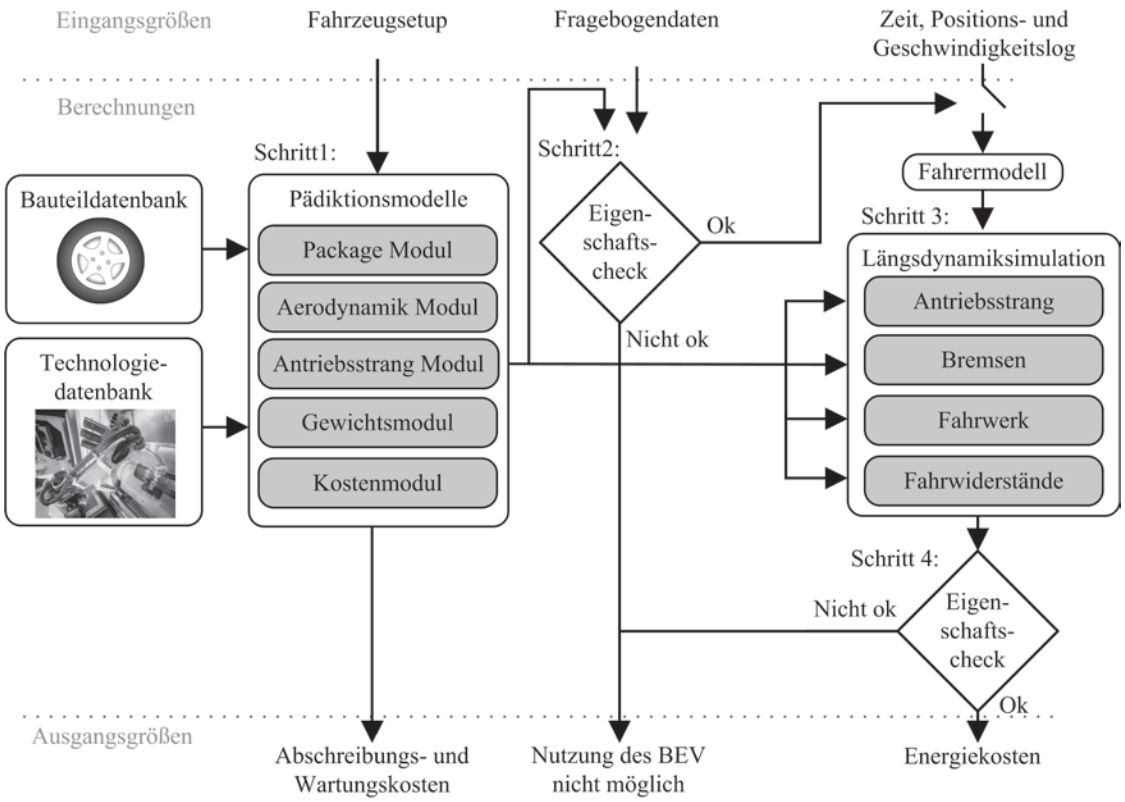


Bild 4: Eigenschaftsbestimmung des BEV

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Die Eigenschaften des BEV sind durch ein Längsdynamikmodell zur Berechnung von Verbrauch und Fahrleistungen und durch ein Packagemodell abgebildet. Der Fahrzeugbauplan wird, wie in Bild 4 dargestellt, durch die Optimierungsparameter gesteuert. Es ist jedoch nicht jeder Modellparameter direkt mit einem Optimierungsparameter besetzt. Die Optimierungsparameter beschreiben die Fahrzeugabmessungen, aus welchen Komponenten das Fahrzeug zusammengesetzt werden soll und deren Positionen. Beim virtuellen Fahrzeugzusammenbau werden dann die entsprechenden Komponenten beziehungsweise Technologien aus der Bauteil und Technologiedatenbank [Fuc J 12] geladen und mit Hilfe der in Kapitel 2 beschriebenen Prädiktionsmodelle die Gesamtfahrzeugeigenschaften bestimmt. Es ist das in Kapitel 3 beschriebene Gewichtsmodell, ein Packagemodul [Mat 13b], ein Aerodynamikmodul [Fuc S 13a], ein Antriebsstrangmodul [Pes 13] und ein Kostenmodul [Koc 13] implementiert. Diese Daten dienen zur Parametrierung des Längsdynamik- und des Packagemodells.

Vor der Längsdynamiksimulation findet eine Überprüfung des Fahrzeugpackage statt. Ausschlusskriterien sind eine zu geringe Sitzplatzanzahl oder ein zu kleiner Kofferraum für die aktuell zu absolvierende Fahrt. In einer Vorwärtssimulation wird der Energieverbrauch und die benötigte Reisezeit des Fahrzeuges ermittelt. Der Fahrerregler fährt die vom Nutzer vorgegebene Strecke nach. Sollte die Motorleistung nicht ausreichen um der Vorgabe zu folgen, verlängert sich die Reisezeit entsprechend. Nur wenn die Reisezeit die Vorgabe um nicht mehr als 30 Prozent übersteigt und eine Restreichweite von 20 km gewährleistet ist, wird die Fahrt mit dem Elektrofahrzeug zugelassen. Die benötigten Energie- sowie Abschreibungs- und Wartungskosten werden an die Zielfunktion zurückgegeben.

Durch die Formulierung einer Zielfunktion (Mobilitätskosten) und die Definition von Randbedingungen kann die Suche nach dem bestmöglichen Fahrzeugkonzept nun automatisiert durchgeführt werden. Zur Lösung dieses Optimierungsproblemes wurde in [Mat 13a] der genetische Optimierungsalgorithmus NSGA2 ausgewählt.
Mit Hilfe dieses Algorithmus lassen sich vieldimensionale und allgemein formulierte Probleme lösen. Er hat sich außerdem in den Arbeiten [Kuc 11] und [Wie 12] als geeignet erwiesen.

5. Ergebnisse aus Konzeptoptimierung und Gewichtsabschätzung

Ergebnis der Konzeptoptimierung ist ein nutzerindividuelles Fahrzeugkonzept, sowie der mit diesem Fahrzeug günstigste Modalsplit. Das Fahrzeugkonzept besteht aus Komponentenspezifikationen und einem Packagemodell. Es ist so abgestimmt, dass sich in Kombination mit den anderen verfügbaren Verkehrsmitteln die für den Nutzer günstigsten Gesamtkosten ergeben. Die in diesem Beitrag gezeigten Ergebnisse sind exemplarisch mit vier Nutzern einer Nutzergruppe erzeugt. Diese Gruppe besteht aus Probanden, die als Käufer für Elektrofahrzeuge in Frage kommen. Dies bedeutet, dass sie ein ausreichend hohes Einkommen haben, und über eine Garage mit Lademöglichkeit verfügen. Die Nutzer besitzen einen konventionell angetriebenen PKW. Detaillierte Ergebnisse der Konzeptoptimierung eines Einzelnutzers sind in [Mat 13b] dargestellt.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Es ist jedoch aus Sicht des Fahrzeugherstellers unmöglich, jedem Nutzer ein individuelles Fahrzeug anzubieten. Erst ab einer gewissen Stückzahl ist ein Konzept auch wirtschaftlich sinnvoll. Gesucht ist ein Fahrzeugkonzept, das für den Einzelnen nur eine geringe Abweichung zum Optimum zeigt, aber gleichzeitig möglichst viele Nutzer abdeckt. Der dargelegte Optimierungsprozess lässt sich ohne Änderung auch auf eine Gruppe von Nutzern anwenden, um ein Fahrzeugkonzept für diese Nutzergruppe zu erhalten. Entscheidend ist hierbei die Bildung der Nutzergruppe. Aufgrund der Nichtlinearität des Konzeptentwicklungsprozesses erfolgt die Nutzerclusterung in diesem Beitrag erst nach der Konzepterstellung anhand der beschriebenen Zielfunktion. Es wird zunächst für jeden Nutzer das individuell beste Konzept ermittelt. Im zweiten Schritt werden die Kosten, die jedem Nutzer mit jedem der anderen Konzepte entstehen würden, berechnet und die Ergebnisse in einer in Bild 5 dargestellten Matrix aufgetragen.

Nutzer \ Konzept	1	2	3	4
1	**426 €**	434 €	438 €	440 €
2	1.304 €	**1.156 €**	1.270 €	1.292 €
3	302 €	285 €	**279 €**	301 €
4	496 €	472 €	480 €	**471 €**

Bild 5: Konzeptmatrix

Um die Abweichungen vergleichbar zu machen, sind die Kosten in Bild 6 auf das für den jeweiligen Nutzer optimale Konzept normiert.

Nutzer \ Konzept	1	2	3	4
1	**1,00**	1,02	1,03	1,03
2	1,13	**1,00**	1,10	1,12
3	1,08	1,02	**1,00**	1,08
4	1,05	1,00	1,02	**1,00**

Bild 6: Normierte Konzeptmatrix

Nun kann spaltenweise das Konzept mit den meisten Nutzern gesucht werden. Es ist eine Grenze für eine maximale Abweichung von der optimalen Lösung definiert. Alle Konzepte innerhalb dieser Grenze sind noch zumutbar, die anderen nicht mehr. Wird die Grenze sehr eng gesetzt, passt für jeden Nutzer nur das für ihn optimierte Konzept. Wird sie sehr weit gesetzt, so passen alle Konzepte für jeden Nutzer. Es kann nicht mehr ausreichend differenziert werden. In diesem Beispiel zeigt sich bei einer zumutbaren Kostensteigerung von 4 Prozent eine gute Differenzierung der Konzepte. Wie Bild 7 zeigt, passt Fahrzeugkonzept 2 auf die Anforderungen aller 4 Nutzer.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

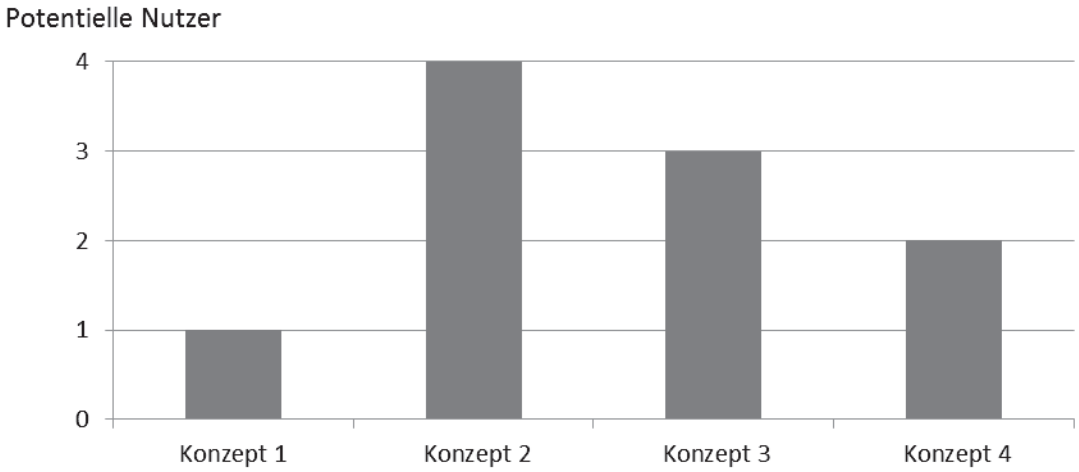


Bild 7: Konzepteignung

Konzept 2 ist ein Zweisitzer mit Vorderradantrieb, einer Reichweite von 60 km und einer Länge von 2,7 m, einer Breite von 2 m und einer Höhe von 1,5 m. Das Leergewicht beträgt 977 kg. Für die Nutzergruppe ergibt sich der in Bild 8 gezeigte Modalsplit. Die angegebene Reichweite von 60 km bezieht sich auf die 42 Prozent der Fahrten mit dem BEV. Diese sind hauptsächlich in der Stadt bei niedrigen Geschwindigkeiten. Aufgrund der höheren Geschwindigkeiten ergeben sich bei Auslegung nach NEFZ eine niedrigere Reichweite, oder ein höheres Fahrzeuggewicht.

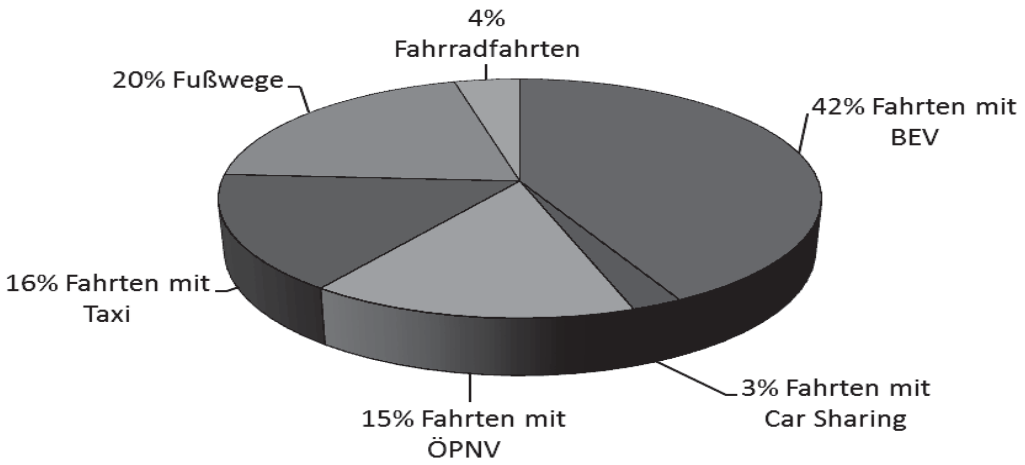


Bild 8: Modalsplit optimiert [Anzahl Fahrten]

Die Gewichtsabschätzung liefert Gewichtsangaben für die unterschiedlichen Komponentengruppen des jeweils simulierten Fahrzeugkonzepts. Bei einer Variation der Reichweite, einem der wesentlichen Gewichtstreiber bei einem BEV, steigt bei unveränderten Fahrzeugparametern das Gewicht mit der Reichweite überproportional an (Bild 9). Hauptfaktor ist hier die Batterie, während Karosserie, Antriebstrang und Fahrwerk nur leicht ansteigen. Die Komponenten aus dem Bereich Interieur, Exterieur und der Elektronik bleiben dabei weitgehend unverändert im Gewicht.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

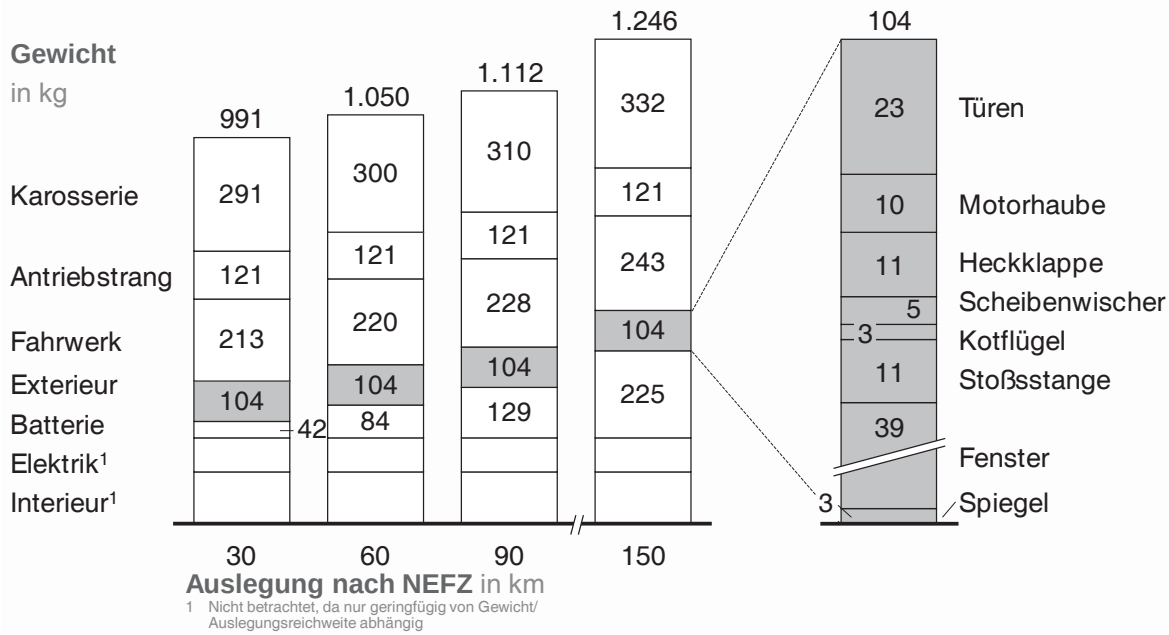


Bild 9: Abhängigkeit des Fahrzeuggewichts von der Auslegungsreichweite

Ein Vergleich der Modellergebnisse mit dem im Detail von Eckstein [Eck 11] analysierten Mitsubishi i-MiEV ergibt nur geringe Abweichungen (Bild 10). Bezogen auf die simulierten Bereiche des Gesamtfahrzeugs ist der Unterschied bei ca. 1 Prozent. Die größten Unterschiede bestehen dabei im Bereich des Fahrwerks (12 Prozent). Hier unterscheidet sich die Bauart des i-MiEV von den derzeit im Gewichtsmodell hinterlegten Referenzfahrzeugen. In den anderen simulierten Bereichen ist die Abweichung geringer, bei der Karosserie beträgt diese 3 Prozent (inklusive Exterieur-Bauteile), bei dem Antriebsstrang (inklusive der Batterie) 1 Prozent. Eine verbleibende Unschärfe im Vergleich ist dabei jedoch, dass eine identische Zuordnung der Bauteile zu Baugruppen bei den beiden Fahrzeugen nicht sichergestellt werden kann. Anhand der verfügbaren Informationen mussten für die Zuordnung und Materialien z.T. Annahmen getroffen werden.

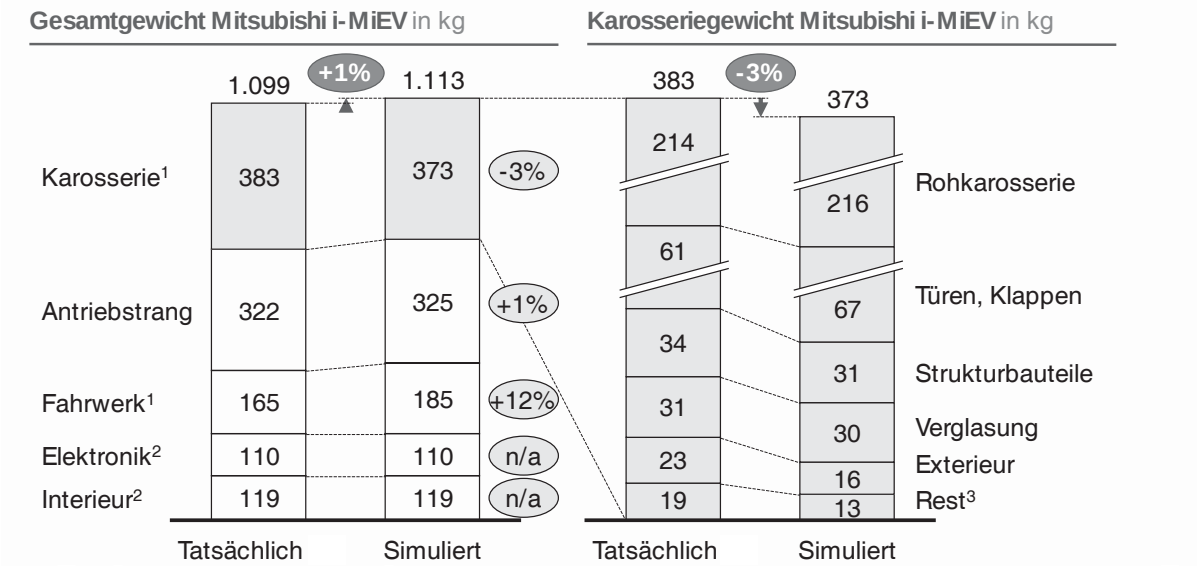


Bild 10: Vergleich tatsächliches vs. simuliertes Gewicht des Mitsubishi i-MiEV

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde dargelegt, warum sich Prädiktionsmodelle besonders in der frühen Konzeptphase und bei Neuentwicklungen eignen, um Entwicklungszeit zu sparen. Die Kenntnis des Fahrzeuggewichtes ist in der frühen Entwicklungsphase besonders relevant, da es viele andere Fahrzeugeigenschaften beeinflusst und einer Zielabweichung frühzeitig gegengesteuert werden muss. Es wird erklärt, wie mit Hilfe eines Gewichtsprädiktionsmodelles das Fahrzeuggewicht aus Grobkonzeptdaten ermittelt werden kann.

Durch den Einsatz von Prädiktionsmodellen ist es außerdem möglich geworden, den Konzeptentwicklungsprozess zu automatisieren und in eine Optimierungsschleife einzubinden. Aufgrund der Verknüpfung von Elektrofahrzeugen mit öffentlichen Verkehrsmitteln oder Car Sharing Fahrzeugen ist eine Verkehrsmittelübergreifende Konzeptoptimierung besonders interessant. Es wurde dargelegt, wie ein solcher Optimierungsprozess für die Fahrten eines Nutzers und auch einer Nutzergruppe aussehen kann. Am Bespiel von 4 Nutzern wurde eine Strategie zur Nutzerclusterung vorgestellt.

Im weiteren Vorgehen muss das Optimierungsprinzip auf eine größere Nutzergruppe angewandt werden, um statistisch relevante Aussagen treffen zu können. Erweisen sich die Ergebnisse als valide, kann das Tool sowohl begleitend zur Fahrzeugkonzeptentwicklung, als auch zur Untersuchung verschiedener Szenarien mit variierender Infrastruktur eingesetzt werden.

Danksagung

In diesen Fachbeitrag sind Ergebnisse der Semester-, Bachelor-, Master- und Diplomarbeiten von Florian Ertl, Petar Gardijan, Christian Jakob, Chenhui Hu, Felix Kaufmann, Piotr Konopka, Matthias Schaffer und Markus Scholz eingeflossen. Die Autoren bedanken sich herzlich für die Mitarbeit. Das Projekt wurde aus lehrstuhleigenen Mitteln des FTM finanziert.

Literatur

[Fuc S 13a] Fuchs, S.; Lienkamp, M.: Parametrische Gewichts- und Effizienzmodellierung für neue Fahrzeugkonzepte, ATZ, 115. Jahrgang, S. 232 – 239, 2013.

[Fuc S 13b] Fuchs, S.; Lienkamp, M.: Modellierung des Gewichtseinflusses von Parametervariationen bei Elektrofahrzeugkonzepten, 6. Landshuter Leichtbau-Colloquium, Landshut, 2013.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

[Fuc S 13c] Fuchs, S.; Lienkamp, M.: Parametrische Gewichts- und Emissionsmodellierung für neue Fahrzeugkonzepte, Grazer Symposium Virtuelles Fahrzeug, Graz, 2013, noch nicht veröffentlicht

[Eck 11] Eckstein, L.; Göbbels, R.; Wohlecker, R.: Benchmarking des Elektrofahrzeugs Mitsubishi i-MiEV, ATZ, 113. Jahrgang, S. 964 – 970, 2011.

[Mat 13a] Matz, S.; Lienkamp, M.: Optimisation of vehicle concepts in a multimodal environment with regard to user benefit, Conference on Future Automotive Technology, 19.03.2013, noch nicht veröffentlicht

[Mat 13b] Matz, S.; Lienkamp, M.: Nutzerorientierte Optimierung von Fahrzeugkonzepten in einer multimodalen Verkehrsumgebung, Grazer Symposium Virtuelles Fahrzeug, Graz, 2013, noch nicht veröffentlicht

[Kuc 11] Kuchenbuch, K.; Vietor, T.; Stieg, J.: Optimierungsalgorithmen f□ür den Entwurf von Elektrofahrzeugen, ATZ, Issue: 2011-7/8

[Wie 12] Wiedemann, E.; Meurle, J.; Lienkamp, M.: Optimization of Electric Vehicle Concepts Based on Customer-Relevant Characteristics, SAE International, 04/16/2012

[Rit 11] Ritzer, J.; Pesce, T.; Schickram, S.; Lienkamp, M.: Einsatz von Smartphones zur Erfassung von mobilitätsrelevanten Daten in Flottenversuchen –Mobilitätsuntersuchungen mit Elektrofahrzeugen, Automobiltechnisches Kolloquium, München, 03. 2011

[Fuc J 12] Fuchs, J.; Riemenschneider, T.; Huber, R.; Lienkamp, M.: Impact of Electrification on the Vehicle Concept – Potential of Determining Components and Technologies, Conference on Future Automotive Technology, 2012

[Koc 13] Kochhan, R.; Lim, J.; Knackfuß, S.; Lienkamp, M.; Gleyzes, D.: Total Cost of Ownership and Willingness-to-Pay for Private Mobility in Singapore, 5th International Conference on Sustainable Automotive Technologies, Ingolstadt, 25-27 Sept. 2013, noch nicht veröffentlicht

[Pes 13] Pesce, T.; Lienkamp, M.: Ein Werkzeug zur Spezifikation von effizienten Antriebstopologien für Elektrofahrzeuge, Dissertation am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der TU München, Garching bei München, noch nicht veröffentlicht

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Strategische Achsmomentenverteilung für elektrische und hybride Allradsysteme

Claus Schulte-Cörne, Lutz Eckstein

Kurzfassung

Die Hybridisierung von Fahrzeugantrieben lässt deren Systemkomplexität stetig steigen. Gleichsam existiert eine Vielzahl von Anforderungen an ein Antriebssystem, wodurch eine optimale Lösung für diese multikriterielle Fragestellung nur durch einen holistischen Ansatz gefunden werden kann, der alle dafür relevanten Parameter integriert und hinsichtlich ihrer Synergien betrachtet. Dies beinhaltet neben der Vernetzung der einzelnen Anforderungen auch eine integrierte Betrachtung der Antriebsstrangauslegung und der Betriebsstrategie.

In Folge dieser Hybridisierung und Elektrifizierung des Antriebsstrangs ergeben sich vielfältige Möglichkeiten, das Antriebssystem für die spezifische Anwendung bedarfsgerecht zu konzipieren. Unter anderem ergeben sich auch neue Allrad-Konfigurationen, bei denen neben den klassischen Wunschparametern Traktion und Fahrdynamik auch die Effizienz bezogen auf den Antriebsstrang in den Fokus der Systemoptimierung rückt.

Im Rahmen dieses Beitrags wird eine Methodik vorgestellt, die das verschiedenste Anforderungen beinhaltende Spannungsfeld fassen und mittels analytischer Betrachtungen einerseits und einer Nutzenbewertung innerhalb eines generischen Algorithmus andererseits eine optimale Systemlösung entwickeln kann. Bei der Integration der Nutzenbewertung in den generischen Algorithmus ist es notwendig, die Systemvariablen zu reduzieren und mittels analytischer Systemuntersuchungen autonome teiloptimale Lösungen zu entwickeln. Daher wird in Kapitel 3 anhand einer kombinierten hybriden Antriebsstrangkonfiguration eine wirkungsgradoptimale Zugkraftverteilung bei gleichzeitiger Berücksichtigung der primären Einflussparameter hergeleitet und mit längs- und querdynamischen Anforderungen koordiniert.

Bei der Bestimmung wirkungsgradoptimaler Verteilungsfaktoren des Antriebsmomentes für den elektrischen und hybriden Fahrbetrieb, werden zunächst relevante Führungsgrößen zur Steuerung identifiziert, die potenzielle Störgrößen möglichst direkt eliminieren. Darauf aufbauend wird eine effizienzoptimale Zugkraftverteilung hergeleitet und analysiert. Zusätzlich wird innerhalb des hybriden Fahrbetriebs die Berechnung einer wirkungsgradoptimalen Lastpunktanhebung/-absenkung (LPV) in die Effizienzbetrachtung der optimalen Zugkraftverteilung integriert und abschließend eine Koordination dieser innerhalb der Fahrdynamik diskutiert. Der Beitrag schließt mit einem Fazit und einer Rekapitulation der Ergebnisse.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

1. Einleitung

Die Erkenntnis, dass fossile Energieträger in absehbarer Zeit zur Neige gehen werden [1], die steigenden Energiekosten sowie der Wunsch, die antropogenen CO_2-Emissionen global zu begrenzen, haben bereits in den letzten Jahren die Automobilhersteller und Zulieferer dazu veranlasst immer effizientere Verbrennungsmotoren zu entwickeln. Parallel dazu werden große Anstrengungen unternommen gänzlich neue Antriebskonzepte zu entwickeln und in den Markt einzuführen. Als Kombination aus bewährter Technik und innovativen Neuentwicklungen haben sich elektrische Hybridfahrzeuge als vielversprechende Übergangslösung herauskristallisiert, die es ermöglichen, die fossilen Energiereserven mit einem Maximum an Effizienz zur individuellen Fortbewegung zu verwenden. Insbesondere Plug-In Hybride werden als effizienter Zwischenschritt zur lokal emissionsfreien Elektromobilität angesehen.

Im Rahmen dieser Hybridisierung und Elektrifizierung des Antriebsstrangs ergeben sich vielfältige Möglichkeiten, das Antriebssystem für die spezifische Anwendung bedarfsgerecht zu konzipieren. Durch die multiplen Anforderungen an ein Fahrzeug beziehungsweise an sein Antriebskonzept, wie Kosten, Energieeffizienz, Fahrleistungen, Lebensdauer, Kundennutzen, etc., ist die Auslegung des Antriebssystems und der Betriebsstrategie durch Kompromisse und Zielkonflikte geprägt.

Eine optimale Systemlösung ist daher nur zu erreichen, wenn diese Anforderungen umfassend und integriert betrachtet werden und so eine gezielte Systemoptimierung vorgenommen werden kann. Um aber eine multikriterielle Optimierung vornehmen zu können, ist es unerlässlich, einerseits die Zielgrößen (Anforderungen) zu reduzieren und andererseits den Variablenraum (Systemparameter) einzugrenzen.

Eine vielversprechende Möglichkeit zur Reduktion der Zielwerte der Optimierung stellen Bewertungsverfahren, insbesondere die Nutzwertanalyse dar. Diese ermöglicht es, verschiedene Anforderungen nachvollziehbar zueinander zu gewichten und in Abhängigkeit ihrer Ausprägung zu charakterisieren. Auf Seite des Variablenraums können Korrelationen zwischen den Auslegungsvariablen der Dimensionierung und der Betriebsstrategie so genutzt werden, dass diese im Rahmen analytischer Funktionen verknüpft und somit reduziert und mithin systembedingte Kriterien dauerhaft erfüllt werden.

Um den Umfang einer solchen Betrachtung handhabbar zu machen, ist es unerlässlich, innerhalb der einzelnen Teilsysteme, die nur singuläre Ausprägungen besitzen, analytisch optimierte Lösungen zu verwenden. Hierzu wird im Rahmen dieses Beitrags beispielhaft aus dem Bereich der Betriebsstrategie die Zugkraftverteilung bei hybriden Allradsystemen angeführt und diese durch eine analytische Optimierung als Systemvariable eliminiert.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

2. Methodik

In diesem Kapitel wird die Methodik zur Erlangung einer optimierten Systemlösung dargestellt (Abbildung 1). Zunächst werden ausgehend von der Anforderungsanalyse die für ein Plug-In Hybridsystem relevanten Kriterien identifiziert. Diese werden daraufhin auf Dominanz geprüft, wobei Dominanz bedeutet, dass einzelne Kriterien automatisch durch andere erfüllt werden können. Aus diesen Anforderungen ergibt sich ein Spannungsfeldzwischen der Erfüllung der selbigen und der Projektion auf technische Auslegungs-Parameter der Dimensionierung und Betriebsstrategie.

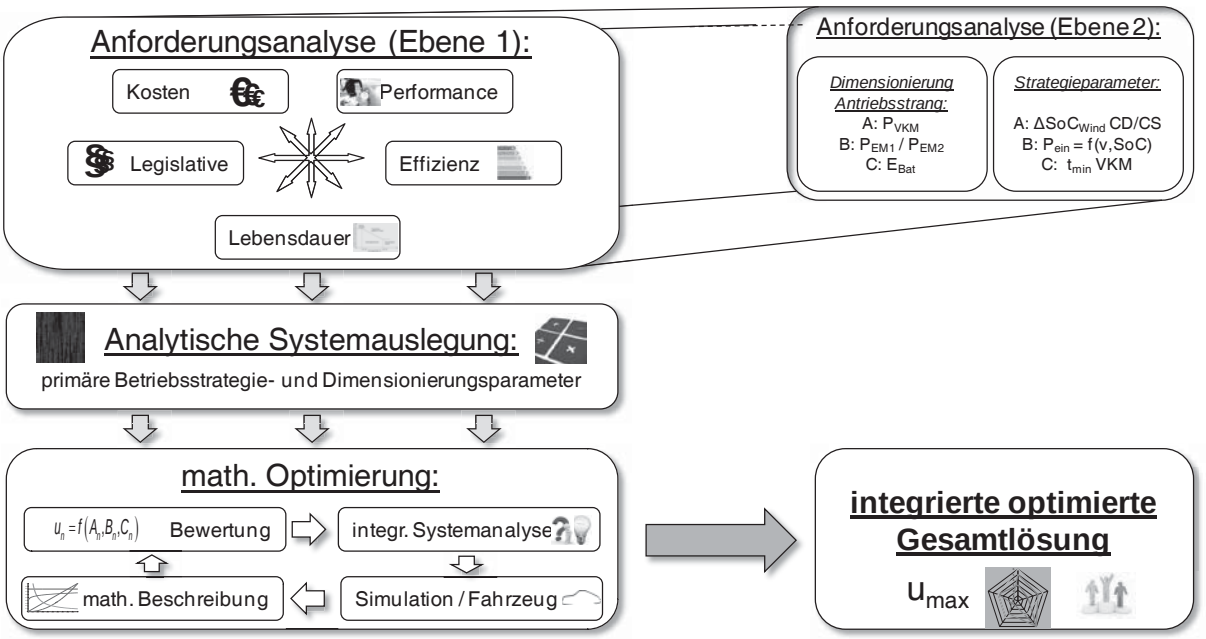


Abbildung 1: Methodik zur Systemoptimierung

Darauf folgend werden auf Basis dieses Spannungsfeldes analytisch die benötigten Dimensionierungs- und Betriebsstrategieparameter abgeleitet. Bei dieser Analyse werden mit Hilfe der Interaktionen zwischen den Anforderungen und den Auslegungsparametern Bedingungen identifiziert, die einerseits eine Reduktion der Systemvariablen erzielen und andererseits eine Vorauslegung des Systems ermöglichen.

Die anschließende Optimierung mittels einer Bewertungsmethodik und eines generischen Algorithmus ist in Abbildung 2 detaillierter dargestellt.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

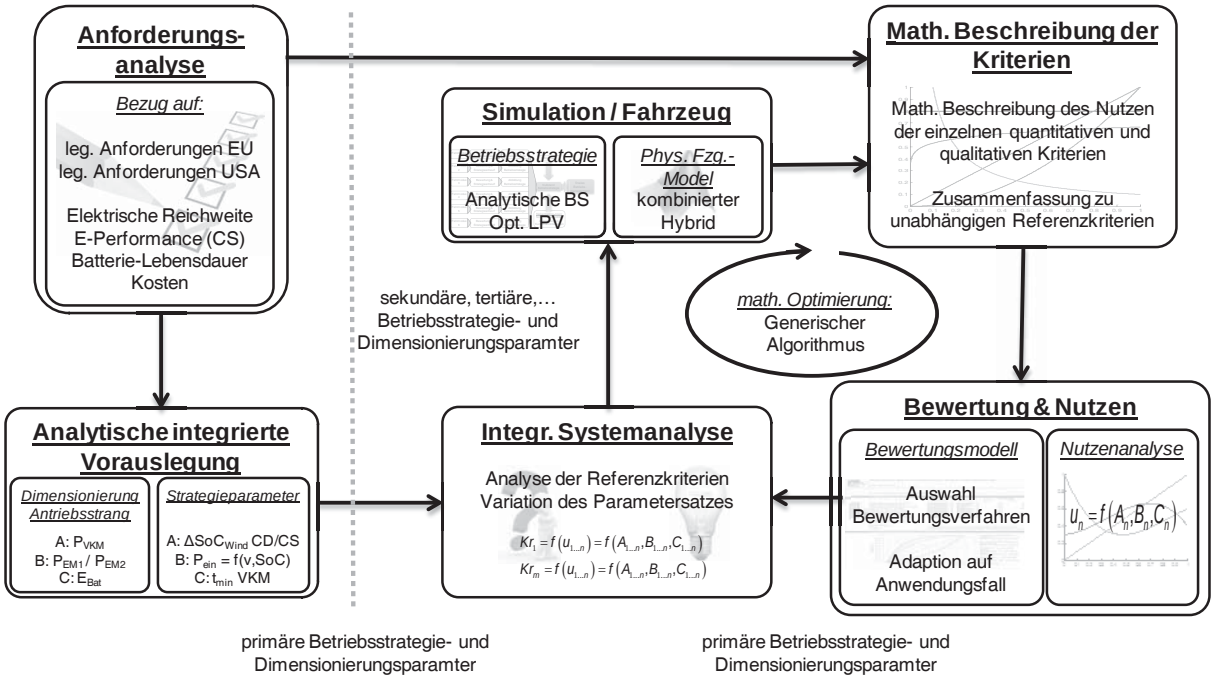


Abbildung 2: Lösungsansatz

Ausgehend von der Vorauslegung werden innerhalb der integrierten Systemanalyse die zur Simulation benötigten Parametersätze bestimmt. Die Ergebnisse der Simulation werden dann in abstrakte Kriterien überführt, um die Systemeigenschaften je nach Ausprägung quantitativ oder qualitativ zu erfassen und eine Gesamtbewertung vornehmen zu können. Aus der Gesamtnutzenanalyse wird dann auf zu modifizierende Parameter für die nächste Generation geschlossen und der Algorithmus in die nächste Generation überführt. Durch dieses Vorgehen ersetzt das Bewertungsmodell die Kostenfunktion des generischen Algorithmus, wodurch diese deutlich komplexer gestaltet und die Bewertungen der Teilanforderungen in ihren einzelnen Ausprägungen genauer charakterisiert und beschrieben werden können.

Im Rahmen dieser Methodik ist es unerlässlich die Vielzahl an Systemparametern aus der Systemauslegung und der Betriebsstrategie zu reduzieren, da nur eine begrenzte Zahl an Optimierungsparametern innerhalb eines generischen Algorithmus zu verarbeiten ist. Da die Parameterreduktion unerlässlich ist, wird im Folgenden auf die analytische Herleitung einer optimierten Zugkraftverteilung explizit eingegangen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

3. Betriebsstrategie – Strategisches Allradmanagement

Die Zugkraftverteilung innerhalb hybrider oder elektrischer Allradsysteme beeinflusst maßgeblich die Effizienz sowie die Quer- und Längsdynamik des Fahrzeugs.

Im vorliegenden Beitrag wird ein leistungsverzweigter Hybridantriebsstrang betrachtet, welcher in Abhängigkeit je verwendeter Klassifikation auch als kombinierter Hybrid bezeichnet wird. Die Antriebsstrangstruktur ist in folgender Abbildung 3 gegeben.

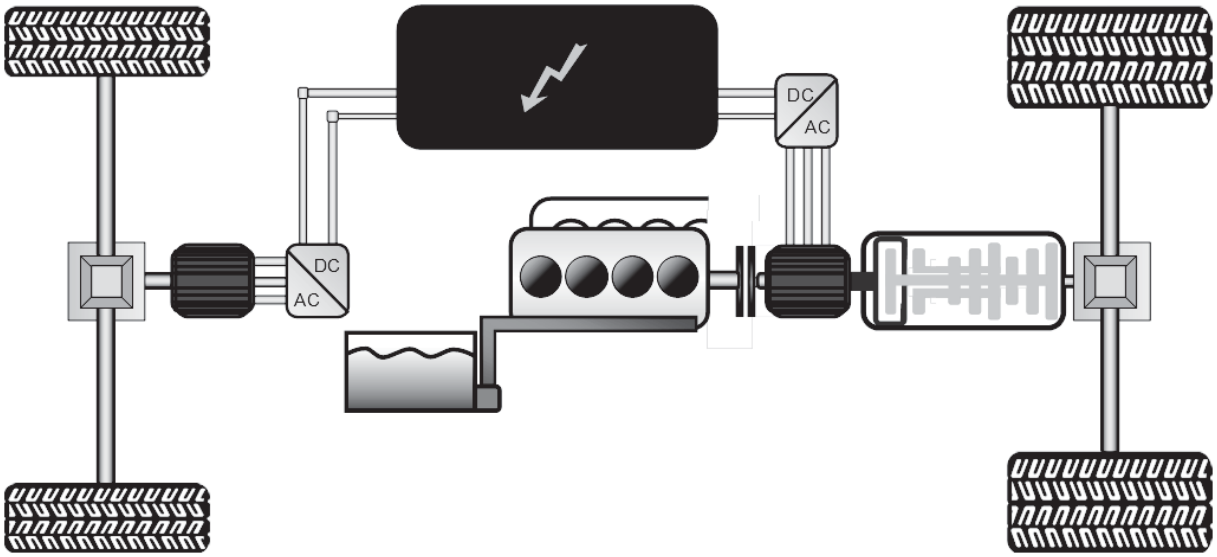


Abbildung 3: Struktur Antriebsstrang

Das betrachtete System verfügt über eine parallele Hybridstruktur an der Hinterachse und eine elektrisch gekoppelte Vorderachse. Um einen rein elektrischen Betrieb zu gewährleisten existiert eine Trennkupplung zwischen Verbrennungsmotor und hinterer E-Maschine. Die Verbrennungsmotor/E-Maschinen-Kombination der Hinterachse ist in ihrem Drehzahlband aufeinander abgestimmt und über ein automatisiertes 7-Gang Schaltgetriebe mit dem Hinterachsdifferenzial verbunden. Beide Achsgetriebe sind so ausgelegt, dass über den gesamten Geschwindigkeitsbereich ein Allradbetrieb gewährleistet werden kann.

Der Fokus der folgenden Analyse liegt auf der Maximierung der Effizienz des Antriebssystems. Die daraus ermittelte Zugkraftverteilung wird dann innerhalb der sich aus der Quer- und Längsdynamik ergebenden Anforderungen eingegrenzt. Eine schematische Darstellung findet sich in Abbildung 4.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

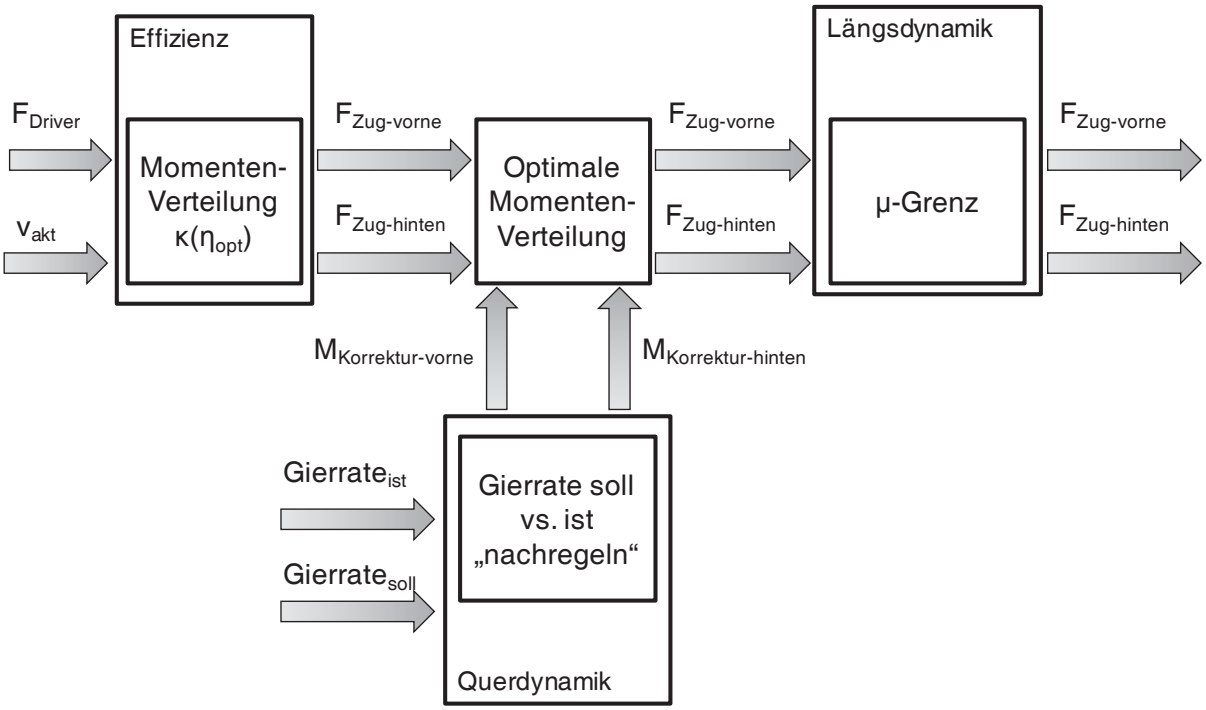


Abbildung 4: Schema – Allradmanagement

Die Ausgangsbasis stellen der Fahrerwunsch und die aktuelle Fahrsituation dar, d.h. die vom Fahrer angeforderte Zugkraft am Rad und die aktuelle Fahrgeschwindigkeit. Externe Störgrößen, wie Steigung/Gefälle oder auch Gegenwind u.v.m. werden durch den Fahrer als Regler ausgesteuert und führen so zu einer Veränderung der geforderten Zugkraft. Somit kann in der folgenden Effizienzanalyse des Antriebsstrangs auf eine Betrachtung der Fahrwiderstände verzichtet werden.

Die sich aus der Analyse ergebenen effizienzoptimalen Zugkräfte an Vorder- und Hinterachse können dann bei Bedarf von dem Modul „Querdynamik“ mit Korrekturwerten beaufschlagt werden, falls die gewünschte Soll-Gierrate von der Ist-Gierrate unzulässig abweicht. Abschließend werden auf Basis einer Schätzung des Kraftschlussbeiwertes die Antriebsmomente der jeweiligen Achse begrenzt, so dass einerseits die maximal absetzbare Zugkraft nicht überschritten und andererseits die Gesamtzugkraft nicht verändert wird.

Im Folgenden wird auf die Arbeitsweise der einzelnen Module des Allradmanagement eingegangen und die Ergebnisse diskutiert.

3.1 Analyse zum effizienzoptimalen Betrieb

Zur Berechnung des optimalen Systemwirkungsgrades wurde im Rahmen dieser Analyse auf Prüfstand-Messdaten der einzelnen Komponenten zurückgegriffen. Um aus den einzelnen Komponentendaten eine n-dimensionale System-wirkungsgradmatrix zu erhalten, die sämtliche betrachteten Eingangsvariablen beinhaltet, erscheint es als naheliegend, eine Wirkungsgradmatrix durch Kombination der Einzelmatritzen zu erstellen. Dies ist aber nicht zielführend, da

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

gerade im Teillastbereich der Anteil der konstanten Verluste dominant ist und eine notwendige Extrapolation der Wirkungsgrade das Ergebnis so signifikant verfälschen würde, dass die Aussagekraft in diesem Betriebsbereich nicht mehr gewährleistet werden könnte.

Daher wurden die spezifischen Eigenschaften der Komponenten betrachtet, um die geeigneten Inter- und Extrapolationsmethoden, basierend auf den physikalischen Eigenschaften der Komponenten, anzuwenden. Eine detaillierte Ausführung dieser Sachverhalte für alle einzelnen Komponenten ist jedoch nicht zielführend, weshalb hier nur die Ergebnisse aus den kombinierten Verlusten aller Komponenten betrachtet werden.

Um bei der Kennfeldkombination eine möglichst hohe Genauigkeit zu erreichen, wurden sämtliche Komponentendaten auf „virtuelle“ Verlustmomente reduziert und anhand einer wirkungsgradoptimalen Schaltlogik kombiniert. Auf Basis der so bestimmten Verlustkennfelder und in Abhängigkeit der Eingangsvariablen kann nun der Systemwirkungsgrad bestimmt werden. Im Falle des rein elektrischen Betriebs lautet dieser:

$$\eta_{Sys-elektrisch} = \frac{F_{Zug,ges} * v_{Fzg}}{P_{Batterie}} = \frac{F_{Zug,ges} * v_{Fzg}}{f(F_{Zug,ges}, v_{Fzg}, \kappa, M_{Verl,i}, i_{ges,i})} \quad (1)$$

Für diesen Betriebsmodus ergibt sich somit eine 4-dimensionale Wirkungsgradmatrix, so dass für den Systemwirkungsrad gilt:

$$\eta_{Sys-elektrisch} = f(F_{Zug,ges}, v_{Fzg}, \kappa) \quad (2)$$

Diese Wirkungsgradmatrix kann nun durch die Reduzierung auf Ihre Maxima in Abhängigkeit der Zugkraftverteilung κ reduziert werden und es ergibt sich ein Kennfeld zum wirkungsgradoptimalen Betrieb.

Für den hybriden Betrieb wurde analog vorgegangen, mit der Besonderheit jedoch, dass die Freiheitsgrade deutlich komplexer sind. Einerseits besteht hier die Möglichkeit, den Systemwirkungsgrad durch eine Lastpunktverschiebung zu beeinflussen, andererseits ist die Definition des Systemwirkungsgrades ungleich komplexer, da beim Laden der Batterie nicht bekannt ist, mit welchen Verlusten diese Energie wieder verwendet werden kann. Hier spielen zum einen die elektrischen Nebenverbraucher eine Rolle und zum anderen der zukünftige Systemwirkungsgrad bei rein elektrischer Fahrt.

Für diese Untersuchung wird ein potentieller künftiger Entladewirkungsgrad definiert, der auf dem durchschnittlichen Systemwirkungsgrad bei elektrischer Fahrt und einer Betriebspunkthäufigkeitsverteilung für diesen Betrieb basiert:

$$\eta_{sys} = \frac{P_{mech,Rad} + P_{el,BN} + P_{Lade} \cdot \eta_{chg} \cdot \eta_{dis}}{\dot{m}_B \cdot H_u} = \frac{P_{mech,Rad} + P_{el,BN} + P_{Lade} \cdot \eta_{chg} \cdot \eta_{dis}}{f(F_{Zug,ges}, v_{Fzg}, \kappa, M_{Verl,i}, i_{ges,i})} \quad (3)$$

Für diesen Betriebsmodus ergibt sich somit eine 5-dimensionale Wirkungsgradmatrix, so dass für den Systemwirkungsrad gilt:

$$\eta_{Sys-elektrisch} = f(F_{Zug,ges}, v_{Fzg}, \kappa, M_{LPV}) \quad (4)$$

Auch diese Wirkungsgradmatrix kann nun durch die Reduzierung auf ihre Maxima in Abhängigkeit der Zugkraftverteilung κ und der Lastpunktverschiebung reduziert werden und es ergeben sich zwei Kennfelder zum wirkungsgradoptimalen Betrieb, die einerseits die Zugkraftverteilung und andererseits das anzustrebende Lastpunktverschiebungsmoment beinhalten.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

3.2 Effizienzoptimale elektrische Zugkraftverteilung

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse aus der Analyse für effizienzoptimalen Betrieb vorgestellt. In Abbildung 5 ist der Faktor der Zugkraftverteilung in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit und der gewünschten Zugkraft am Rad dargestellt, wobei ein theoretischer Wert von 1 einen reinen Vorderachsbetrieb darstellen würde. Da in diesem Fall aber trotzdem der Hinterachsmotor bestromt werden muss, um kein Schleppmoment an der Hinterachse zu generieren, wird somit auch keine nutzbare Leistung abgegeben. Es müssen lediglich die Verluste innerhalb der Energie- und Drehmomentenwandler bis zum Rad permanent überwunden werden, weshalb dieser obige Betriebspunkt nie als Wirkungsgradoptimal anzusehen ist.

Durch die Auslegung der Achsübersetzungen beziehungsweise durch die Verluste im Schaltgetriebe, sieht man in Abbildung 5, dass die Zugkraftverteilung bei geringen Zugkräften deutlich auf die Vorderachse verschoben wird. Mit Erhöhung der Gesamtzugkraft und Annäherung an das maximale vordere E-Maschinenmoment, wird das Antriebsmoment bis zur maximalen elektrischen Systemleistung zunehmend auf die Hinterachse verschoben.

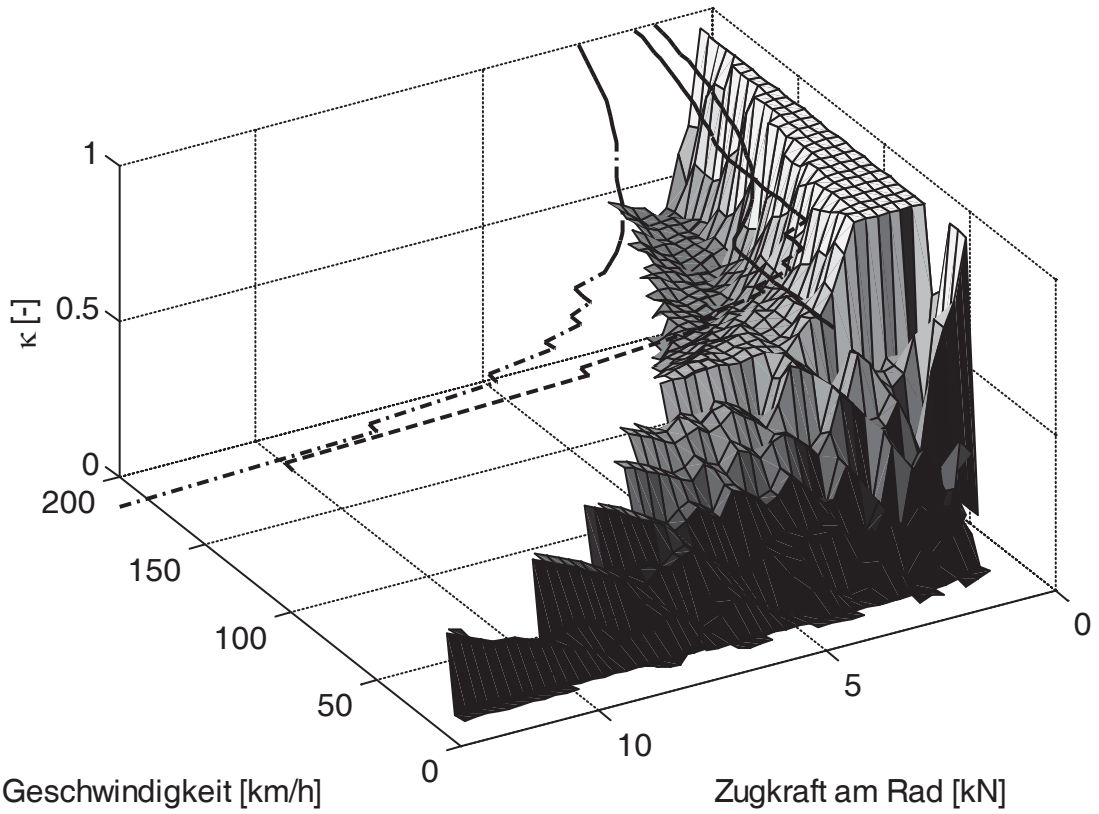


Abbildung 5: Zugkraftverteilungsfaktor

Dies ist darin begründet, dass das Schaltgetriebe der Hinterachse zusätzliche Verluste im Gegensatz zur Vorderachse einbringt. Erst ab einer bestimmten Systemleistung kann durch die höhere Übersetzung der Hinterachse ein Wirkungsgradvorteil erzielt werden, so dass eine Zugkraftverteilung Richtung Hinterachse erfolgt. Der steile Gradient der Zugkraftverteilung in diesem Bereich ist darin begründet, dass die hintere E-Maschine, aber stärker noch das Schaltgetriebe,

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

erst bei höheren Eingangsmomenten geringere Verlustmomente aufweist, so dass der primäre Antrieb von der Vorderachse zur Hinterachse wechselt.

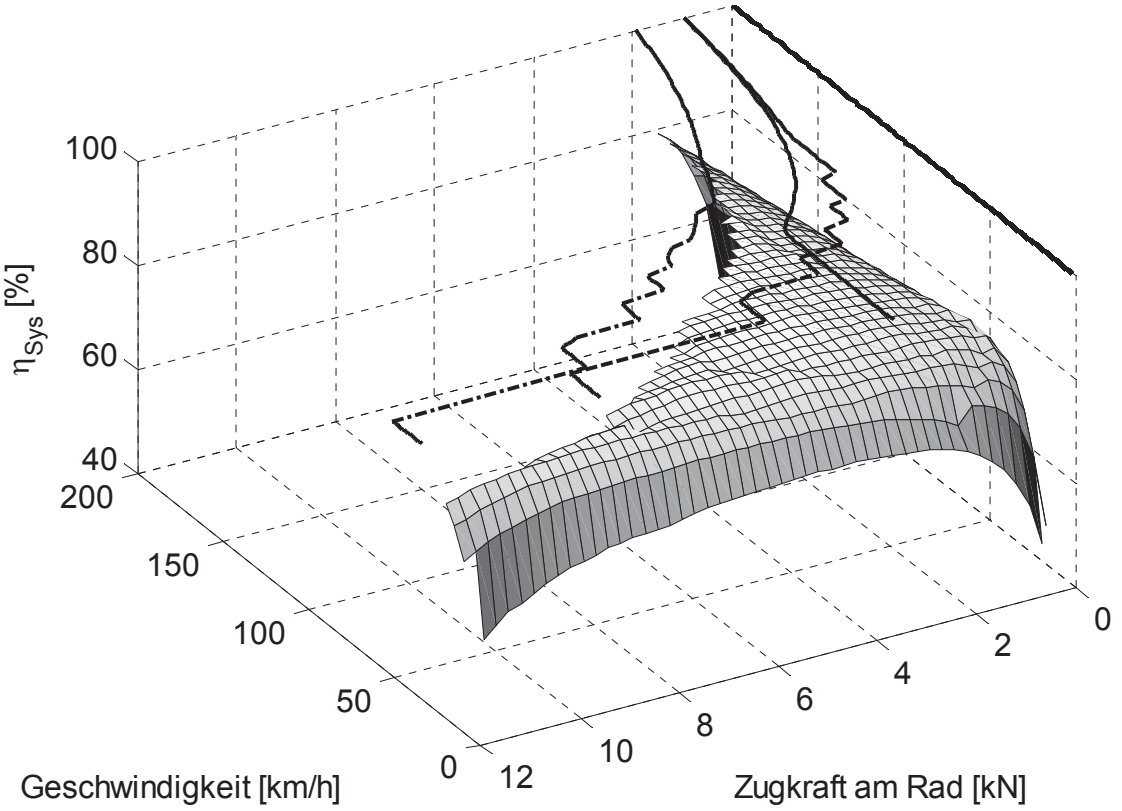


Abbildung 6: Gesamtwirkungsgrad

Vergleicht man die bisherigen Ergebnisse für die Zugkraftverteilung mit dem Systemwirkungsgrad, erkennt man, dass mit zunehmender angeforderter Zugkraft der Systemwirkungsgrad auf sein Maximum zuläuft und eine Drehzahl/Geschwindigkeitsabhängigkeit zu vernachlässigen ist. Der für E-Maschinen typische Effizienzabfall bei geringen Momenten wird durch die konstanten Verlustmomentenanteile des Getriebes verstärkt.

3.3 Effizienzoptimale hybride Zugkraftverteilung

Die Charakteristik der Zugkraftverteilung im hybriden Betrieb unterscheidet sich signifikant von der im rein elektrischen Fahrbetrieb. Da der Verbrennungsmotor die größten Wirkungsgradgradienten beinhaltet, dominiert diese Antriebsstrangkomponente natürlich die Systembetrachtung. Wie schon zuvor beschrieben, wurde das Lastpunktverschiebungsmoment als weitere Variable in die Betrachtung miteinbezogen, so dass für die jeweilige Geschwindigkeit der optimale Systemwirkungsgrad erreicht wird. Dieser ist in Abbildung 7 gezeigt. Als Orientierungshilfe ist zudem die theoretische maximale Zugkraft des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit der einzelnen Gänge (ohne Verluste) skizziert.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

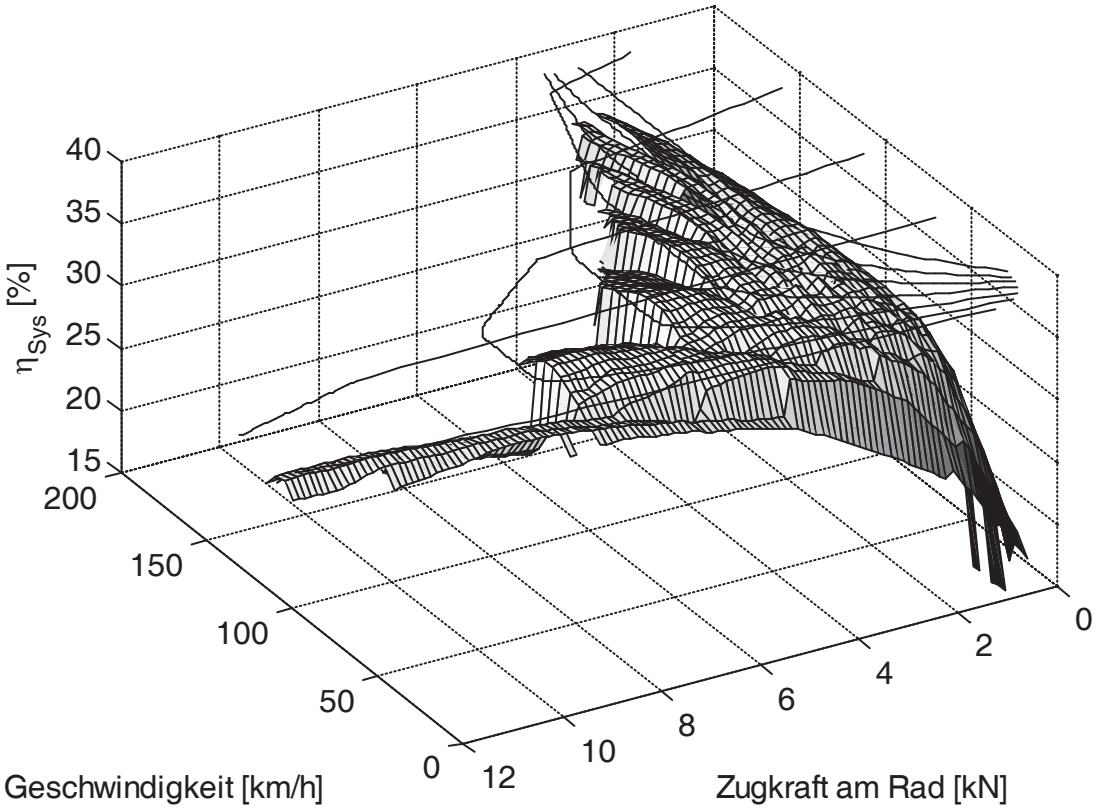


Abbildung 7: Gesamtwirkungsgrad

Man erkennt, dass sich der Systemwirkungsgrad mit steigender Zugkraft verbessert, und dann jeweils kurz vor der Volllast steil abfällt. Dies ist darin begründet, dass an dieser Stelle der maximale Wirkungsgrad des Systems überschritten wird und somit, gemäß der Effizienzbetrachtung, ein Gangwechsel kombiniert mit hoher Lastpunktverschiebung günstiger ist. Das Kennfeld der zugehörigen effizienzoptimalen Zugkraftverteilung ist in Abbildung 8 dargestellt.

Hierbei ist zweierlei auffällig: Erstens die kammartige Ausbildung der Maxima und zweitens der zugkraftspezifische Verlauf, also die Geschwindigkeitsunabhängigkeit.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

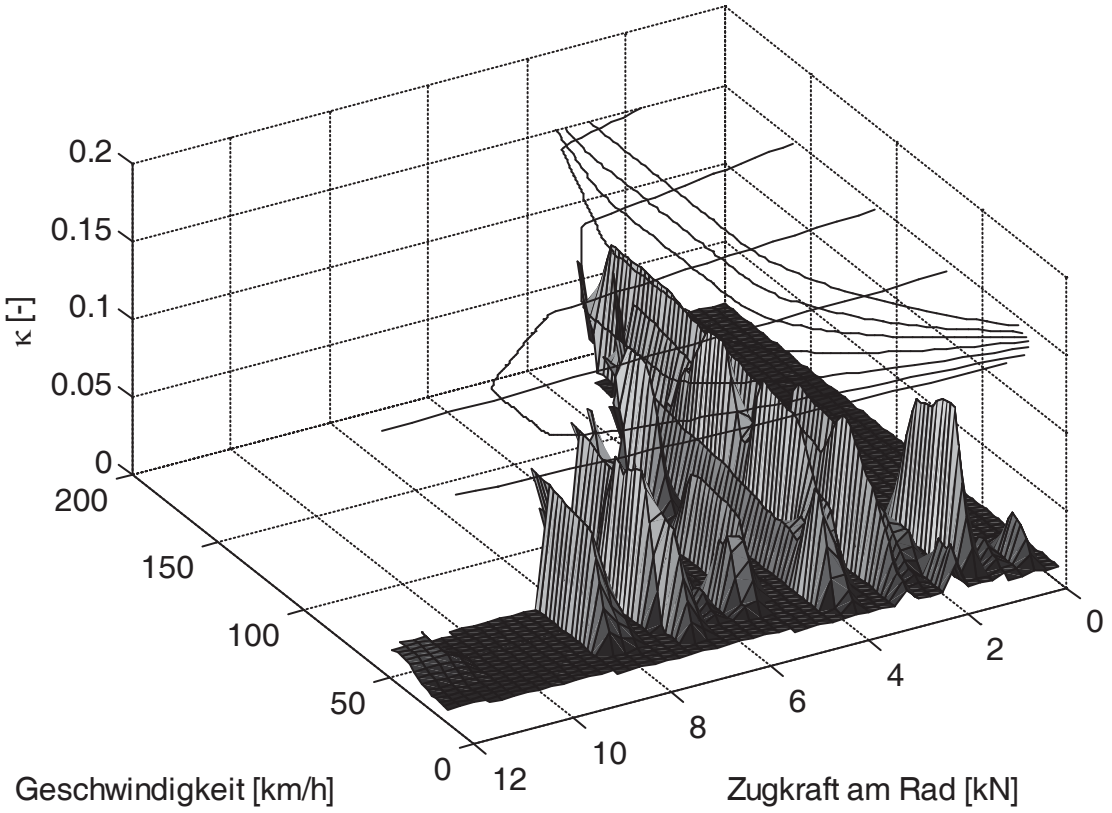


Abbildung 8: Zugkraftverteilung bei optimaler LPV

Der kammartige Verlauf ergibt sich daraus, dass durch die Lastpunktanhebung der Verbrennungsmotor im Bereich seiner besten Wirkungsgrade betrieben wird. Mit zunehmender Zugkraft ist der Systemwirkungsgrad höher, wenn das zusätzlich benötigte Moment über die Vorderachse elektrisch aus der Lastpunkanhebung bereitgestellt wird, anstatt die Lastpunktverschiebung zurückzunehmen. Ab einer bestimmten elektrischen Vorderachsleistung kippt jedoch das Verhältnis des differenziellen Wirkungsgrades zwischen Lastpunktanhebung und Momentenverteilung auf die Vorderachse, so dass eine Rücknahme der Lastpunktanhebung vorgenommen wird. Dieser Effekt überlagert den Drehzahl- und somit den Geschwindigkeitseinfluss, so dass sich die soeben angesprochenen Charakteristika ausbilden.

3.4 Koordination Fahrdynamik

Die in den vorhergegangenen Kapiteln ermittelte effizienzoptimierte Zugkraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse wird abschließend durch eine Fahrzustandsbetrachtung begrenzt beziehungsweise überlagert.

Im ersten Schritt (siehe Abbildung 4) wird das Lenkverhalten des Fahrzeugs betrachtet. Hierzu wird die Gierrate des Fahrzeugs mittels der Längs- und

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Querbeschleunigung in einem Querdynamikmodell abgeschätzt und mit der Soll-Gierrate des Fahrers verglichen (siehe Abbildung 9).

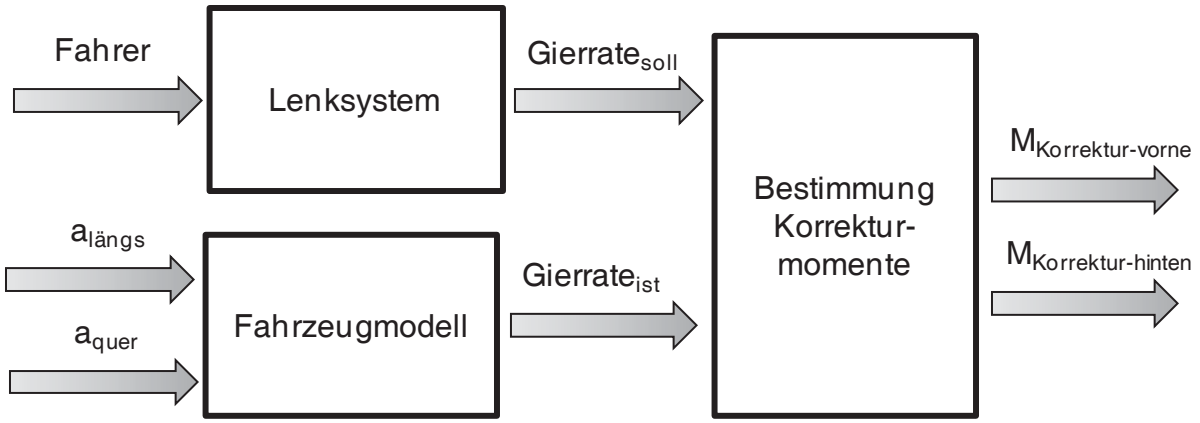


Abbildung 9: Korrektur Gierrate

Aus der Gierratendifferenz wird innerhalb einer Hysterese ein Korrekturmoment bestimmt, welches bei Bedarf die effizienzoptimale Zugkraftaufteilung überlagert.

Im zweiten Schritt wird mit Hilfe der Längsbeschleunigung die jeweilige Achslast berechnet und mit Hilfe einer Reibwertschätzung und der Querbeschleunigung das maximal übertragbare Moment der Achse bestimmt.

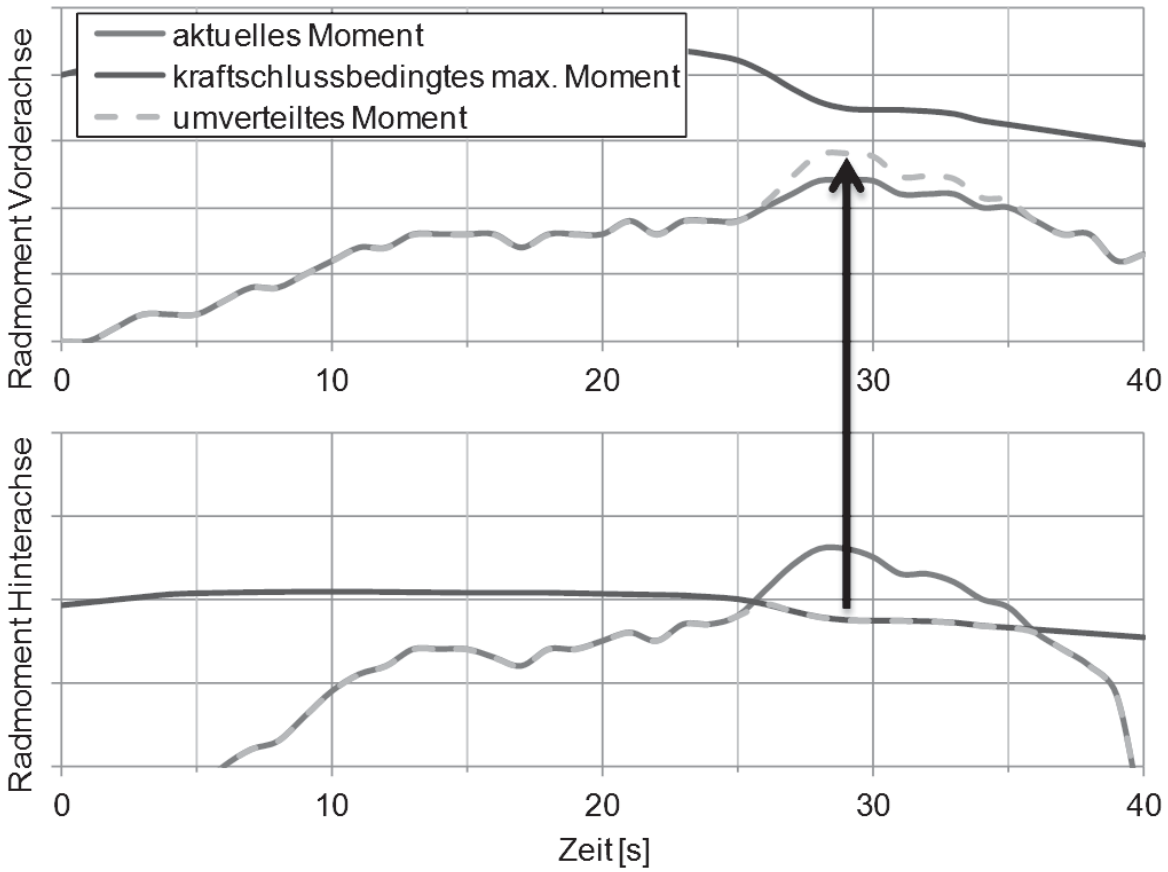


Abbildung 10: Koordination maximales Achsmoment

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Basierend auf diesem maximalen kraftschlussbedingten Achsmoment wird das angeforderte Achsmoment aus der Effizienzbetrachtung begrenzt beziehungsweise reduziert. Die Differenz wird dann der anderen Achse zugeschlagen (vgl. Abbildung 10). Abschließend kann bei dieser fahrdynamischen Betrachtung kritisiert werden, dass eine Korrektur der Gierrate durch das Modul der Kraftschlussbegrenzung überlagert wird und daher eine Situation auftreten kann, wo durch die Verschiebung des Momentes auf die gegenüberliegende Achse eine ungewollte Gier-Reaktion verstärkt wird. Dies wurde aber bei dieser Betrachtung bewusst in Kauf genommen, da diese Situation im Grenzbereich des Fahrzeugs stattfindet und dort andere Stabilitätssysteme, wie zum Beispiel ein ESP-System, das Antriebsstrangmanagement überlagern.

4. Fazit

Im Rahmen dieses Beitrags wurde eine Methodik vorgestellt, die das verschiedenste Anforderungen beinhaltende Spannungsfeld bei der Auslegung von hybriden Antriebssystemen fassen und mittels analytischer Betrachtungen einerseits und einer Nutzenbewertung innerhalb eines generischen Algorithmus andererseits eine optimale Systemlösung entwickeln kann. Es wurde dargelegt, dass es bei der Integration der Nutzenbewertung in den generischen Algorithmus notwendig ist, die Systemvariablen zu reduzieren und mittels analytischer Systemuntersuchungen autonome teiloptimale Lösungen zu entwickeln. Daher wurde in Kapitel 3 anhand einer kombinierten hybriden Antriebsstrangkonfiguration eine wirkungsgradoptimale Zugkraftverteilung bei gleichzeitiger Berücksichtigung der primären Einflussparameter hergeleitet und mit längs- und querdynamischen Anforderungen koordiniert.

Bei der Bestimmung wirkungsgradoptimaler Verteilungsfaktoren des Antriebsmomentes für den elektrischen und hybriden Fahrbetrieb, wurden zunächst relevante Führungsgrößen zur Steuerung identifiziert, die potenzielle Störgrößen möglichst direkt eliminieren. Darauf aufbauend wurde eine effizienzoptimale Zugkraftverteilung hergeleitet und analysiert. Zusätzlich wurde innerhalb des hybriden Fahrbetriebs die Berechnung einer wirkungsgradoptimalen Lastpunktanhebung/-absenkung (LPV) in die Effizienzbetrachtung der optimalen Zugkraftverteilung integriert und abschließend eine Koordination dieser innerhalb der Fahrdynamik diskutiert.

Die Ergebnisse der Effizienzanalyse zeigen, dass gerade bei elektrischen Allradsystemen der Wirkungsgrad des Antriebsystems durch eine gezielte Zugkraftverteilung signifikant gesteigert werden kann. In wie weit die hohen Gradienten beim Übergang von einem primären Vorderachsantrieb auf eine Zugkraftverteilung von circa 40% Vorderache im realen Fahrbetrieb realisierbar beziehungsweise „fahrbar“ sind, müssen entsprechende Fahrversuche noch zeigen.

Im Rahmen der Systemauslegungsmethodik aus Kapitel 2 stellen die Ergebnisse des strategischen Allradmanagements eine sinnvolle Teiloptimierung dar, die den Variablenraum reduziert. Andere Anforderungen, wie die maximale Gesamtperformance, werden hierdurch nicht tangiert, da durch die in Kapitel 3 vorgenommene Betrachtung nur zulässige/darstellbare Zugkraftverteilungsfaktoren

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

zugelassen und keine Betriebsbereiche ausgespart wurden. Daher läuft der Zugkraftverteilungsfaktor mit zunehmender Leistungsanforderung auf den Wert zu, der die maximale Systemperformance gewährleistet.

Literatur

[1] N. N.,
Verteilung der nachgewiesenen Erdöl-Reserven
Bundeszentrale für politische Bildung,
http://www.bpb.de/nachschlagen/zahlen-und-fakten/globalisierung/52764/erdoel-reserven
abgerufen: 23. Februar 2012

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Analyse und Neustrukturierung der Gesamtfahrzeugerprobung für Elektrofahrzeuge

Patrick Stenner, Georg-Friedrich Graf, Markus Lienkamp

Kurzfassung

Seit vielen Jahren wird die Absicherung der Fahrzeugeigenschaften von den Unternehmen der Automobilindustrie in der Fahrzeugentwicklung durchgeführt. Vor allem für konventionell angetriebene Fahrzeuge sind daher in diesem Bereich sehr viele Erfahrungswerte und Erkenntnisse vorhanden. Durch die sich entwickelnde Elektromobilität werden die Fahrzeughersteller heute vor neue Herausforderungen gestellt: Es sollen Fahrzeuge mit einer vollständig neuen Technologie entwickelt und produziert werden. Das führt folglich auch zu Änderungen in den Absicherungsprozessen.
In diesem Aufsatz wird auf die Grundlagen der Absicherung von Fahrzeugeigenschaften eingegangen. Nach einer Einleitung in die Thematik wird die Vorgehensweise beschrieben, wie und mit welcher Zielsetzung in diesem Bereich gearbeitet wird. Neue Herausforderungen bei der Anwendung der Absicherungs- und Erprobungsprozesse für Elektrofahrzeuge werden beschrieben. Anhand erster Ergebnisse aus der Analyse und Strukturierung des Absicherungsprozesses wird die Notwendigkeit zur Behandlung dieses Themengebiets aufgezeigt. Dabei werden im Detail die Dauerlauf- und Reichweitenerprobung sowie der Absicherung neuer elektrischer Komponenten in solchen Fahrzeugkonzepten betrachtet. Abschließend werden die grundsätzlichen Annahmen und Vereinfachungen, die zur Bearbeitung dieses Themas im Rahmen eines Dissertationsprojekts erforderlich sind, sowie die einzelnen Schritte des Dissertationsprojekts ausführlich beschrieben.

1. Absicherung von Fahrzeugeigenschaften

Unter dem Begriff „Absicherung von Fahrzeugeigenschaften“ werden verschiedene Entwicklungsprozesse während des gesamten Produktentstehungsprozesses (PEP) eines Fahrzeugs zusammengefasst. Entwicklungsbegleitend wird dabei systematisch überprüft und sichergestellt, dass das Fahrzeug in der Serie die vorher definierten Funktionen und Eigenschaften aufweist. Das Ziel der Absicherung ist ein voll funktionsfähiges, den Kundenerwartungen und Herstellererwartungen entsprechendes Fahrzeug [1, S. 107 u. 287]. Sie dient als eine Klammer um den gesamten PEP und ist ein Bindeglied zwischen den Fachabteilungen [1, S. 11].
Im Allgemeinen beginnt die Absicherung mit der Erarbeitung und Evaluierung sämtlicher Fahrzeuganforderungen beziehungsweise Produktziele. Darauf folgen ein Konzept zur Verifizierung beziehungsweise Validierung dieser Ziele, sowie die Überwachung der Zielerreichung. In der Fahrzeugentwicklung beinhaltet das die Erprobung des Fahrzeugs, von virtuellen Simulationen über praktische

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Komponententests bis hin zur Gesamtfahrzeugerprobung mit einem Fahrzeugprototyp. Dabei werden unterschiedliche Aspekte betrachtet, wie zum Beispiel die erwartete Zuverlässigkeit und Dauerhaltbarkeit, der Fahrkomfort oder die Fahrdynamik. Eine detailliertere Übersicht darüber wird in [1, S. 108] gegeben.
Ein entscheidender Gesichtspunkt bei der Definition des Begriffs der Absicherung ist die Kundenorientierung. Obwohl die Eigenschaften, die aus Kundensicht direkt zu erkennen und wahrnehmbar sind, nur einen kleinen Teil der Anforderungen an das gesamte Fahrzeug ausmachen, sind sie von entscheidender Bedeutung. Der Erfolg eines Fahrzeugs und somit seiner Entwicklung tritt erst dann ein, wenn die Absatzerwartungen zutreffen und der Kunde von der Qualität des Produkts überzeugt ist [1, S. 107].
Parallel dazu werden in der Absicherung sekundäre Effekte, wie die Produktionsziele einer späteren Serienfertigung, die Qualität, Durchlaufzeit, Effizienz, Energie- und Personaleinsatz betrachtet. Dies beginnt bei einer simulativen Baubarkeits- und Montageuntersuchung für jedes Bauteil vor der Fertigungsfreigabe und geht bis hin zu kompletten, virtuellen Produktionsabläufen. Zudem werden die Planungen zur Instandhaltung und Wartung untersucht. [2]
Eine Analyse der einzelnen Erprobungsbereiche zeigt den Umfang an Erprobungsträgern und Entwicklungsfahrten, der für eine erfolgreiche Absicherung notwendig ist. So entsteht ein sehr großer Erprobungsbedarf mit vollständigen, prototypischen Fahrzeugen vor allem durch die Sicherstellung der Zuverlässigkeit der Fahrzeugfunktionen in unterschiedlichen Einsatzszenarien über einen definierten Zeitraum aus Gründen der funktionalen Sicherheit und gesetzlicher Vorgaben [3]. Beispielsweise wurden für eine solche Absicherung eines einzelnen Fahrzeugtyps in der Automobilindustrie 220 Prototypen gebaut, mit denen über sieben Millionen Kilometer gefahren wurden [4].
Der Aufbau von Testumgebungen und Prototypen ist außerdem gerade in der frühen Phase der Fahrzeugentwicklung mit erheblichen finanziellen und zeitlichen Aufwänden verbunden. Für den Aufbau eines Prototyps in der frühen Phase werden in [1] Kosten von ca. einer Million Euro genannt [1, S. 37]. Daher ist es ein wesentlicher Bestandteil der Absicherungsplanung diesen Aufwand möglichst gering zu halten. Moderne Entwicklungsmethoden und Methoden der virtuellen Absicherung helfen dabei, diesen Aufwand zu reduzieren, können aber die reale Erprobung nicht vollständig ersetzen [3]. Das Management zwischen der realen und virtuellen Erprobung ist ein wichtiger Stellhebel für die Effizienz der Fahrzeugentwicklung und damit ein integraler Bestandteil der Absicherung.
Mit Laufe der Zeit sind die Anforderungen an das Fahrzeug beziehungsweise seine Systeme und Komponenten gewachsen und auch der Stellenwert des Fahrzeugs aus Kundensicht hat sich verändert [5]. So zeigt sich bei der Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen (FAS) eine stetige Zunahme in der Anzahl der auf dem Markt verfügbaren Systeme und ihrer Funktionsumfänge. Viele von ihnen werden inzwischen als selbstverständlich angesehen, wie der elektrische Starter des Verbrennungsmotors oder die automatische Blinkerhebelrückstellung. Aber auch moderne Systeme zur Unterstützung des Fahrers, wie die Systeme der aktiven Sicherheit, die das Eintreten eines Unfalls verhindern, gehören dazu [6, S. 1]. Entsprechend dieser Weiterentwicklung in den verschiedenen Bereichen des Gesamtfahrzeuges muss der Prozess der Absicherung kontinuierlich angepasst werden, um die Neuerungen abzudecken.
Die Erforschung alternativer Fahrzeugkonzepte und insbesondere die Elektrifizierung des Antriebsstranges stellen die Fahrzeugentwicklung und damit auch die

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Absicherung vor zusätzliche Herausforderungen. Die Elektrifizierung erzwingt die Anpassung von Konstruktion und Design der Fahrzeuge. Vor allem im Gestaltungsfeld Antrieb bieten sich neue Möglichkeiten; allerdings gibt es noch keine standardisierten Vorgehensweisen und Erfahrungen für die Entwicklung solcher Fahrzeugkonzepte. [7]
Durch diesen Technologiewechsel und die neuen Gegebenheiten des elektrifizierten Antriebsstranges, bietet sich die Gelegenheit, im Rahmen der Anpassung an diese Neuerung die Absicherung ganzheitlich zu analysieren, zu bewerten und zu verändern.
Zu diesem Thema wird am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik an der Technischen Universität München (TUM) aktuell ein Dissertationsprojekt bearbeitet. Es geht von folgender Hypothese aus:
Der aktuelle Absicherungsprozess eignet sich nur bedingt für Fahrzeugkonzepte mit elektrischem Antrieb. Für diese Fahrzeuge ergeben sich neue beziehungsweise geänderte Anforderungen, beispielsweise im Bereich der Laufleistung des Fahrzeugs oder der funktionalen Sicherheit. Auch die im Fahrzeug verbauten Komponenten sind teilweise neu beziehungsweise müssen verändert werden, wie das Batteriepack, die Leistungselektronik, die E-Maschine oder das Kühlsystem. Die Erprobungsmaßnahmen müssen entsprechend im Hinblick auf Notwendigkeit und Effektivität überprüft und die Testabläufe und Testumfänge müssen gegebenenfalls verändert oder ergänzt werden.
Diese These wird in diesem Aufsatz erläutert und bestätigt.

2. Vorstellung des Projekts

Im Rahmen des Dissertationsprojekts soll eine neue Vorgehensweise zur Absicherung der Fahrzeugeigenschaften von Elektrofahrzeugen entwickelt werden. Ansatzpunkt ist die Anpassung der Erprobungsprozesse auf die geänderten und neuen Rahmenbedingungen dieser Fahrzeuge. Der Fokus liegt zunächst auf rein elektrischen Fahrzeugen mit einer Batterie als Primärenergiespeicher (BEV, engl.: battery electric vehicle). Abhängig von den Ergebnissen aus der Analyse von BEV wird die Betrachtung auf weitere Fahrzeugkonzepte ausgeweitet. Es wird überprüft, welche Ergebnisse für die Anpassung der Erprobungsprozesse konventionell angetriebener Fahrzeuge auf die Erprobungsprozesse von Fahrzeugen mit alternativen Antrieben, wie beispielsweise das PlugIn-Hybird Konzept, verwendet werden können.
Im Rahmen des Dissertationsprojektes wird das weite Themenfeld der Absicherung von Fahrzeugeigenschaften ergebnisorientiert eingeschränkt.
Der Fokus liegt auf der Analyse und der Strukturierung der Erprobungsprozesse. Themen, die den Absicherungsprozess in der Automobilindustrie wesentlich beeinflussen, aber nur sekundäre Effekte auf diese Arbeit haben, sollen in diesem Projekt nicht näher betrachtet werden. Der Begriff der sekundären Effekte im Rahmen der Absicherung von Fahrzeugeigenschaften bezeichnet Aspekte, die die Erprobung von Fahrzeugen beeinflussen, sich aber nicht direkt mit den technischen Eigenschaften des Fahrzeugs befassen. Dazu gehören beispielsweise die Anzahl der Derivate pro Fahrzeugkonzept, die geplante Serienstückzahl, die Homologation für ausländische Märkte sowie die innerbetriebliche Auslastung der Entwicklungsabteilungen durch die Anzahl der Erprobungsträger. Die Ausgrenzung von sekundären Effekten ermöglicht einen direkten und unbeeinflussten Blick auf die

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

elementaren Erprobungsprozesse. Sie können jetzt umfassend und ganzheitlich analysiert und bewertet werden. Dieses Vorgehen trägt zur Übersichtlichkeit bei und erleichtert die Bearbeitung der eigentlichen Problemstellung dieser Arbeit.
Entscheidend für die Qualität der Arbeit ist es, dass die Daten einen Bezug zur realen Erprobung aufweisen, aber nicht durch historische oder unternehmensstrategische Einflüsse verfälscht sind. Um allgemeingültige und dennoch detaillierte Ergebnisse abzuleiten, werden vor allem Informationen aus drei unterschiedlichen Quellen herangezogen:
In einer Kooperation wird mit einem Fahrzeughersteller (OEM, engl.: original equipment manufacturer) zusammengearbeitet, um einen Einblick in die Absicherungsprozesse konventionell angetriebener Fahrzeuge zu erlangen, die hier in ihrer langjährigen Anwendung einen hohen Reifegrad besitzen und intensiv weiterentwickelt wurden.
Des Weiteren wird im Rahmen des Dissertationsprojekts das Elektrofahrzeug abgesichert, das im Forschungsverbundprojekt Visio.M entwickelt wird [8]. Dabei werden konkret die Absicherungsplanung und die Betreuung der Erprobungen durchgeführt und verantwortet. Somit sind alle Ergebnisse, die in diesem Forschungsprojekt bei der Absicherung entstehen, uneingeschränkt zugänglich und können für das Dissertationsprojekt verwendet werden. Zudem sind sämtliche Fachbereiche hier vertreten und können bei Fragestellungen bzw. möglichen Verbesserungspotentialen befragt werden.

Bild 1: Erprobungsträger des Forschungsprojekts Visio.M

Als drittes Standbein wird ein weiterer OEM zu Rate gezogen, der sich durch die ausschließliche Produktion von Elektrofahrzeugen auszeichnet. Ziel ist es hier, weitere Erkenntnisse zur Absicherung von BEV zu erlangen, die sich nur mit den Anforderungen für ein Elektrofahrzeug befassen, das in Serie produziert wird.
Die beiden ersten Informationsquellen beziehen sich auf jeweils einen Extremfall – die herkömmliche Absicherung von konventionellen Fahrzeugen und die Absicherung eines Elektrofahrzeugs in einem Forschungsprojekt. Die vermeintliche Lücke dazwischen wird durch die Einbeziehung der Absicherung eines in Serie befindlichen BEV geschlossen. Wegen der betriebswirtschaftlichen Zwänge, denen

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

jedes Wirtschaftsunternehmen unterliegt, kann auch hier davon ausgegangen werden, dass eine ausführliche und nachhaltige Betrachtung und Anpassung der Erprobungsumfänge nicht stattgefunden hat. Durch die Verbindung der drei Perspektiven wird ein möglichst vollständiges, von unerwünschten Nebeneffekten befreites Bild der Absicherungsprozesse erzielt, womit die Problemstellung dieser Dissertation gut bearbeitet werden kann.
Zur Konkretisierung des Themas werden zunächst die zurzeit aktuellen Absicherungsprozesse in einem ganzheitlichen Ansatz analysiert und strukturiert. Es werden folgende Gliederungsansätze gewählt:

- Gliederung der Organisation und Struktur von Absicherungsprozessen in die Rubriken Anforderungs-, Test- und Problemmanagement

- Gliederung der Erprobung nach Umfang und Aufwand in die Überbegriffe Simulation, Komponentenversuch, Versuche mit Teilaufbauten und Gesamtfahrzeugtests

- Unterscheidung der Erprobung nach der Art: Verifikation beziehungsweise Validierung und Funktions- beziehungsweise Dauerhaltbarkeitserprobung.

Im Rahmen der Dissertation werden folgende Schritte nach einander abgearbeitet:

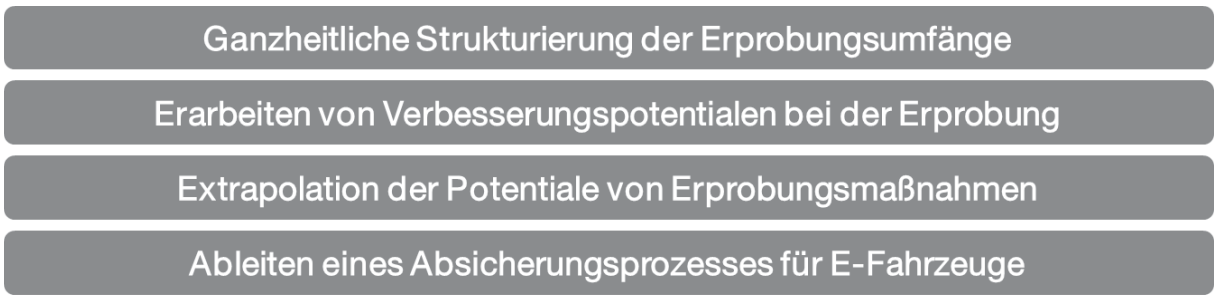


Bild 2: Die vier Schritte der Vorgehensweise im Dissertationsprojekt

Schritt 1 beschreibt die Informationssammlung und -auswertung. Da diese Zusammenstellung die Grundlage für das gesamte weitere Dissertationsprojekt bildet, sind die Vollständigkeit und Richtigkeit von entscheidender Bedeutung. Aufgrund des Umfangs und der Komplexität der Absicherungsprozesse ist dieser Schritt trotz der zu Beginn angesprochenen Vereinfachungen und Reduzierungen sehr aufwendig. Erst nach der vollständigen Beschreibung des aktuellen Absicherungsprozesses können mögliche Verbesserungspotentiale ermittelt werden. Um diesen Prozess übersichtlich darzustellen und bei der Analyse der Absicherung zu unterstützen, wird ein spezielles Datenbanksystem entwickelt. Beispielsweise können so die Abhängigkeiten und Zwangsbedingungen zwischen den Erprobungsumfängen herausgearbeitet werden. Ebenfalls werden zeitliche und kausale Verbindungen zwischen den Prozessen in der Absicherung ersichtlich.
Für die Analyse und Strukturierung des Absicherungsprozesses werden zunächst die dafür notwendigen Anforderungen ermittelt. Parallel dazu wird der aktuelle Absicherungsprozess nachvollzogen und bewertet. Mit diesen Ergebnissen werden die einzelnen Methoden in der Absicherung ganzheitlich mit Hilfe der angesprochenen Datenbank gegliedert und strukturiert. Anhand dieser Strukturierung

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

erfolgt dann die Definition von Schwerpunktthemen, deren Potential für die Verbesserung des Absicherungsprozesses abgeschätzt wird. Diese Themen werden im weiteren Verlauf des Dissertationsprojekts im Detail behandelt.
In Schritt 2 werden nun die Erprobungsprozesse für Elektrofahrzeuge angepasst und verbessert. Dies erfolgt auf zwei Wegen: Zum einen werden offensichtliche Themen, wie sie beispielsweise in nachfolgendem Kapitel genannt werden, in die Strukturierung aufgenommen und integriert. Zum anderen werden die Ergebnisse aus der Bearbeitung der Schwerpunktthemen ebenfalls dort verarbeitet. Die technischen Hintergründe der Schwerpunktthemen werden analysiert, um eine fundierte Analyse und gegebenenfalls Möglichkeiten der Veränderung beziehungsweise der Verbesserung vorzustellen. Die jeweiligen Ergebnisse werden in die im ersten Schritt erstellte Strukturierung eingefügt, um so wiederum die ganzheitliche Betrachtung der Prozesse zu ermöglichen und Abhängigkeiten untereinander aufzuzeigen.
In Schritt 3 werden die Potentiale von Erprobungsmaßnahmen in der näheren Zukunft betrachtet. Ein Beispiel zur Veranschaulichung ist die Prognose der Rechenleistung zur Berechnung von Simulationen. Mit diesen Abschätzungen der Potentiale, unter Berücksichtigung der möglichen zeitlichen Umsetzbarkeit, wird wie mit den Ergebnissen in Schritt 2 verfahren.
Abschließend wird in Schritt 4 aus der kontinuierlich erweiterten Strukturierung der Absicherungsprozesse eine neue, fahrzeugspezifische Methodik für die Erprobung entwickelt und ein Absicherungsprozess für Elektrofahrzeuge abgeleitet. Wie in der Einleitung bereits erwähnt, wird die Option offen gehalten, im Rahmen dieser Dissertation weitere Fahrzeugkonzepte in die Untersuchung einzubeziehen. Inwieweit dies möglich ist, kann erst nach der Analyse und Strukturierung der Absicherungsprozesse abgeschätzt werden. Ziel ist es, eine dynamische Methodik zu erstellen, die es erlaubt, in Abhängigkeit des abzusichernden Fahrzeugkonzepts die Erprobung individuell anzupassen und so die Absicherung zu optimieren. Für die Bewertung der Aussagekraft dieser Ergebnisse müssen allerdings die anfangs getroffenen Annahmen und Vereinfachungen berücksichtigt werden.
Dieser Aufsatz behandelt ausschließlich den ersten Schritt des beschriebenen Vorgehens. Es werden erste Erkenntnisse aus bearbeiteten Themen vorgestellt: Aspekte der Dauerlauferprobung und der Absicherung der elektrischen Reichweite. Außerdem werden die neuen elektrischen Systeme im Elektrofahrzeug und die damit verbundenen neuen Herausforderungen, wie die Hochvoltsicherheit, die Absicherung der Ladeschnittstelle des Fahrzeugs, die neuen Eigenschaften aktiver und passiver Sicherheit, die Implementierung der Rekuperationsfunktion und schließlich neue Missbrauchs- und Sonderereignisse betrachtet.

3. Änderungen und Herausforderungen im Absicherungsprozess

Im Folgenden werden erste Erkenntnisse vorgestellt, die Änderungsnotwendigkeiten und neue Herausforderungen im Absicherungsprozess von Elektrofahrzeugen aufzeigen. Ziel ist es, in die Thematik einzuführen und zu verdeutlichen, warum die Bearbeitung dieses Themengebiets notwendig ist. Es wird explizit darauf hingewiesen, dass das Thema aktuell noch in Bearbeitung ist und zu diesem Zeitpunkt noch nicht eine vollständig behandelt werden kann.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

3.1 Dauerlauferprobung

Dieses Absicherungsgebiet macht einen Großteil der Erprobungsumfänge aus. Nach Abschluss der Funktionserprobung, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll, folgt die Dauerlauferprobung. Ihr Ziel ist es, die langfristige Qualität und Zuverlässigkeit eines Fahrzeugs unter verschiedenen Umgebungsbedingungen zu evaluieren.
Für die Absicherung eines gewünschten Zuverlässigkeitslevels ist die Festlegung einer Ziellaufleistung und eines Zielqualitätslevels entscheidend [9, S. 50f]. Im aktuellen Erprobungsprozess orientiert sich die Absicherung der Qualität und Zuverlässigkeit an der Betrachtung der durchschnittlich im Kundenbetrieb gefahrenen Kilometer in einem Betrachtungszeitraum von 12 Jahren, beziehungsweise einer Ziellaufstrecke von 300.000 km [9, S. 12]. Die Wahl des Betrachtungszeitraums von 12 Jahren ist dadurch begründet, dass das durchschnittliche Fahrzeugalter bei der Löschung im Register des Kraftfahrt-Bundesamtes seit mehr als 15 Jahren bei knapp 12 Jahren liegt [9, S. 100]. Da in der Erprobung aber zweckmäßigerweise in einer vertretbaren Zeit nicht jeder Versuchsträger über 300.000 km bewegt werden kann, werden für einzelne Testszenarien Äquivalenzdistanzen errechnet, nach denen eine bestimmte Zuverlässigkeit erreicht wird. Diese Zuverlässigkeit beschreibt dabei einen statistischen Wert, wie hoch die Ausfallwahrscheinlichkeit für eine bestimmte Komponente über einen bestimmten Zeitraum ist. Nach [9] gilt dabei zum Beispiel für sicherheitsrelevante Bauteile, dass der für das jeweilige Bauteil härteste Lastfall von 100 Kunden mit dem schlechtesten von 1000 Bauteilen eine Laufstrecke von 300.000 km erzielen können muss [9, S. 12]. Die durch die Erprobung nachgewiesene fehlerfreie Funktion eines Prototypen über eine bestimmte Laufstrecke liefert damit immer auch den Input für die statistischen Verfahren zur Zuverlässigkeitsprognose, da die Stichprobengröße einer Erprobung nie ausreicht, um ohne stochastische Methoden eine Zuverlässigkeit aller verkauften Fahrzeuge nachweisen zu können, oder Garantie- und Wartungskosten abschätzen zu können [10]. Die eingesetzten Verfahren dazu beschreiben dabei sowohl [10] wie auch [9]. Des Weiteren werden mit ähnlichen Methoden die erforderlichen Ersatzteilmengen für Fahrzeugkomponenten untersucht [11].
Im Hinblick auf die Elektromobilität ist aber vor allem zu diskutieren, ob die bisherigen Auslegungskriterien noch zeitgemäß und auf Elektrofahrzeuge übertragbar sind.
Bild 3 zeigt eine Verteilung der durchschnittlichen Jahresfahrleistung eingeteilt nach Motorisierungen und Fahrzeugklassen auf Basis von langfristigen Felddaten. Es ist deutlich zu erkennen, dass Dieselfahrzeuge demnach weitaus höhere Laufleistungen im Jahr zurücklegen als Ottofahrzeuge. [9] schreibt dazu ferner, dass die durchschnittliche jährliche Laufleistungsverteilung von Fahrzeugen mit Ottomotoren über mehrere Jahre nahezu konstant bleibt, während sie bei Dieselfahrzeugen in der Regel nach drei Jahren signifikant abnimmt. Dies sei darauf zurückzuführen, dass zahlreiche gewerblich genutzte Fahrzeuge an Privatkunden weiterverkauft werden. Zudem zeigt sich in Bild 3 deutlich, dass das die Laufleistung von Fahrzeugen im unteren Fahrzeugsegment geringer ausfällt als die von Oberklassefahrzeugen. Die markanten Unterschiede schon bei konventionell angetriebenen Fahrzeugen unterschiedlicher Klassen belegen, dass die bisher übliche Praxis der Berücksichtigung identischer Laufleistungsziele bei der Entwicklung unterschiedlicher Fahrzeugklassen nicht mehr zeitgemäß und wirtschaftlich tragbar sein kann. Deshalb

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

müssen, auch im Hinblick auf die zunehmende Derivatisierung der Modellreihen und eine größere Spreizung des Modellportfolios der OEM, modellreihenspezifische Auslegungskriterien entwickelt werden [9, S. 96]. Diese Forderung wird noch gestützt durch die differenzierten Anforderungen an die Auslegung neuer Fahrzeugreihen für unterschiedliche Absatzmärkte.

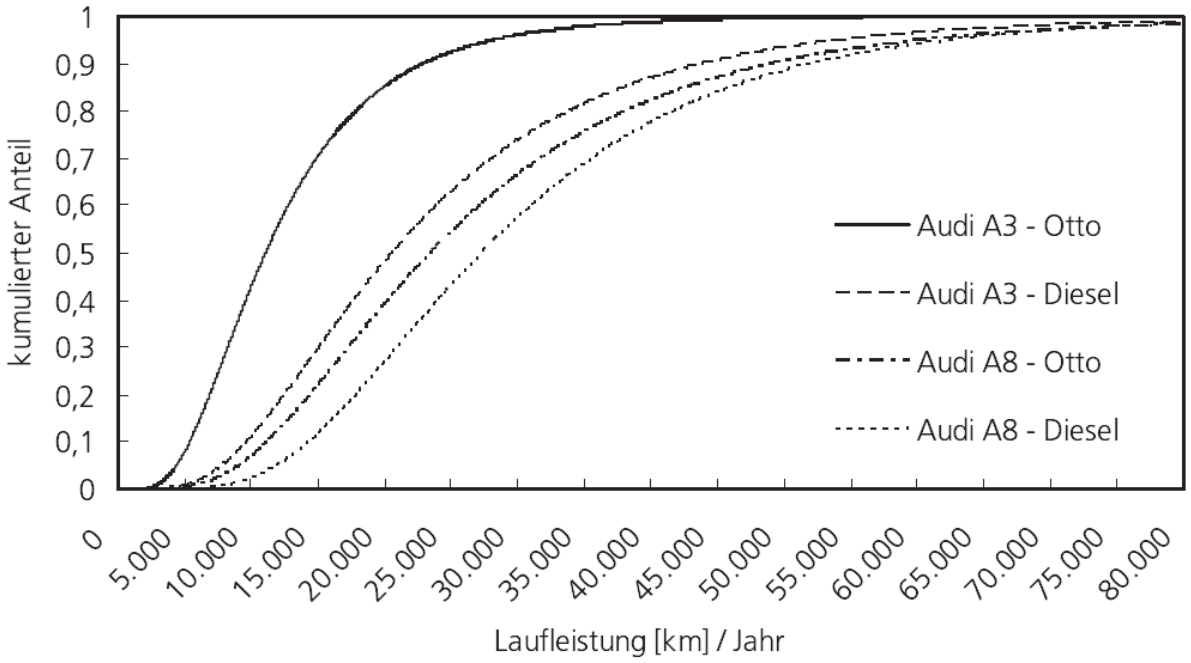


Bild 3: Laufleistungsverteilung der Otto- und Dieselmotorisierungen [9,S.72]

Deshalb ist zu erwarten, dass sich für Elektrofahrzeuge eine vollständig neue Beurteilung der Ziellaufleistung und eventuell auch Absicherungsmethodik gefunden werden muss. Entscheidend hierfür ist eine möglichst exakte Prognose des zukünftigen Nutzerverhaltens von Elektrofahrzeugkunden. Da eine solche Vorhersage aber ohne umfangreiche Felddaten aus realem Kundenbetrieb entwickelt werden muss, ist mit einer gewissen Ungenauigkeit bei der prognostizierten Nutzung zu rechnen. Dementsprechend muss sich die Dauerhaltbarkeitsabsicherung der heutigen Elektrofahrzeuge an den bisherigen Auslegungskriterien orientieren, auch wenn diese unter Umständen Ausfallmechanismen auslösen, die im realen Kundenbetrieb so gar nicht auftreten. Dies kann unter Umständen eine Überdimensionierung der Fahrzeuge zur Folge haben.
Um eine Prognose zum Nutzungsmuster von Elektrofahrzeugen zu entwickeln, können aber bestimmte Ansätze verfolgt werden. So wird für die Zukunft eine abnehmende durchschnittliche Laufleistung pro PKW in Deutschland prognostiziert [12]. Durch die bisher noch sehr begrenzte Reichweite von batterieelektrisch angetriebenen Fahrzeugen und die Auslegung auf einen urbanen Einsatzbereich ist mit noch deutlich geringeren Laufleistungen dieser Fahrzeuge zu rechnen als der durchschnittlichen Jahresfahrleistung aller Fahrzeuge. Gleichzeitig ist abzusehen, dass das urbane Verkehrsgeschehen mit geringen Geschwindigkeiten, Stop-and-Go-Betrieb, hohen Lenkwinkeln und vielen Kurzstreckenfahrten eine deutliche größere Rolle für die Erprobung von Elektrofahrzeugen spielen wird, als zum Beispiel der Autobahn- oder Rennstreckeneinsatz. Zumal auf diesen schnellen Erprobungsstrecken bisher bekanntermaßen vor allem der Verbrennungsmotor und

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

sein Kühlsystem beansprucht werden [9, S. 53]. Auch die bisher noch langen Ladezeiten der Elektrofahrzeuge lassen eine geringere durchschnittliche Laufleistung erwarten. Es ist außerdem zu evaluieren, in wie weit ein Verlust von Reichweite durch die Alterung der Energiespeicher – sei es durch die Anzahl der Ladezyklen oder das kalendarische Alter – die zu erzielende Lebensdauer eines Elektrofahrzeugs einschränken werden.

3.2 Reichweitenerprobung

Ein bekanntes und wichtiges Absicherungsthema bei der Elektromobilität ist die Reichweite, da sie zum einen ein sehr wichtiges Merkmal aus Kundensicht ist und zum anderen Effekte, wie die im vorhergehenden Abschnitt angesprochene Batteriealterung, und deren Auswirkungen auf sie noch ermittelt werden müssen. Auf Grund des hohen Gewichts und der hohen Kosten für die Lithium-Ionen-Batterien verfügen alle bisher bekannten und geplanten Elektroautos nur über eine begrenzte Reichweite [1, S.259f]. Da zudem das Wiederaufladen der Batterien deutlich länger dauert als ein vergleichbarer Tankstopp mit einem Verbrennerfahrzeug, ist die Reichweite eine entscheidende Fahrzeugeigenschaft und gegebenenfalls auch ein Kaufargument. Durch diese große Bedeutung muss eine umfassende Absicherung und Erprobung der Fahrzeugreichweite erfolgen. Die Reichweite beeinflussende Faktoren sind dabei der Ladezustand der Batterie, der Energieverbrauch des Antriebs, der Energieverbrauch von Nebenverbrauchern wie Komfort- und Infotainment-Funktionen, die Umweltbedingungen (wie etwa kalte Außentemperaturen) und das Fahrzeug- beziehungsweise Batteriealter [13]. So reduzierten sich zum Beispiel bei einem vom Österreichischen Verein für Kraftfahrzeugtechnik durchgeführten Test aktuell verfügbarer Elektroautos die Reichweite durch den Einsatz der Klimaanlage um durchschnittlich 14%, durch den Einsatz der Heizung sogar um 27% [13]. Da bekanntermaßen Lithium-Ionen-Batterien sehr empfindlich auf unterschiedliche Umgebungstemperaturen reagieren, ist sogar von einer noch größeren Abhängigkeit durch verschiedene Umweltbedingungen zu rechnen [14, S. 137f]. Über eine mögliche Reduktion der Reichweite durch Alterung der Fahrzeuge oder der Batterie ist mangels Erfahrungen bei den OEM wenig bekannt, von Lithium-Ionen-Batteriezellentests kann aber auf signifikante Einbußen bei der Ladekapazität geschlossen werden [14, S. 141f]. Wie hoch ein solcher Verlust ist und ob er für einen Kunden akzeptabel wäre, müssen zukünftige Tests klären. Neben der Erprobung der eigentlichen Fahrzeugreichweite ist aus Kundensicht fast noch entscheidender, dass das Fahrzeug in der Lage ist, eine möglichst präzise Prognose zur Restreichweite anzuzeigen. Dieser Berechnungsalgorithmus muss ebenfalls in unterschiedlichen Szenarien abgesichert werden, zumal zu erwarten ist, dass zur Berechnung der Restreichweite in der Zukunft komplexe vorausschauende Mechanismen verwendet werden, die eventuell Navigations- oder Wetterdaten mit einschließen [15].

3.3 Absicherung neuer elektrischer Systeme im Elektrofahrzeug

Eine mit dem Anlauf der Elektromobilität gänzlich neue Herausforderung ist die Hochvoltsicherheit. Damit ist die Vermeidung des von Hochvoltkomponenten (HV-Komponenten) ausgehenden Gefährdungspotentials gemeint. Als HV-Komponenten

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

sind dabei alle Komponenten definiert, deren Spannungsniveau über 60 Volt DC oder 25 V AC liegt [16]. Bei einem Elektroauto sind dies typischerweise:

- Traktionsbatterie-System
- E-Antriebsmaschine
- Leistungselektronik
- Gleichspannungswandler (DC/DC-Wandler)
- Ladegerät
- Ladeschnittstelle
- HV-Verkabelung, Verteiler und Absicherungen

Dazu kommen Bauteile, die unter Umständen je nach eingesetzter Komponente im HV-Spannungsbereich betrieben werden, sofern sie vorhanden sind:

- Elektrischer Klimakompressor
- Elektrische Heizung
- Elektrische Servolenkung

Für die Sicherheit der Hochvolttechnik bei Elektrofahrzeugen existieren eine Vielzahl von Normen und Vorschriften, die aber nur zum Teil für eine Homologation verbindlich sind. Nichts desto trotz sollten alle anwendbaren Normen vom Hersteller verwendet werden um das Gefährdungspotential zu minimieren [16].
Genau wie bei konventionell angetriebenen Fahrzeugen stellt die Sicherheit der Nutzer die entscheidendste Anforderung an ein Fahrzeug dar. Bei Elektrofahrzeugen erweitert sich der diesbezüglich benötigte Absicherungsbedarf allerdings erheblich. So ist neben der Gebrauchs- und funktionalen Sicherheit auch die Sicherheit der Hochvoltkomponenten sowohl im normalen Anwendungsfall wie auch im Missbrauchs- oder Crashfall entscheidend. Das größte Gefährdungspotential für den Menschen stellt dabei ein elektrischer Schlag dar [17].
Neben dem normalen Fahrzeuggebrauch ist für die HV-Sicherheit auch eine Beachtung der Fahrzeugcrasheigenschaften unerlässlich. So muss ein Elektrofahrzeug auch nach einem Crash aus elektrischer Sicht so sicher sein, dass eine Gesundheitsgefährdung von Fahrzeuginsassen oder Rettungshelfern ausgeschlossen wird [18]. Für die Absicherung bedeutet dies, dass bei Crashversuchen immer ein komplettes und aktives HV-System eingebaut sein sollte, oder die Crashsicherheit des Systems separat nachgewiesen werden muss. So werden beispielsweise bei Daimler alle HV-Batterien zusätzlich durch Komponententests auf Systemebene erprobt [18].
Durch einen möglicherweise veränderten Anwendungsbereich von Elektrofahrzeugen muss zudem von anderen Unfallszenarien ausgegangen werden, wie [19] in einer Studie beschreibt. Es ist zu erwarten, dass durch den Einsatz von Elektrofahrzeugen im urbanen Umfeld mit geringeren Unfallschweregraden – sowohl bei den Beschleunigungen als auch bei den Intrusionen – gerechnet werden kann. Es ist somit nicht mit Intrusionen der Batterien zu rechnen, sondern die Wirkung von Beschleunigungen sowohl im Betrag als auch in der Richtung ist zu untersuchen und die Reaktionen der Batterien und Zellen mit ihren unterschiedlichen konstruktiven Merkmalen und Bestandteilen sind zu analysieren. Des Weiteren stellt sich Frage, ab welchem Beschleunigungsniveau eine Batterie als nicht mehr „in Ordnung“ angesehen werden muss, beispielsweise in Folge eines Auffahrunfalles im

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Geschwindigkeitsbereich von 30 km/h und ohne äußerliche Schädigung des Batteriegehäuses [20].
Darüber hinaus geht von den spannungsführenden Teilen eine Brandgefahr aus. Eine besondere Brandgefahr geht vom Energiespeicher aus, da in modernen Elektroautos fast ausschließlich potentiell entzündliche Lithium-Ionen Zellen als Batterietechnologie eingesetzt werden [1, S. 260]. Diese Gefahren sind schon bei der Fahrzeugkonstruktion zu beachten und entsprechende Maßnahmen sowohl beim Energiespeicher als auch bei allen spannungsführenden Teilen zur Gefahrenminimierung zum Beispiel durch, Isolierung, Einbauposition, Gehäuseauslegung oder Leitungsverlegung zu ergreifen.

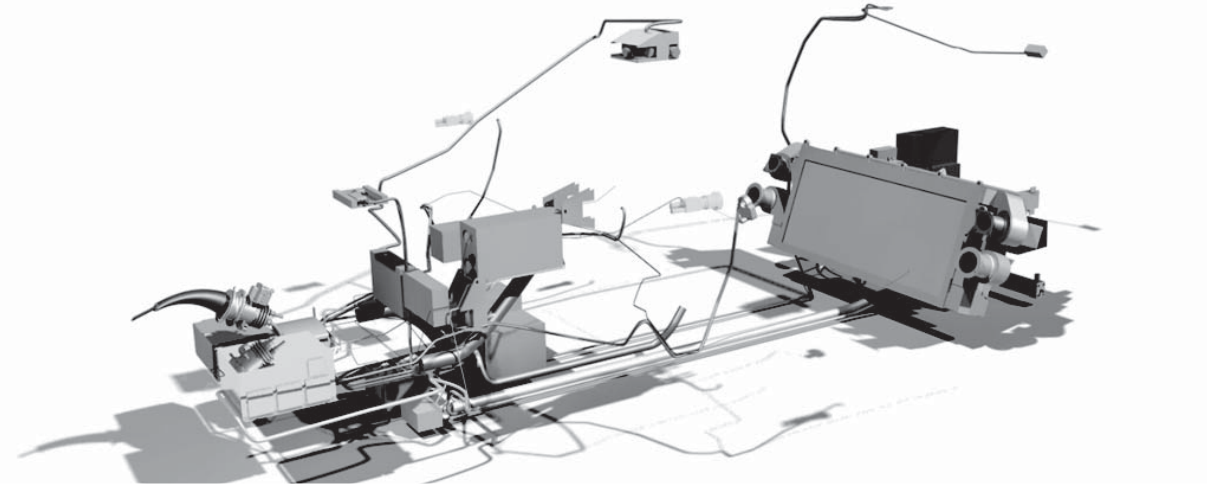


Bild 4: HV- und NV-Bordnetz des Visio.M-Erprobungsträgers

Zudem muss das elektrische Bordnetz so gestaltet sein, dass es diese Gefahren minimiert. Maßnahmen hierfür sind unter anderem: Trennung von Niedervolt (NV)- und HV-Netz, vollständig isoliertes HV-Netz, Isolations-, Spannungs-, Strom- und Temperatur-Überwachung [21]. Obwohl moderne Fahrzeuge bereits durch die Menge an Komfort- und Infotainment-Funktionen über ein kompliziertes und weit verflochtenes Bordnetz verfügen, stellen Elektrofahrzeuge hier eine Steigerung dar. Ein Schlüsselunterschied ist hier die Verwendung mehrerer Spannungsebenen. Das bereits aus Sicht der Sicherheit betrachtete HV-Bordnetz ist im Zuge der Funktions- und Dauerhaltbarkeitsabsicherung ebenfalls zu erproben. Dabei ist vor allem die Interaktion und Kommunikation mit dem NV-Bordnetz und seinen Steuergeräten von entscheidender Bedeutung.
Die hohen Spannungen in Teilen des Fahrzeugnetzes erhöhen überdies den Aufwand zur Absicherung der elektromagnetischen Verträglichkeit (EMV). Eine Einhaltung entsprechender Grenzwerte ist unter Umständen nur bei geeigneter Kabelverlegung möglich. Ferner beziehen sich die meisten bisher üblichen Spezifikationen auf eine reine 12V-Bordelektronik. Hier ist eine weitere Adaption durch die OEM notwendig [22].
Zudem muss im Rahmen der Datensicherheit gewährleistet sein, dass sowohl die interne Kommunikation der Fahrzeugsteuergeräte, als auch die externe Kommunikation, die eine immer größere Rolle spielt, sicher ist. Bei der externen Kommunikation ist für Elektrofahrzeuge vor allem die Verbindung zu externen Ladegeräten entscheidend. Hier muss beispielsweise die Funktion und Manipulationssicherheit abgesichert werden [21].

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Entsprechend ist auch die Ladeschnittstelle und die Interaktion mit entsprechender Infrastruktur ein großes Absicherungsgebiet für Elektroautos [22]. Bisher existierte noch kein allgemeingültiger Standard für eine marktübergreifende Ladeschnittstelle. So sind in verschiedenen Ländern und Märkten verschiedene Stromnetze vorhanden und die Verfügbarkeit und die maximale Leistungsfähigkeit sind sehr unterschiedlich. Bei einem Elektrofahrzeug müssen deshalb sowohl die Fahrzeugschnittstelle (Ladesteckdose beziehungsweise Ladekabel) auf Kompatibilität mit verschiedensten Lademöglichkeiten erprobt werden, genauso muss die Kommunikation mit verschiedensten Ladesäulen geklärt werden. Auch hier steht eine internationale Normung noch aus [22]. Eine weitere Komplexitätssteigerung wird durch den Trend zu (externen) DC-Schnellladegeräten hinzukommen, so dass die Fahrzeugschnittstelle auch zwischen Gleichstrom und Wechselstrom unterscheiden können muss. Neben der Funktionserprobung aus technischer Sicht muss der Ladevorgang auch aus Nutzersicht beurteilt werden. So ist zu klären, in wie weit sich ein solcher Ladevorgang vereinfachen lassen kann, so dass er auch dem Fahrer zum Beispiel eines Premiumfahrzeugs zuzumuten wäre. Ein Kunde erwartet außerdem eine lückenlose und aktuelle Übersicht über verfügbare und kompatible Ladestationen. Auch muss eine Gefährdung durch Ladekabel-„Salat“ an Ladestationen ausgeschlossen werden [23].

Bild 5: Ladeschnittstelle des Visio.M-Erprobungsträgers

Ein weiteres Problem für Elektrofahrzeuge besteht im Verlust von Batterieladung im abgestellten Zustand. Dieses als Selbstentladung bekannte Phänomen muss ebenfalls untersucht werden [14, S. 140]. Abhängig von der Temperatur muss mit Selbstentladungsraten von ca. 5% Ladekapazität pro Monat bei Lithium-Ionen-Zellen allein batterieintern gerechnet werden, hinzu kommt der Verlust durch einen unvermeidlichen geringen Stromverbrauch des Fahrzeugs auch im Ruhezustand [14, S. 140f]. Es ist dennoch zu erwarten, dass beispielsweise der Kunde das Fahrzeug im Zweifelsfall für mehrere Tage ohne Anschluss an ein Ladekabel stehen lässt und trotzdem danach ein funktionsfähiges Fahrzeug erwartet. Genauso ist ein Notfallprozess abzusichern, der durchgeführt wird, sobald die Batterie vollständig entladen sein sollte.
Durch die neuen elektrischen Systeme in Elektrofahrzeugen werden darüber hinaus neue Funktionen ermöglicht, die ebenfalls abzusichern sind. So besitzen Elektrofahrzeuge die Fähigkeit, kinetische Energie beim Bremsvorgang zu

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

rekuperieren und in die Batterie zurück zu speisen. Die Rekuperation ist so abzusichern, dass eine Aktivierung im Kundenbetrieb noch als harmonisch empfunden wird, gleichzeitig aber so viel Bremsenergie wie möglich zurückgewonnen werden kann. Die Abstimmung und Erprobung dieser Rekuperation erfordert viel Aufwand: Je nach Konstruktion aktiviert sich die Rekuperation entweder nur bei Lösen des Fahrpedals oder bleibt auch beim Druck auf das Bremspedal aktiv, was ein Überblenden der elektrischen und der hydraulischen Bremswirkung zur Folge hat [24]. Ein Augenmerk ist auch auf die Bremswirkung durch die Rekuperation auf Strecken mit niedrigem Reibwert zu legen, hier muss ein Blockieren der Räder ausgeschlossen werden. Gleiches gilt für die Abstimmung der Schnittstelle zwischen Rekuperation und modernen FAS wie zum Beispiel ESP. Da jegliche Momenteneingriffe einen großen Einfluss auf die Sicherheit und den Komfort der Längsdynamik haben, muss der Abstimmung dieser Schnittstellen zwischen FAS und elektrischem Antrieb besonders viel Aufmerksamkeit gewidmet werden [24]. Ein nicht zu unterschätzender Effekt ist außerdem das durchaus erwünschte „One Pedal Feeling“ [24], womit das ausschließliche Bewegen des Fahrzeugs mit dem Fahrpedal gemeint ist. Durch die Bremswirkung mittels Rekuperation muss das eigentliche Bremspedal nur noch in Ausnahmesituationen verwendet werden.
Einen weiteren interessanten und bisher wenig betrachteten Gesichtspunkt stellen bei der Untersuchung der Gebrauchssicherheit die etwaigen Änderungen im Nutzungsverhalten durch Elektrofahrzeuge dar. Dies könnte Einfluss auf die zu betrachtenden Gebrauchsfälle oder Sonderereignisse haben. Zudem muss untersucht werden, inwieweit Elektrofahrzeuge anderen Sondernutzungs- oder Missbrauchsfällen unterworfen sind, welche demzufolge abzusichern wären. So ist zum Beispiel ein möglicher Anhängerbetrieb oder das Verhalten des Fahrzeugs beim Abschleppen zu erproben. Auch bei Bergabfahrten mit vollgeladenem Energiespeicher ist ein verändertes Fahrverhalten wegen des Fehlens der Bremswirkung durch Rekuperation zu erwarten. Auch müssen neue Missbrauchsfälle einbezogen werden: So muss abgesichert werden, dass ein versehentliches Losfahren ohne Abstecken des Ladekabels nicht möglich ist. Genauso kann es zu einem gewaltsamen Entfernen des Ladesteckers kommen, wobei ebenfalls eine Gefährdung durch Stromschlag ausgeschlossen werden muss.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Zu Anfang wird in die Thematik der Absicherung von Fahrzeugeigenschaften eingeführt, der allgemeine Absicherungsprozess wird kurz umrissen und die Aufgabenstellung für das Dissertationsprojekt wird erarbeitet.
Dann werden die grundsätzlichen Annahmen und Vereinfachungen beschrieben, die zur Bearbeitung dieses Themas nötig sind. Der Ablauf und die einzelnen Schritte des Dissertationsprojekts werden aufgezeigt: Zunächst werden die aktuellen Absicherungsprozesse analysiert und strukturiert, unter anderem mit Hilfe einer eigens entwickelten Datenbank. Anschließend werden, nach der Definition von Schwerpunktthemen, mögliche Defizite bei den Erprobungsmaßnahmen ermittelt und die Prozesse entsprechend angepasst und verbessert. Zusammen mit einer Extrapolation der Potentiale von Erprobungsmaßnahmen, beispielsweise der Abschätzung der Computerleistung für Simulationen in der näheren Zukunft, wird versucht, eine neue, generische und damit individuell und optimal auf ein jeweiliges

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Fahrzeugkonzept angepasste Methodik für die Gesamtfahrzeugerprobung beziehungsweise die Absicherung von Elektrofahrzeugen zu entwickeln.
Es wird auf die Informationsquellen eingegangen, auf die sich dieses Projekt stützt. Für praxisbezogene und allgemeingültige Informationen, die möglichst unbeeinflusst von der Historie beziehungsweise Strategieentscheidungen von Unternehmen sind, werden drei Quellen herangezogen: ein OEM der Automobilindustrie für die Absicherungsprozesse von konventionellen Fahrzeugkonzepten, ein Forschungsprojekt, dass sich mit der Entwicklung eines Elektrofahrzeugs befasst und ein OEM, der ausschließlich Batterieelektrofahrzeuge im Produktportfolio hat.
Die nächsten Schritte in der Projektarbeit umfassen die Analyse und Strukturierung des Absicherungsprozesses und die Weiterentwicklung der angesprochenen Datenbank mit dem Ziel, die Schwerpunktthemen möglichst zeitnah zu definieren. Das Themengebiet der Absicherung ist sehr weit und die verschiedenen Aspekte und Hintergründe einzelner Erprobungsmaßnahmen ließen sich in unterschiedlichen Detaillierungsgraden untersuchen. Daher ist es unerlässlich, die Themen herauszufiltern, von denen zu erwarten ist, dass sie die Erprobungsprozesse maximal verbessern.
Mit dem Einblick in die ersten Ergebnisse aus der Analyse des Absicherungsprozesses werden die neuen Herausforderungen deutlich, die in der modernen Absicherung behandelt und gelöst werden müssen. Die Problemstellung für das Dissertationsprojekt wird klar herausgearbeitet und die Notwendigkeit, sich mit diesem Thema intensiv auseinanderzusetzen, wird aufgezeigt. Der Ansatz der Arbeit, dem die These zu Beginn dieses Manuskripts zugrunde liegt, wird bestätigt.

Literatur

[1] WEBER, J.: *Automotive development processes: Processes for successful customer oriented vehicle development.* Dordrecht ;, New York : Springer-Verlag, 2009

[2] WATTENBERG, K. ; MAHLER, K. ; WIEHE, L. ; BREITLING, T. ; DRAGON, L. ; BAUER, W.: *Ohne Prototypen Schneller Zum Ziel.* In: *ATZ extra* (2012), S. 92–96

[3] HEIDT, W. ; HENN, G. ; KÄSER, M.: *Absicherung der Produkteigenschaften*. In: ATZ extra (2008), Nr. 08, S. 140–143

[4] WEISSINGER, J. ; SCHEER, M.: *Abstimmung und Erprobung des Gesamtfahrzeugs.* In: *ATZ extra* (2012), S. 202–205

[5] KRÜGER, M.: *Grundlagen der Kraftfahrzeugelektronik*. München, Wien : Hanser, 2004

[6] WINNER, H. (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme : Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort.* 1. Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2009 (Praxis)

[7] WALLENTOWITZ, H. ; FREIALDENHOVEN, A. ; OLSCHEWSKI, Ingo: *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebstranges : Technologien, Märkte und Implikationen.* 1. Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2010 (ATZ-MTZ-Fachbuch)

[8] BUNDESMINISTERIUM FÜR BILDUNG UND FORSCHUNG (BMBF): *Forschung für Elektromobilität : Projekt: Fahrzeugkonzept für die urbane Elektromobilität (VisioM).* Berlin, 2012

[9] UNGERMANN, J.: *Zuverlässigkeitsnachweis und Zuverlässigkeitsentwicklung in der Gesamtfahrzeugerprobung.* Zürich, ETH Zürich. Dissertation. 2009

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

[10] PAULI, B. ; MEYNA, A.: *Zuverlässigkeitsprognosen für Kfz-Komponenten bei unvollständigen Daten*. In: ATZ (2000), Nr. 12, S. 1104–1107
[11] LEOPOLD, T.: *Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen.* Holzgartenstr. 16, 70174 Stuttgart, Universität Stuttgart. 2012. URL http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2012/7519
[12] SHELL DEUTSCHLAND OIL (Hrsg.) *PKW-Szenarien bis 2030 - Flexibilität bestimmt Motorisierung.* Hamburg, 2004
[13] GERINGER, B. ; TOBER, W..: *Batterieelektrische Fahrzeuge in der Praxis : Kosten, Reichweite, Umwelt, Komfort.* Studie des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK) und des Österreichischen Automobil-, Motorrad und Touring Clubs (ÖAMTC). Wien, 2012
[14] JOSSEN, A. ; WEYDANZ, W.: *Moderne Akkumulatoren richtig einsetzen.* 1. Aufl. Neusäß : Ubooks, 2006
[15] OZATAY, E.; ONORI, S.; OZGUNER, U.; RIZZONI, G.: The use of geographical, traffic management, and weather information in the cloud to optimize the energy use of vehicles. In: *13th Stuttgart International Symposium - Automotive and Engine Technology.* Stuttgart, 2013, S. 41–56
[16] SAGAWE, T.: *Sicherheit der Hochvolttechnik bei Elektro- und Hybridfahrzeugen (*4. Sachverständigentag). Berlin, 01.03.2010. URL www.sachverstaendigentag21.de/svt2010/downloads/6_Sagawe.pdf
[17] BÜTTNER, A. ; TRIEFENBACH, W.: *Risikoabsicherung der Serienfertigung alternativer Antriebe.* In: *ATZ produktion* 5 (2012), Nr. 02, S. 74–78
[18] JUSTEN, R.: Anforderungen an die Crashsicherheit von Hochvolt-Kraftfahrzeugen. In: GESAMTVERBAND DER DEUTSCHEN VERSICHERUNGSWIRTSCHAFT E.V. (HRSG.): *Symposium 2011 -Sicherheit von Hochvolt-Kraftfahrzeugen.* Berlin, 2011, S. 22–27
[19] EGERTZ, D.: *Novel Safety Requirements and Crash Test Standards for Light-Weight Urban Vehicles.* Stockholm, KTH Stockholm. 2011
[20] HOLLMOTZ, L. ; HACKMANN, M.: „Anforderungen, Risiken und aktueller Entwicklungsstand von Lithium-Ionen-Systemen aus dem Blickwinkel der Kraftfahrzeugsicherheit“. In: NHTSA (HRSG.): *Proceedings of the 22nd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV),* 2011
[21] KRÜGER, R.: *Ganzheitliche Sicherheitsbetrachtung am Beispiel von E-Fahrzeugen (*Workshop Safety in Transportation -SiT). Braunschweig, 30.11.2011. URL http://rzv113.rz.tu-bs.de/SiT_SafetyinTransportation/SiT11/Kr%FCger.pdf
[22] MARQUES, M.: *Neue Schnittstellen des Bordnetzes (*Innovationsforum Energieeffizienz - Automotive Cluster Ostdeutschland). Erfurt, 17.03.2011. URL http://www.acod.de/media/kompetenzcluster/innovationsforum_ energieeffizient/abschlussveranstaltung/vortrag_bordnetz_marques_neue-schnittstellen-des-bordnetzes.pdf
[23] OTT, M.: *Entwicklung von Elektrofahrzeugen – Herausforderungen an die Organisation und den Entwicklungsprozess (*Erster deutscher Elektro-Mobil Kongress). Bonn, 16.06.2009. URL http://www.mbtech-group.com/fileadmin/media/de/pdf/Hybrid/Vortrag_Martin_Ott_MBtech_Elektro mobilkongress_final.pdf
[24] JUNG, M. ; KESSLER, F.; MÜLLER, P. ; WAHL, S.: *Fahrzeugintegration und Fahrverhalten des BMW Active E.* In: *ATZ* 114 (2012), Nr. 10, S. 808–813

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Einsatzorientierte Bewertung und Optimierung von Energiemanagementmaßnahmen im Kraftfahrzeug durch stochastische Kombination energetisch relevanter Betriebszustände

Ralf Oberfell, Frank Gauterin, Stefan Gast

Kurzfassung

Die Anwendung von Energiemanagementmaßnahmen auf Systeme im Kraftfahrzeug leistet einen wesentlichen Beitrag zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. Soll jedoch die Auswirkung einer Maßnahme auf Fahrzeuge im Kundenbetrieb bewertet werden, bekommt diese Aufgabenstellung aufgrund der Szenarienvielfalt schnell eine hohe Komplexität, die mit konventionellen zeitbasierten Simulationsverfahren nur mit hohem Aufwand zu lösen ist. Aus diesem Grund wird in diesem Beitrag eine stochastisches Simulationsverfahren zur Bewertung und Optimierung von verbrauchssenkenden Maßnahmen in schweren Nutzfahrzeugen vorgestellt, angewandt und hinsichtlich seiner Genauigkeit bewertet. Es zeigt sich, dass diese Methodik eine sinnvolle Ergänzung zu bewährten zeitbasierten Simulationsverfahren ist und besonders vorteilhaft einzusetzen ist, wenn Einsatzszenarien mit großer Varianz zu Grunde gelegt werden.

1. Einleitung und Motivation

Es gibt verschiedene Gründe für die Entwicklung energieeffizienter Fahrzeuge. Während die Gesetzgebung und die Öffentlichkeit verstärkt auf die Reduktion des Ausstoßes von Kohlenstoffdioxid achten, strebt ein Fahrzeughersteller in der Regel durch die Einführung von Konzepten zur Verbrauchs- und Emissionsreduktion danach, den Kundennutzen zu erhöhen [1]. Bei Nutzfahrzeugen, deren wichtigste Kundenanforderungen Qualität, Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit sind, hat die Erhöhung des Kundennutzens einen besonderen Stellenwert, da diese Fahrzeuge im Gegensatz zu Personenkraftwagen Investitionsgüter sind [2].

Weiterhin hat sich das Nutzfahrzeuggremium des Europäischen Automobilherstellerverbands (ACEA) in einer Selbstverpflichtung im Jahr 2008 dazu bekannt, den Kraftstoffverbrauch seiner Fahrzeuge bis zum Jahr 2020 um durchschnittlich 20 Prozent zu reduzieren [3]. Die Grundlage für diese Zielsetzung, die auf die Transportleistung in Tonnenkilometer bezogen ist, stellt der Fahrzeugbestand aus dem Jahr 2005 dar.

Bereits seit Mitte der sechziger Jahre wurde der CO_2-Ausstoß schwerer Nutzfahrzeuge um ca. 45 % – bezogen auf einen Tonnenkilometer – reduziert [4]. Die grundsätzlichen Ansatzpunkte dazu sind hinreichend bekannt. Sie reichen von der Verbesserung konventioneller Technik der Verbrennungskraftmaschine über die Reduzierung von Beschleunigungs-, Roll- und Luftwiderständen bis zur Hybridisierung von An-

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

triebsstrang und Nebenaggregaten. Für das emissions- und klimaneutrale Fahren können darüber hinaus alternative Kraftstoffe oder regenerativ gewonnene Energieträger eingesetzt werden [5], [6], [7].

In Bild 1 ist ein Sankey-Diagramm für die Energieverteilung in schweren Nutzfahrzeugen abgebildet. Betrachtet man die Leistungs- und Energiebilanz des Einsatzprofils eines durchschnittlich beladenen Nutzfahrzeugs auf einer Überlandstrecke, so ergibt sich ein arithmetischer Mittelwert der mechanischen Leistung des Verbrennungsmotors von P_{mech} = 130 kW. Die Energiewandlung der mechanischen Energie findet anteilig in 70 % der für die Strecke benötigten Zeitdauer statt. In den restlichen Zeitanteilen befindet sich das Fahrzeug in einer Roll- oder Bremsphase. Auf diesem Einsatzprofil resultiert ein Kraftstoffverbrauch von durchschnittlich 23,7 l/h.

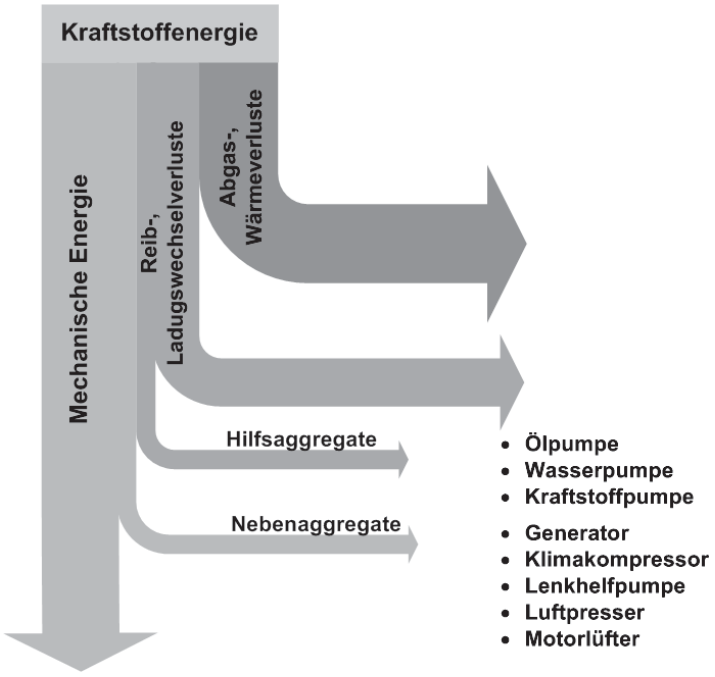


Bild 1: Sankey-Diagramm der Energieverteilung im schweren Nutzfahrzeug

Die Hilfs- und Nebenaggregate sind in Bild 1 besonders hervorgehoben. Nach [8] sind diese bei der Optimierung des Gesamtfahrzeugs aufgrund ihrer augenscheinlich geringen Verbrauchspotenziale mit vernachlässigbarerer Anstrengung untersucht worden. Da sie im Regelfall mechanisch mit fester Übersetzung an den Verbrennungsmotor gekoppelt sind und meist auf den „Worst-Case“-Fall ausgelegt sind [9], werden sie im normalen Anwendungsfall nicht im energieoptimalen Bereich betrieben und bieten so ein Einsparpotenzial durch Anwendung von Energiemanagementmaßnahmen.
Bei der Entwicklung einer neuen Fahrzeuggeneration werden zu dessen Effizienzbewertung in der Regel Computersimulationen verwendet, die mathematisch beschriebene Ersatzmodelle des Fahrzeugsystems beinhalten. Für die nun zu bewertende und optimierende Effizienzmaßnahme in Anwendung auf eine Kundengruppe müssen die Fahrzeugkonfigurationen, Transportaufgaben sowie das Verhalten der eingesetzten Fahrer berücksichtigt werden. Da mit steigender Variantenvielfalt der Simula-

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

tionsaufwand stark ansteigt, wurden in der Vergangenheit bereits Simulationsmethodiken entwickelt, die das Fahrerverhalten aufgrund von statistisch erfassten Daten abbilden und so die Komplexität verringern [10].

Zur weiteren Reduktion des Simluationsaufwands wird in diesem Beitrag eine methodische Vorgehensweise beschrieben werden, die den Kraftstoffverbrauch von Fahrzeugen mit Hilfe einer stochastischen Simulation berechnet. Als Eingangsgrößen der Simulation werden hierfür statistische Merkmale des Fahrer- und Fahrzeugverhaltens verwendet. Nach einer Einführung in die Grundlagen der längsdynamischen Simulation werden zunächst einige Energiemanagementmaßnahmen vorgestellt, die im weiteren Verlauf durch die neue Methodik bewertet werden. Nach der Erläuterung der Simulationsmethodik werden anhand der Anwendungsbeispiele die jeweilige Ergebnisgüte und die grundsätzliche Eignung des Verfahrens auf seine Bewertungsaufgabe untersucht.

2. Längsdynamische Simulation

Unter dem Begriff Simulation hat man den Prozess des Bildens einer Aussage über ein System mit Hilfe und auf Ebene eines Modells definiert [11]. Das Ziel der Simulation ist ein möglichst realitätsnahes Abbilden des Geschehens in der Wirklichkeit. Die Abbildung des realen Systems Fahrzeug und seiner Interaktion mit der Umwelt kann durch Nutzung verschiedenster Modellierungsmethoden geschehen. Der Modellierer muss zunächst entscheiden, was genau modelliert werden soll und mit welchem Zeitbezug. Mit der Zielstellung der Leistungsbeschreibung können unter Annahme eines physikalischen Modells die dafür notwendigen Zustandsgrößen definiert werden.

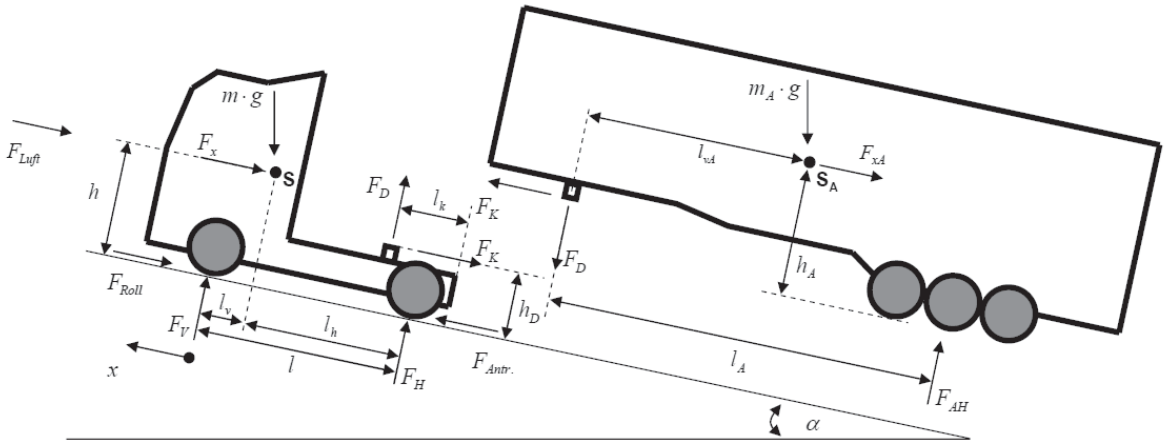


Bild 2: Lasten an einem Sattelzug (nach [14])

Für den Antriebsstrang stellt sich dies in Form von Leistungsquellen, -senken, -wandlern, Verbrauchern und Speichern dar, die miteinander in Beziehung stehen.

Das physikalisch-mathematische Ersatzmodell eines Fahrzeugs bei einer längsdynamischen Abbildung ist entgegen der Realität vereinfacht. Durch die Verwendung des

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Punktmassenersatzmodells wird das Fahrzeug als massebehaftetes Volumen unbekannnter Größe angenommen [12]. Es reduziert sich somit auf einen bewegten Antriebsstrang, der die Eigenschaften Masse und Geschwindigkeit des Gesamtfahrzeugs besitzt [13]. Die Verwendung des Punktmassenersatzmodells hat bei der Abbildung von Nutzfahrzeugen den weiteren Vorteil, dass die zahlreichen Variationen aus Zugfahrzeug und Anhänger nicht explizit abgebildet werden müssen. Das Ersatzmodell für einen Sattelzug mit den entsprechenden Schnittkräften ist in Bild 2 aufgeführt. Für die aufkommende Summe der Fahrwiderstände F_W bzw. die aufzubringende Antriebskraft $F_{Antr.}$ ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$F_{Antr.} = F_W = \sum F_i \cdot k_{R,i} + \frac{1}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 + \left(m + m_A\right) \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) + \dot{v}\right) \qquad i = \{V, H, AH\} \qquad (1)$$

Dabei bezeichnet $k_{R,i}$ die jeweiligen Reibwerte pro Achse, c_W den Luftwiderstandsbeiwert, φ die Luftdichte und A die Stirnfläche des Gesamtzugs.

Die längsdynamische Simulation lässt sich sehr anschaulich signalflussorientiert modellieren und kann mit entsprechender Software gut umgesetzt werden. Nach Bild 3 sind dabei zwei grundsätzliche Simulationsrichtungen zu unterscheiden: Zum einen die Vorwärtssimulation (dynamische Rechnung), in der eine Regelgröße vorgegeben wird und das System darauf antwortet, und zum anderen die Rückwärtssimulation (quasistationäre Rechnung), bei der die nötige Regelgröße auf Grund der gewünschten Antwort berechnet wird [15].

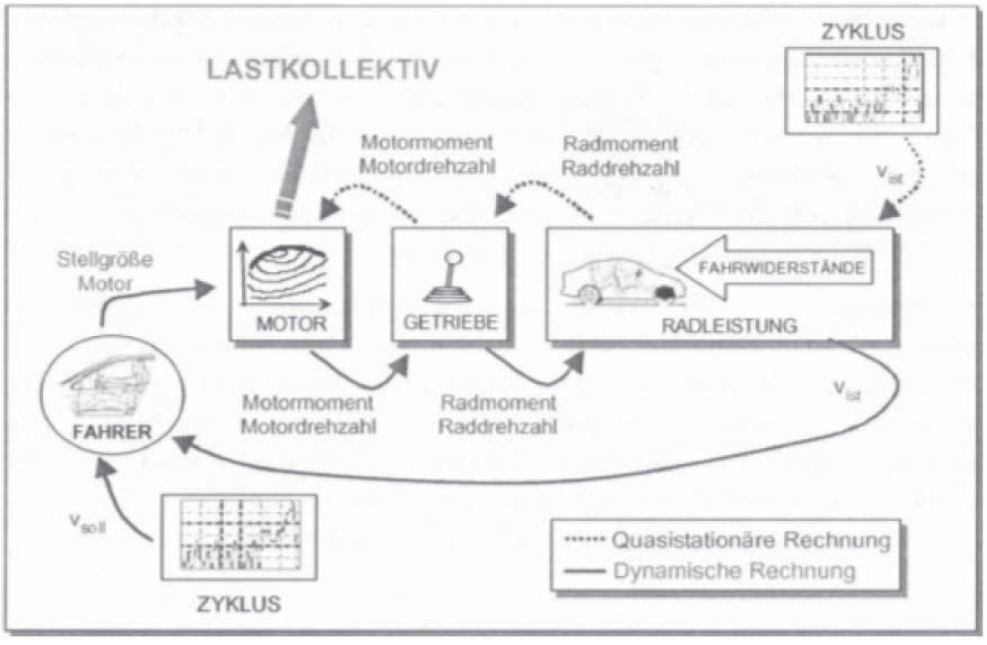


Bild 3: Vorwärts- und Rückwärtssimulation zur Lösung der längsdynamischen Bewegungsdifferentialgleichung [15]

Die Simulation an sich ist ein zeitbasiertes Signalflussmodell, deterministisch und dahingehend zeitdiskret, dass die Simulation zur Lösung der Differentialgleichungen schrittweise vorgeht. Die gegebenen Randbedingungen für Streckenprofil und Sollgeschwindigkeit werden wegbasiert eingebunden.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

3. Energiemanagementmaßnahmen

Im August 2009 ist mit der Norm DIN EN 16001 ein Leitfaden entstanden, der den Aufbau eines betrieblichen Energiemanagementsystems zum Zwecke der langfristigen Steigerung der Energieeffizienz beschreibt [16]. Im Dezember 2011 wurde diese Norm durch die DIN EN ISO 50001 ersetzt. Die Norm schreibt vor, technische und verhaltensbezogene Maßnahmen zur Energieeinsparung festzulegen, zu überwachen, messen, dokumentieren und auditieren. Eine Übertragung der Ansätze aus dem Bereich des Energiemanagements in der Gebäudetechnik auf Kraftfahrzeuge ist einfach realisierbar, da die Struktur von Energiequellen, Energiewandlern und Energiesenken sowie das generelle Vorgehen der technischen Problembeschreibung und der Lösungsmethoden vergleichbar sind.

Als grundsätzliche Stellhebel in Fahrzeugen sind folgende Ansätze zu betrachten:

- Vermeidung von Energieverlusten
- Bedarfsgerechte Bereitstellung von Energie
- Wirkungsgradoptimierte Energiewandlung
- Zeitliche Trennung von Energiebereitstellung und Nutzenergiebedarf

Als beispielhafte Energiemanagementmaßnahmen sollen nun drei verschiedene Ansätze dienen, die im Folgenden vorgestellt werden.

3.1 Rekuperation von elektrischer Energie

Auch wenn das Wort „Rekuperation“ (lateinisch recuperare = wiedererlangen, wiedergewinnen) aufgrund des Energieerhaltungssatzes sicher nicht die korrekte wissenschaftliche Bezeichnung ist, wird der Begriff Rekuperation oder rekuperatives Bremsen bereits seit fast 100 Jahren verwendet. Damit die kinetische Energie des Fahrzeugs bei einem Verzögerungsvorgang nicht in Wärmeenergie gewandelt wird und damit nicht mehr nutzbar wäre, hat man bereits in den 1920er Jahren im Schweizer Krokodil (Elektrolokomotive der Schweizerischen Bundesbahnen (SBB)) Energie mit Hilfe von elektromotorischen Bremsen in das Stromnetz rückgespeist [17].

Bei heutigen Fahrzeugen wird im Schubbetrieb die Generatorspannung angehoben, um die Bewegungsenergie in nutzbare elektrische Energie zu wandeln. Die Bordnetzbatterie des Fahrzeugs dient dabei als Zwischenspeicher für die gewandelte Energie. Im Zugbetrieb speist die Batterie das Bordnetz. Dadurch wird der Generator entlastet, was zu einer Verbrauchsreduktion des Fahrzeugs führt [18]. Für die Integration eines solchen Systems benötigt man einen steuerbaren Generatorregler, einen leistungsfähigen und zyklenfesten Speicher sowie eine Betriebsstrategie zur Steuerung des Generatorreglers.
Maßgeblich für die Verbrauchsersparnis ist die ausreichende Dimensionierung der Leistungsfähigkeit des Generators sowie der Kapazität der Batterie. Ein optimal konfiguriertes System kann in den Schubphasen alle Energie, die für die gesamte Dauer der Fahrtstrecke benötigt wird, aus kinetischer Energie wandeln. Die Simulation soll hierzu verschiedenen Konfigurationspaare (Speicher & Wandler) auf ihr Potenzial bei einer ausgewählten Kundengruppe bewerten.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

3.2 Effizienzmaßnahmen bei der Bereitstellung pneumatischer Energie

Das Luftsystem besteht in Analogie zum elektrischen Bordnetz aus einem Energiewandler (Luftpresser) und einem pneumatischen Speicher (Vorratsbehälter). Entgegen des eher geringen Umsetzungsgrades der Rekuperation im elektrischen Bordnetz besitzen die meisten Fahrzeuge im europäischen Raum elektronische Luftaufbereitungssysteme, die an die Fahrzeugarchitektur angeschlossen sind und dadurch die Energiewandlung gezielt in den Schubphasen des Fahrzeugs vornehmen können [19].

Dadurch wurde der Energiebedarf des Luftpressers bereits stark reduziert, so dass bei geringen Luftbedarfen die Energieaufnahme im Nichtförderbetrieb im Vordergrund steht. Zur Reduktion dieser Verluste eignen sich Kupplungen, Energiesparsysteme oder auch Downsizing-Ansätze, wobei heutzutage mit keinem dieser Konzepte die Leerlaufleistung komplett reduziert werden kann. Eine Vergrößerung des Speichers ist ebenfalls eine Möglichkeit, wobei hierbei wie im elektrischen System die richtige Systemauslegung in Kombination mit der Leistungsfähigkeit des Luftpresser sowie der Zug- und Schubhäufigkeiten und -dauern erfolgen muss.

In einer vergleichenden Simulation sollen im späteren Verlauf dieses Beitrags die Auswirkungen einer mechanischen Kupplung, der Verwendung eines Luftpressers mit kleinerem Hubvolumen und der Vergrößerung der Speicherkapazität untersucht werden.

3.3 Standortspezifische Bewertung hybrider Konzepte

Die Vorhersage des Verbrauchspotenzials für ein Hybrid-Fahrzeug im Verteilerverkehr ist eine der komplexesten Anwendungsfälle, da der Einfluss von Fahrer, Streckentopographie und Verkehrsfluss einen wesentlich größeren Einfluss als im schweren Fernverkehrseinsatz hat, wo weitgehend konstante Geschwindigkeiten gefahren werden. Zudem spielen hier sowohl die Betriebsstrategie als auch die Dimensionierung der Hybridkomponenten eine wichtige Rolle.

In den Jahren 2009 und 2010 befanden sich im Rahmen eines Flottenversuchs über 20 Monate fünf prototypische Hybrid- sowie vier Referenzfahrzeuge ohne hybriden Antriebsstrang an vier verschiedenen Standorten des Paket- und Brief-Expressdienstleisters DHL. Auf Basis dieser hierbei gewonnenen zeitbasierten Daten soll die Simulationsmethodik auf ihre Aussagekraft hin bewertet werden. Des Weiteren kann an dieser Stelle sowohl eine standortspezifische Simulation (Eingangsgrößen sind jeweils die Merkmale eines Standorts) als auch eine ganzheitliche Bewertung des Hybridsystems (Eingangsgrößen sind die Merkmale aller Standorte) durchgeführt werden.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

4. Stochastische Simulationsmethodik

Sowohl die zeitbasierte Längsdynamiksimulation mit wegbasierten Eingangsgrößen, die zeitbasierte Längsdynamiksimulation mit statistischen Eingangsgrößen nach [10] als auch die stochastische Simulationsmethodik basieren auf demselben mathematischen Fahrzeugmodell.

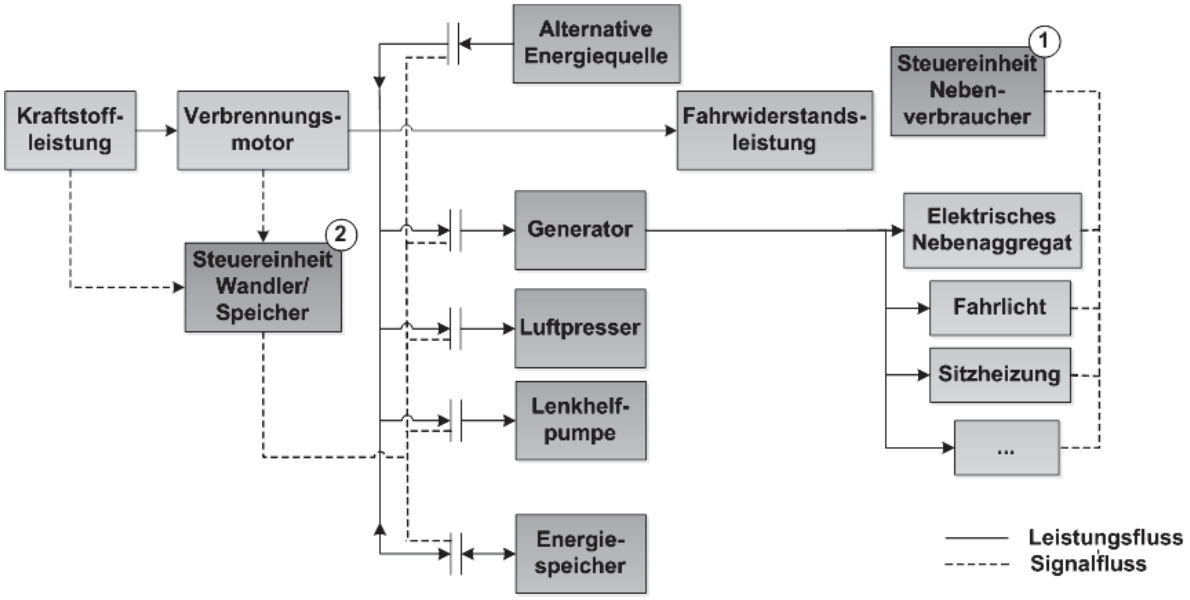


Bild 4: Funktions- und Energiearchitektur eines Nutzfahrzeugs

Während die zeitbasierten Simulationen die Bewegungsdifferentialgleichung sowohl nach dem Prinzip der Vorwärts- als auch der Rückwärtssimulation lösen können, reduziert sich das Lösungsprinzip der stochastischen Simulation auf die Rückwärtssimulation. Dies liegt darin begründet, dass die Vorwärtssimulation nach Bild 3 mit Hilfe des abgebildeten Fahrerreglers die Soll- und die Istgeschwindigkeit vergleicht und aufgrund der Regelabweichung eine Veränderung der Fahrpedalstellung vornimmt. Unter Berücksichtigung von Fahrwiderstands- und Motorleistung kann im nächsten Berechnungsschritt so die Fahrzeugbeschleunigung und die resultierende Geschwindigkeit zum aktuellen Zeitpunkt ermittelt werden. Bei der Rückwärtssimulation stimmen Soll- und Istgeschwindigkeit überein. Damit kann die Beschleunigung anhand des zugrunde gelegten Zyklus sofort berechnet werden. Die Bewegungsdifferenzialgleichung reduziert sich zu einem linearen Gleichungssystem. Da bei der stochastischen Simulation der direkte Bezug zum vorhergehenden Zeitpunkt nicht vorhanden ist, ist die Vorwärtssimulation hier nicht anwendbar. Nach [15] ist die Vorwärtssimulation für die Bewertung der dynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs anzuwenden, während für Verbrauchssimulationen die Rückwärtssimulation ausreichende Genauigkeit erbringt.
In Bild 4 ist die prinzipielle Funktions- und Energiearchitektur eines Nutzfahrzeugs dargestellt. Der Beginn der Energiewandlungskette startet bei der chemischen Leistung des Primärenergieträgers, die durch den Verbrennungsmotor in mechanische Leistung gewandelt wird. Sowohl durch die Leistungen der Nebenaggregate als auch

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

durch die Leistung der Fahrwiderstände und möglicher Energiespeicher wird diese mechanische Leistung in weitere Energieformen gewandelt und stellt am Ende der Energiewandlungskette die Nutzleistung (z. B. Licht, Wärme, …) dar. Durch die Steuereinheiten 1 und 2 ist es möglich, sowohl die Anforderung an Nutzleistung als auch die Durchführung der Energiewandlung zeitlich zu beeinflussen.

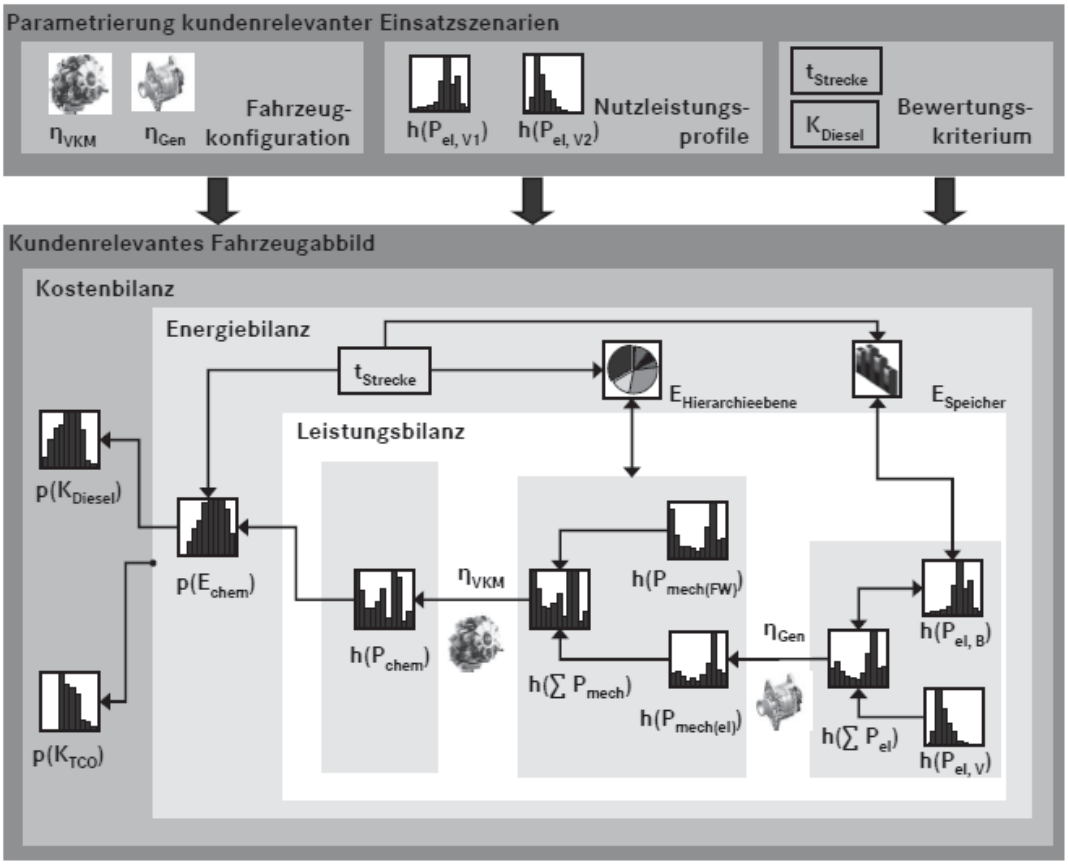


Bild 5: Berechnungsmethodik der stochastischen Simulation

Bild 5 stellt die Berechnungsmethodik der stochastischen Simulation dar. Basierend auf dem längsdynamischen Fahrzeugmodell wird die Bedatung des Modells aufgrund der gewählten Fahrzeugkonfiguration vorgenommen. Die Nutzleistungsprofile $h(x_i)$ stellen die Häufigkeitsverteilungen der Leistungen dar, die zur Erfüllung einer bestimmten Funktion benötigt werden. Das Bewertungskriterium stellt die Variable dar, nach der die Gleichung aufgelöst werden soll.

Nach Start der Berechnung werden zunächst die Leistungsbilanzen sowohl in den Subsystemen als auch im Gesamtsystem nach den Vorgaben des Fahrzeugmodells gelöst. Sind diese erfüllt, werden nun die Energiebilanzen der Teilsysteme berechnet und mit den vorliegenden Randbedingungen abgeglichen (z. B. Füllstand Speicher im Verlauf nicht größer als 100% oder kleiner als 0 %). Mit der Kostenbilanz als oberster Bewertungsebene können gezielt Optimierungen des Systems vorgenommen werden, um Kundensysteme hinsichtlich maximaler Wirtschaftlichkeit auszulegen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Es kann durchaus vorkommen, dass mit der Nichterfüllung der Energiebilanz die Leistungsbilanz des Systems mehrfach iterativ berechnet werden muss [20], [21].

5. Ergebnisse stochastischer Simulation

In diesem Kapitel sollen nun die Ergebnisse der stochastischen Simulation der in Kapitel 3 aufgeführten Energiemanagementmaßnahmen dargestellt werden.

In Bild 6 sind die Ergebnisse der stochastischen Simulation in Anwendung auf die Bewertung eines Systems zur Energierückgewinnung von kinetischer Energie durch das elektrische Bordnetz abgebildet. Insgesamt sind hierbei 6 Systemkonfigurationen betrachtet worden. Mit steigender Nummerierung der Konfiguration wurde sowohl die Leistungsfähigkeit des Generators als auch die Kapazität des elektrischen Speichers erhöht.

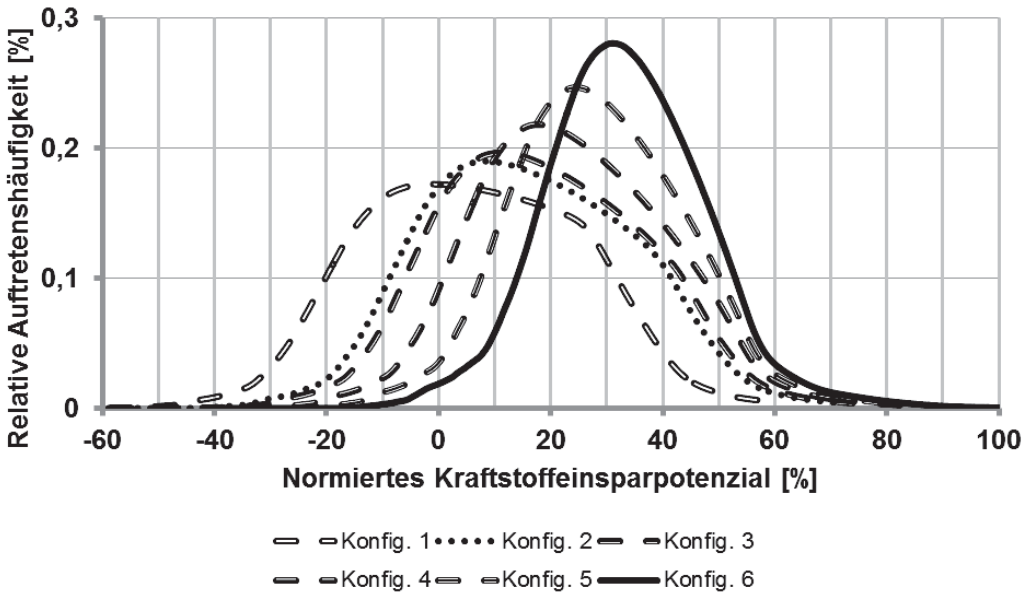


Bild 6: Relatives Einsparpotenzial bei Rekuperation unter verschiedenen Systemkonfigurationen

Das ideale System mit maximaler Ersparnis würde sich hierbei mit einer relativen Auftretenshäufigkeit von 100 % bei einem auf den Kraftstoffanteil des Bordnetzes normierten Einsparpotenzial von 100 % ergeben. Man sieht in Bild 6 auch, dass mit einem solchen System ebenfalls ein Kraftstoffmehrverbrauch möglich sein kann, sofern durch eine schlechte Konfiguration die Batterie zunächst in Zugphasen entladen wird, dann aber anschließend mangels folgender Schubphasen noch in der Zugphase wieder über den Wirkungsgrad der Batterie geladen werden muss.

Bild 7 zeigt die Ergebnisse der Untersuchung des pneumatischen Systems. Durch eine vorhergehende Auswahl von Kunden mit hohen Durchschnittsgeschwindigkeiten (Fernverkehrseinsatz) liefert der Einsatz der Kupplung erwartungsgemäß gute Er-

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

gebnisse. Dadurch, dass das Kraftstoffeinsparpotenzial der Kupplung ausschließlich von den Nichtförderphasen des Luftpressers abhängt, besitzt die Verteilung eine geringe Streuung.

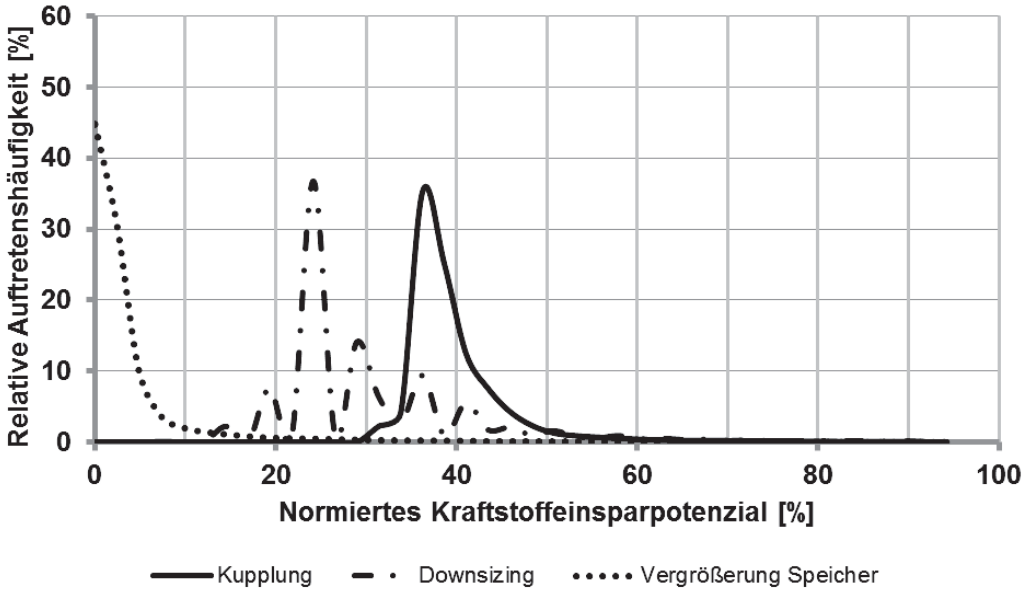


Bild 7: Kundeneinsparpotenziale beim pneumatischen System

Das Downsizing-Konzept schneidet im Durchschnitt etwas schlechter ab. Einige Kunden werden mit diesem Konzept aber sogar an die Einsparpotenziale der Kupplung herankommen. Die Verteilung hat eine große Streuung, die durch die Betriebsstrategie zu erklären ist: durch die Verringerung des Hubraums verlängern sich die Förderphasen. Dadurch steigt die Wahrscheinlichkeit, dass eine Förderphase bei Wiederkehr in eine Zugphase noch nicht beendet wird. Der somit einzusetzende Kraftstoff mindert das Verbrauchspotenzial der Maßnahme. Die dritte Maßnahme vergrößert den pneumatischen Speicher, um damit mehr Energie in den Schubphasen zu wandeln. Hier zeigt sich, dass diese Maßnahme mit einem geringen Potenzial verbunden ist. Eine wesentlich größere Einsparung würde sich durch die Verwendung in Kombination mit einem leistungsfähigeren Luftpresser ergeben.

Abbildung 8 zeigt die Anwendung der Methodik auf die Bewertung des Hybridsystems. Die durchgezogene Linie zeigt hierbei das Ergebnis der Simulation, das als Bewertungsgrundlage Betriebszustände aller Fahrzeuge aufweist. Der Verlauf weist Analogien zum Verhalten beim elektrischen Bordnetz auf. Nimmt man ausschließlich Merkmale von Überlandfahrten als Basis in die Simulation, so ergibt sich eine wesentlich kleinere Streuung und ein definierteres Einsparpotenzial, das allerdings auch etwas unter dem durchschnittlichen Potenzial des Systems liegt.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

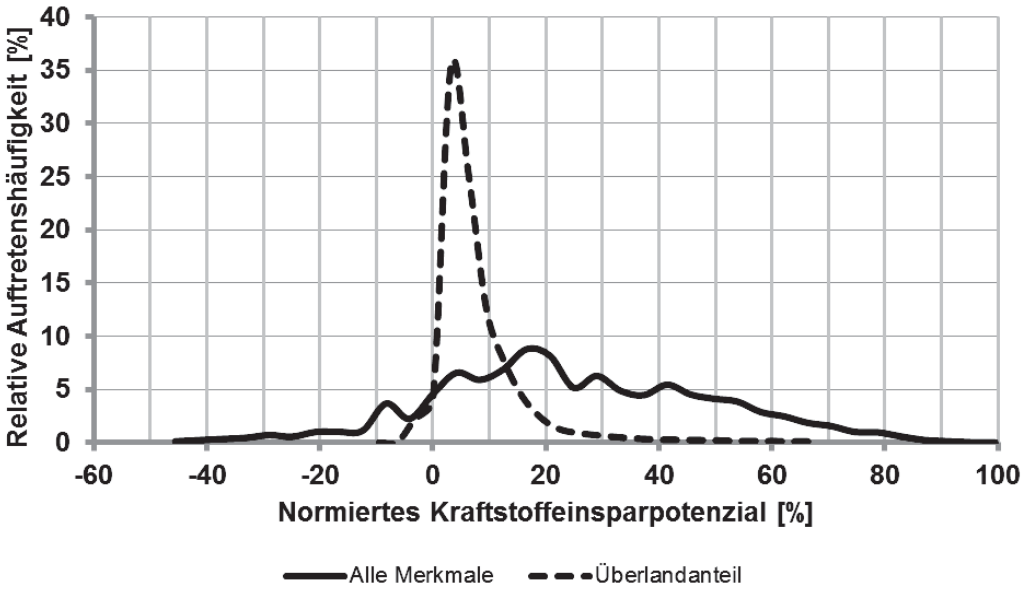


Bild 8: Einsparpotenziale eines hybriden Systems

Zum Vergleich der Ergebnisse mit zeitbasierten Simulationsverfahren sei auf [21] verwiesen.

6. Genauigkeit der Simulationsergebnisse

Durch die deutliche Vereinfachung des Simulationsaufwands mit der Kombination abhängiger Zustandsgrößen des Systems entstehen in der Lösungsmenge einige Betriebszustände, die entweder in der Realität nicht vorkommen oder gar durch technische Randbedingungen nicht vorkommen können oder dürfen.

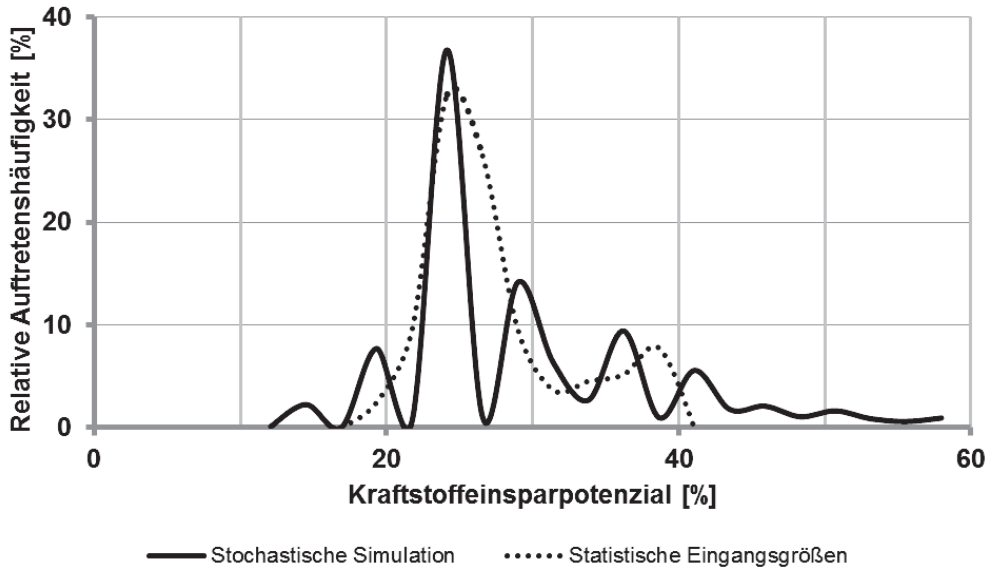


Bild 9: Genauigkeitsbetrachtung der stochastischen Simulation

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Zur exemplarischen Darstellung der Genauigkeit der stochastischen Berechnung wird an dieser Stelle das Ergebnis aus der Betrachtung des Luftpresser-Downsizing-Konzepts verwendet und mit einem zeitbasierten Simulationsverfahren verglichen. Da ein konventionelles Verfahren die Kombination aller Streckenverläufe innerhalb eines Simulationsvorgangs nicht abdecken kann, muss hierzu der Streckenverlauf mit Hilfe eines weiteren Berechnungsvorgangs ermittelt werden. Die Bereitstellung der Eingangsgrößen des Streckenverlaufs erfolgt daher mit Hilfe einer Monte-Carlo-Simulation, die nach dem Zufallsprinzip die gefahrene Strecke aufgrund der bestehenden Häufigkeitsverteilung von Geschwindigkeit und Beschleunigung vorgibt.

Nach mehrfachem Simulationsdurchlauf der zeitbasierten Simulation ergibt sich eine Verteilungsfunktion nach Bild 9. Der Vergleich mit der Verteilungsfunktion der stochastischen Simulation zeigt grundsätzlich ein ähnliches Verhalten. Unter Berücksichtigung des eingesetzten Zeitaufwands für einen Simulationsdurchlauf der stochastischen Simulation können die auftretenden Abweichungen durchaus in Kauf genommen werden. Da im Regelfall bei der Systemauslegung selten das absolute Verbrauchsergebnis sondern der Vergleich verschiedener Konfigurationen (siehe Bild 6) relevant ist, fällt diese Abweichung etwas geringer in die Gewichtung, da sich in vergleichenden Simulationen diese Fehler aufheben.

7. Ableitung für die Praxis

Ein auf ein Referenzprofil optimiertes System muss sich in Anwendung auf ein breites Kundenfeld nicht ebenfalls optimal verhalten. Daher müssen Kundenprofile mit starker Varianz besonders betrachtet werden. Die Betrachtung der Einsatzprofile aller Kunden zieht einen hohen Aufwand nach sich, der in der Regel nicht zu bewältigen ist. Der Einsatz einer stochastischen Simulation bringt Fehler mit in die Lösung, die allerdings mit geringen Auftretenshäufigkeiten das Ergebnis geringfügig verschlechtern. Die generelle Verbrauchstendenz, die ein solches Verfahren einer Maßnahme ausspricht, ist als ausreichend für die Anwendung in der Praxis zu bezeichnen. Somit ergibt dieses Verfahren einen deutlichen Mehrwert für kundenrelevante Bewertungen. Werden jedoch Fahrzyklen mit fest vorgegebener Trajektorie zur Bewertung herangezogen (z. B. NEFZ o.ä.), ist eine zeitbasiertes Verfahren zu bevorzugen, da die stochastische Simulation grundsätzlich zu viele Möglichkeiten darlegt, die statistischen Merkmale dieses Zyklus nachzufahren. Damit wäre dieses Ergebnis für den speziellen Bewertungsraum nicht zu gebrauchen.

Literatur

[1] Nachi, N.: Alternative Antriebe - Hybrid. Daimler AG, 2010.

[2] Schmidt, V.: Die Mercedes-Benz-AG als Dominant Firm auf dem Nutzfahrzeugmarkt: zur wettbewerbspolitischen Problematik der Dominant Firm. Vandenhoeck und Ruprecht, 1993.

[3] Renschler, A.: “Vision 20-20”. ACEA Press Conference at the IAA, 2008.

[4] Weiberg, G.: Trucks 2020 - Innovationen und Trends in der NFZ-Industrie, 2011.

[5] Wissmann, M.: Nutzfahrzeuge: Für alle unterwegs, 2008.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

[6] Daimler AG: Daimler Nachhaltigkeitsbericht, 2009
[7] Schindler, V.: Vorlesung Alternative Antriebe, 2010.
[8] Lunanova, M.: Optimierung von Nebenaggregaten. Vieweg+Teubner, 2009
[9] Schmidt, M.: Nebenaggregate-Management. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), Heft 662, Frankfurt, 1998.
[10] Müller-Kose, J.-P.: Repräsentative Lastkollektive für Fahrzeuggetriebe. Shaker Verlag, Aachen, 2002.
[11] Strelen, C.: Simulation - Methoden für Anwendungen. 2001.
[12] David, W.: Modulares Simulationsprgramm zur Auslegung und längsdynamischen Untersuchung von Kfz-Antriebssystemen. 1995.
[13] FVV: Gesamtprozessanalyse - Motormechanik Antriebsstrangsimulation, 1989.
[14] Hoepke, E.; Appel, W.: Nutzfahrzeugtechnik: Grundlagen, Systeme, Komponenten. 2008.
[15] Nizzola, C.: Modellierung und Verbrauchsoptimierung von ottomotorischen Antriebskonzepten. 2000.
[16] Bundesministerium für Umwelt. Energiemanagementsysteme in der Praxis. DIN EN 16001: Leitfaden für Unternehmen und Organisationen, 2010.
[17] Schneeberger, H.: Die elektrischen und Dieseltriebfahrzeuge der SBB, Band I: Baujahre 1904-1955. Minirex AG, Luzern 1995.
[18] Audi AG: Energiemanagement – Rekuperation. URL: http://www.audi.de/de/brand/de/neuwagen/effizienz/effizienztechnologien/energiemanagement/rekuperation.html, zugegriffen am 18.03.2013.
[19] Wabco: FuelGuard – Elektronisch gesteuerte Luftaufbereitung, 2012. URL: http://wabco-auto.com/fileadmin/New%20Structure%202012/Products%202012/02%20AirProcessing/1%20Electronic%20Air%20Processing/1%20FuelGuard/820_020_045_3_v1.pdfcom/, zugegriffen am 12. März 2013.
[20] Oberfell, R. et al.: Entwicklungsmethodik zum Entwurf energieeffizienter Nutzfahrzeuge in Anwendung auf die Auslegung von Nebenaggregaten, VDI conference proceedings no. 2128, 11th International Commercial Vehicles Conference "Truck Bus Van Trailer", Steyr, 2011.
[21] Oberfell, R. et al.: Use of a Development Tool for Assessing the Economic Efficiency of Energy Management Measures. Aachener Kolloquium, 2011

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Satellitenbasiertes Kollisionsvermeidungssystem

Frederic Christen, Alexander Katriniok, Lutz Eckstein, Dirk Abel

Kurzfassung

Gegenwärtig entwickelt die RWTH Aachen University im Rahmen des Projekts "Galileo above" (Anwendungszentrum für bodengebundenen Verkehr[1]) ein Kollisionsvermeidungssystem (Collision Avoidance System, CAS) unter Einbeziehung von Galileo-Daten. Ziel des CAS ist - wie der Name suggeriert - Fahrzeuge zu erkennen, die sich auf Kollisionskurs mit dem eigenen Fahrzeug befinden und automatisch eine kollisionsvermeidende Maßnahme (Bremsen und/oder Lenken) einzuleiten, insofern der Fahrer nicht rechtzeitig reagiert.

Der begrenzte Erfassungsbereich und die Einschränkungen, der die verwendete kosten-optimierte Sensorik unter unterschiedlichsten Umgebungsbedingungen unterliegt, sind häufig ein begrenzender Faktor für die Realisierbarkeit und Robustheit von Fahrerassistenzsystemen (FAS). Der Einsatz von GNSS (Global Navigation Satellite System) in Verbindung mit einer digitalen Karte und Fahrzeug-zu-Fahrzeug- bzw. Fahzeug-zu-Infrastruktur-Kommunikation bietet das Potenzial, den Erfassungsbereich der Sensorik deutlich zu erweitern und diese unter schwierigen Umgebungsbedingungen zu stützen.

Für die Entwicklung des CAS wird das Galileo Testzentrum automotiveGATE in Aldenhoven genutzt. Das automotiveGATE erweitert das Aldenhoven Testing Center um sogenannte Pseudoliten (Pseudo-Satelliten), welche Galileo-ähnliche Navigationsdaten in einem begrenzten Gebiet ausstrahlen. Das automotiveGATE ermöglicht somit die Entwicklung und Erprobung von Galileo-basierten Applikationen vor der Inbetriebnahme des eigentlichen Galileo-Satellitennavigationssystems.

Im Rahmen dieses Beitrags werden Erläuterungen zur Perzeption und Sensorfusion, zur Deeskalationsstrategie und Eingriffsentscheidung sowie zu Testergebnissen bei Auffahrsituationen des CAS gegeben.

[1] Das Vorhaben wird von der Raumfahrt-Agentur des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e. V. mit Mitteln des Bundeministeriums für Wirtschaft und Technologie (Förderkennzeichen 50 NA 0902) gefördert.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

1. Perzeption und Sensorfusion

Die Perzeption und Sensorfusion stellt – nach dem Empfang der Daten der im Fahrzeug verbauten Sensoren – die erste Ebene der Datenverarbeitung dar (vgl. Bild 1). Die fusionierten Ausgangsdaten werden der Applikation zur Verfügung gestellt.

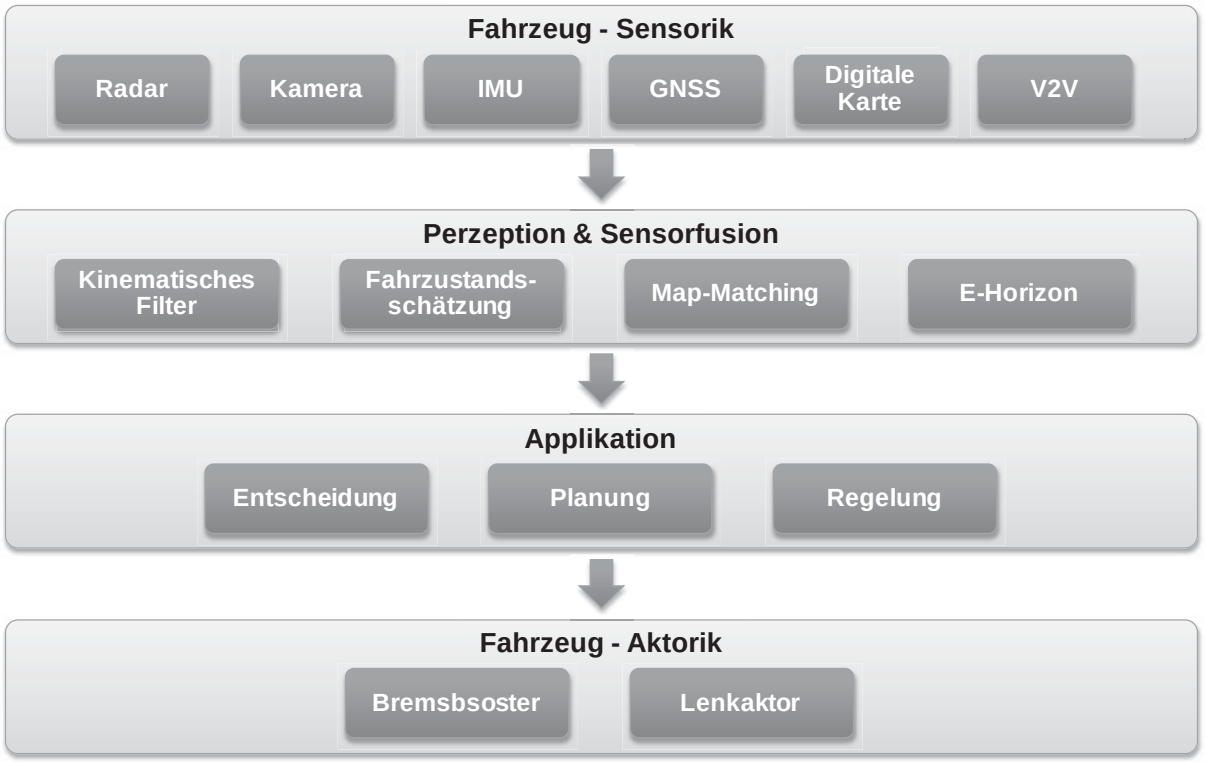


Bild 1: Systemmodule

Die Daten des Radars, der Kamera und der Fahrzeug-zu-Fahrzeug (V2V) Kommunikation geben Auskunft über die Umgebungsfahrzeuge und sind wichtiger Bestandteil des zu erstellenden elektronischen Horizonts (E-Horizon). Des Weiteren wird der E-Horizon mit Daten aus der digitalen Karte (z.B. Anzahl und Breite der Fahrstreifen, Krümmungen) versorgt. Zur Lokalisierung des eigenen Fahrzeugs werden die Daten der Inertialsensoren (Beschleunigungsaufnehmer und Drehwinkelgeber, IMU) mit denen des GNSS fusioniert. Nachfolgend wird auf diese Fusion näher eingegangen.

Gängige GNSS Lösungen stellen Navigationsinformationen mit einer Aktualisierungsrate von 1 bis 5 Hz zur Verfügung. Um sicherheitsrelevante FAS wie CAS mit 20 bis 100 Hz mit einer Navigationslösung zu versorgen, kommt eine modellbasierte Fusion der Inertialsensoren mit GNSS Daten zum Einsatz. [1] beschreibt, wie mittels GNSS Daten das Abdriften der Navigationslösung verhindert werden kann. Da im automotiveGATE jederzeit Signale von mindestens vier Pseudoliten empfangbar sind, kommt im hier beschriebenen CAS ein loser gekoppelter (loosely coupling) GNSS/INS (inertial navigation system) Algorithmus nach [2] zum Einsatz. Der Fusionsalgorithmus kann grundsätzlich in zwei Abschnitte unterteilt werden: ein Strapdown Algorithmus und ein Error State Space Extended Kalman-Filter (ESS-EKF). Im Allgemeinen berechnet der Strapdown Algorithmus eine a priori Navigationslösung, d.h. die Orientierung durch Integration der Drehraten, die Geschwindigkeit durch Integration der Beschleunigungen und die Position durch Integration der

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

geschätzten Geschwindigkeiten. Das System $\dot{\hat{x}}^-$ (s. Gl. 1) nichtlinearer Differentialgleichungen muss numerisch integriert werden. Um die numerischen Fehler zu minimieren wird ein Integrationsverfahren höherer Ordnung (klassische Runge-Kutta Methode) für diesen Zweck eingesetzt. Die in [2] beschriebenen Gleichungen werden aus Gründen der Übersichtlichkeit hier nicht weiter aufgeführt.

$$\dot{\hat{x}}^- = f_{sd}\left(\hat{x}^-(t), u(t)\right) \tag{1}$$

In diesem Zusammenhang bezeichnet $\dot{\hat{x}}^- = [p\ v_{eb}^n\ q_b^n]^T$ den a priori geschätzten Zustandsvektor (d.h. die Position p, die Geschwindigkeit v_{eb}^n und das Orientierungsquaternion q_b^n) der Navigationslösung und $u = [a_{ib}^b\ \omega_{ib}^b]^T$ die Ausgaben der Inertialsensoren (d.h. Beschleunigungen a_{ib}^b und Drehraten ω_{ib}^b). Die Notation $\{\cdot\}^-$ bezeichnet dabei den a priori Wert der Variablen $\{\cdot\}$, $\{\hat{\cdot}\}$ hingegen den einer geschätzten Variablen. Es sei angemerkt, dass die INS Messungen immer im körperfesten Koordinatensystem stattfinden (Ursprung im Befestigungspunkt der INS mit Ausrichtung vorne-rechts-unten bezogen auf die Fahrzeugachsen), die Fahrzeuggeschwindigkeit und -orientierung jedoch im Navigationsbezugssystem ausgegeben werden (Ursprung im Befestigungspunkt der INS mit Ausrichtung Nord-Ost-unten bezogen auf die Fahrzeugachsen). Die Fahrzeugposition hingegen ist im WGS-84 Koordinatensystem angegeben.

Während der Strapdown Algorithmus eine a priori Navigationslösung ermittelt, schätzt das ESS-EKF anhand von GNSS Messungen die Fehler, die durch die Vorwärtsintegration der Inertialsensoren entstehen. Das ESS-EKF wendet ein Zustandsraummodell (Gl. 2 und Gl. 3) an, bei dem Φ_k die Transitionsmatrix, H_k die Messmatrix, Δx_k den Zustandsvektor und Δy_k den Messvektor bezeichnen. G_k beschreibt den Einfluss des Messrauschens w_k (d.h. Sensorrauschen) auf den Schätzfehler. Des Weiteren wird für w_k und v_k ein mittelwertfreies, weißes gaußsches Rauschen angenommen, d.h. $w_k \sim N(0, Q_k)$ und $v_k \sim N(0, R_k)$. Für GNSS Positionsmessungen darf diese Annahme aufgrund der Messabweichung (u.a. Ionisphären-, Troposphären- und Uhrenfehler) nicht getroffen werden [3]. Folglich kann die GNSS Positionsmessung nur suboptimal im ESS-EKF behandelt werden. Daher wird R_k durch Optimierung der Sensorfusion für den Nominalfall ermittelt während Q_k grundsätzlich anhand der Spezifikation der Inertialsensoren konfiguriert werden kann.

$$\Delta x_{k+1} = \Phi_k \Delta x_k + G_k w_k \tag{2}$$

$$\Delta y_k = H_k \Delta x_k + v_k \tag{3}$$

Zusammenfassend enthält die Navigationslösung:

- Position $p = [\varphi\ \lambda\ h]^T$ der INS mit Längen-, Breitengrad und Höhe (WGS-84 Koordinaten).
- Geschwindigkeit $v_{eb}^n = [v_{eb,n}^n\ v_{eb,e}^n\ v_{eb,d}^n]^T$ der INS mit Ausrichtung Nord-Ost-unten im Navigationsbezugssystem.
- Orientierungsquaternion q_b^n, welches die Orientierung des körperfesten Koordinatensystems zum Navigationsbezugssystem beschreibt.

Weitere Details zur Positionsbestimmung können [4] entnommen werden.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Schlussendlich gibt die Perzeption und Sensorfusion folgende Werte aus:

- Geschätzte Fahrzustandsgrößen wie z.B. den Schwimmwinkel
- Elektronischer Horizont auf Basis digitaler Karten (vorausliegende Krümmungswerte, Anzahl und Breite der Fahrstreifen etc.) und zusammengeführter Objektlisten (Datenfusion aus Kamera, Radar und Fahrzeug-zu-Fahrzeug-Kommunikation)

2. Deeskalation und Eingriffsentscheidung

Um Auffahrunfälle zu vermeiden, sieht das System vier Deeskalationsstufen vor:

- Stufe 1: Akustische Warnung
- Stufe 2: Teilbremsung
- Stufe 3: Unterstützung bei Fahrereingriff
- Stufe 4: Automatischer Lenk- und/oder Bremseingriff

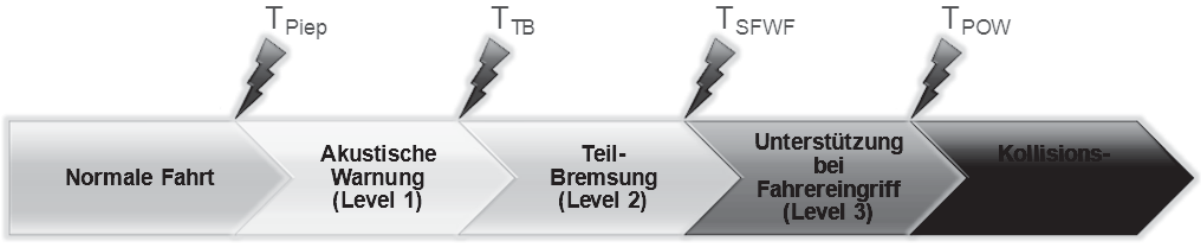


Bild 2: Deeskalationsstufen

Für jede Deeskalationsstufe ist ein Schwellwert bzw. Zeitpunkt definiert (vgl. Bild 2): T_{Piep}, T_{TB} (Teilbremsung), T_{SFWF} (spätester Fahrstreifenwechsel durch Fahrer) und T_{POW} (Punkt ohne Wiederkehr). Ob ein Schwellwert bzw. die entsprechende Deeskalationsstufe erreicht ist, hängt hauptsächlich von der TTC (time to collision) ab. Andere Parameter wie Fahreraktivitäten (Lenken, Betätigung von Gas oder Bremse) sind dabei ebenfalls von Bedeutung.

Stufe 1 und 2 werden als selbsterklärend angenommen. Es wird auf Stufe 3 und 4 kurz eingegangen: Stufe 3 befindet sich innerhalb der Zeitpunkte T_{SFWF} und T_{POW}, d.h. dass auf der einen Seite der Zeitpunkt, an dem Fahrer typischerweise bei einem Überholmanöver spätestens einen Fahrstreifenwechsel starten, bereits überschritten ist. Auf der anderen Seite ist der Zeitpunkt für ein letztmögliches Unfallvermeidungsmanöver noch nicht erreicht.

In dieser Situation unterstützt das System den Fahrer lediglich in seiner Handlung: Falls ein Bremsmanöver des Fahrers erkannt wird, assistiert das System mit einer angemessenen Notbremsung. Falls ein Lenkmanöver des Fahrers erkannt wird, leitet das System den Fahrer entlang einer Ausweichbahn (z.B. mittels radselektiver Bremseingriffe).

Falls der Fahrer keine Reaktion innerhalb der Stufe 3 zeigt, führt das System die in Stufe 2 begonnene Teilbremsung fort und tritt in Stufe 4 ein. Zu diesem Zeitpunkt (T_{POW}) initiiert das System ein autonomes Kollisionsvermeidungsmanöver: Vollbremsung und/oder Ausweichen in Abhängigkeit der Situation.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Unter Berücksichtigung der rechtlichen Rahmenbedingungen für FAS ist ein automatisches Ausweichmanöver in naher Zukunft jedoch nicht umsetzbar. Aus diesem Grund ist – ungeachtet der Situation – auch eine reine Vollbremsung zum Zeitpunkt T_{POW} denkbar. Allerdings wäre eine Kollisionsvermeidung dadurch nicht in jedem Fall möglich, lediglich eine Unfallfolgenminderung.

Die soeben beschriebenen Deeskalationsstufen hängen – wie bereits erwähnt – von der TTC ab. Die Berechnung der TTC wird im nachfolgenden Kapitel beschrieben.

2.1 Time-To-Collision

Der Schwerpunkt der Risikobewertung einer Verkehrssituation liegt auf der zuverlässigen Berechnung der TTC unter Berücksichtigung der Bewegung des eigenen Fahrzeugs und der der Umgebungsfahrzeuge.

Zurzeit beruht das Bewegungsmodell auf zwei Fahrmanövern, welche zur Prädiktion der eigenen Bewegung und der der Umgebungsfahrzeuge herangezogen werden. Das „Spurhaltemanöver“ basiert auf der Annahme, dass das Fahrzeug bzw. der Fahrer weiterhin auf dem aktuellen Fahrstreifen fahren wird. Beim „Kurswechselmanöver“ werden laterale Bewegungen berücksichtigt, z.B. zur Abbildung eines Fahrstreifenwechsels. Das Kurswechselmanöver wird ebenfalls zur Analyse möglicher Ausweichmanöver zur Kollisionsvermeidung im Ego-Fahrzeug verwendet. Für eine detailliertere Beschreibung dieser Manöver wird auf [5] verwiesen.

Sobald die Gierbewegungen eines Fahrzeugs (z.B. im soeben beschriebenen Kurswechselmanöver) berücksichtigt werden, wird die Berechnung der TTC ein nichtlineares Problem. Somit ist eine analytische Lösung nicht möglich und es muss iterativ anhand eines geeigneten Lösers vorgegangen werden.

Ein nichtlinearer Löser basiert im Allgemeinen auf einem Minimierungsproblem über ein ein- oder mehrwertiges Funktional oder auf einer Nullstellensuche eines Funktionals. Aus diesem Grund wird ein geeignetes Funktional definiert, das den Anforderungen der nichtlinearen Löser entspricht. Zusätzlich wird ein speziell auf das vorliegende Problem zugeschnittener Löser entworfen, der weniger Iterationen benötigt. Dies wird durch die Ausnutzung von Vorwissen über den Verlauf des Funktionals erreicht, das allgemein formulierte Löser nicht aufweisen können.

Ein geeignetes Funktional muss zumindest stetig sein. Besser ist jedoch ein einmal stetig differenzierbares Funktional, d.h. es sollte aus dem Funktionenraum C^1 stammen (vgl. [6]). Das hier benutzte Funktional ist in Gl. 4 definiert. Dieses Funktional ist stetig und glatt, es ist daher aus C^1. Es gibt mindestens eine Nullstelle, die erste liegt genau bei $t = T_{ttc}$. Allerdings ist es durchaus möglich, dass das Funktional lokale Minima aufweist. Dies muss bei der Anwendung des Lösers beachtet werden. Schlussendlich wird für die Minimumsuche das Funktional $G(t) = \big(F(t)\big)^2$ verwendet.

$$F(t) = \begin{cases} \text{negativer minimaler Abstand zwischen Ego-Fahrzeug und Objekt} & \mathrm{t} \leq \mathrm{T_{ttc}} \\ \text{negative Schnittmemge von Ego-Fahrzeug und Objekt} & \mathrm{t} > \mathrm{T_{ttc}} \end{cases} \quad (4)$$

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Nachfolgend wird erläutert, wie das geforderte Funktional algorithmisch umgesetzt wird. Die Umsetzung wird, ebenfalls wie bereits die Definition des Funktionals, in zwei Teile unterteilt: einen Teil bis $t = T_{ttc}$ und einen für $t > T_{ttc}$. Oder, geometrisch ausgedrückt, einen Teil, bei dem es keine Überschneidung zwischen beiden Polygonen, die die Fahrzeuge darstellen, gibt und einen, bei dem eine Überschneidung existiert.

2.1.1 Berechnung des minimalen Abstandes

Die Berechnung des minimalen Abstandes erfolgt über einen Algorithmus aus der Kollisionsdetektion, die in Computerspielen genutzt wird [7] und für welche schnelle Algorithmen essentiell sind. Der Algorithmus arbeitet sehr effizient mit nur wenigen Skalarprodukten. Die Arbeitsschritte des Algorithmus werden im Folgenden kurz skizziert (vgl. auch Bild 3). Der Einfachheit halber werden Ego-Fahrzeug und Fremd-Fahrzeug umbenannt in Fahrzeug 1 und Fahrzeug 2.

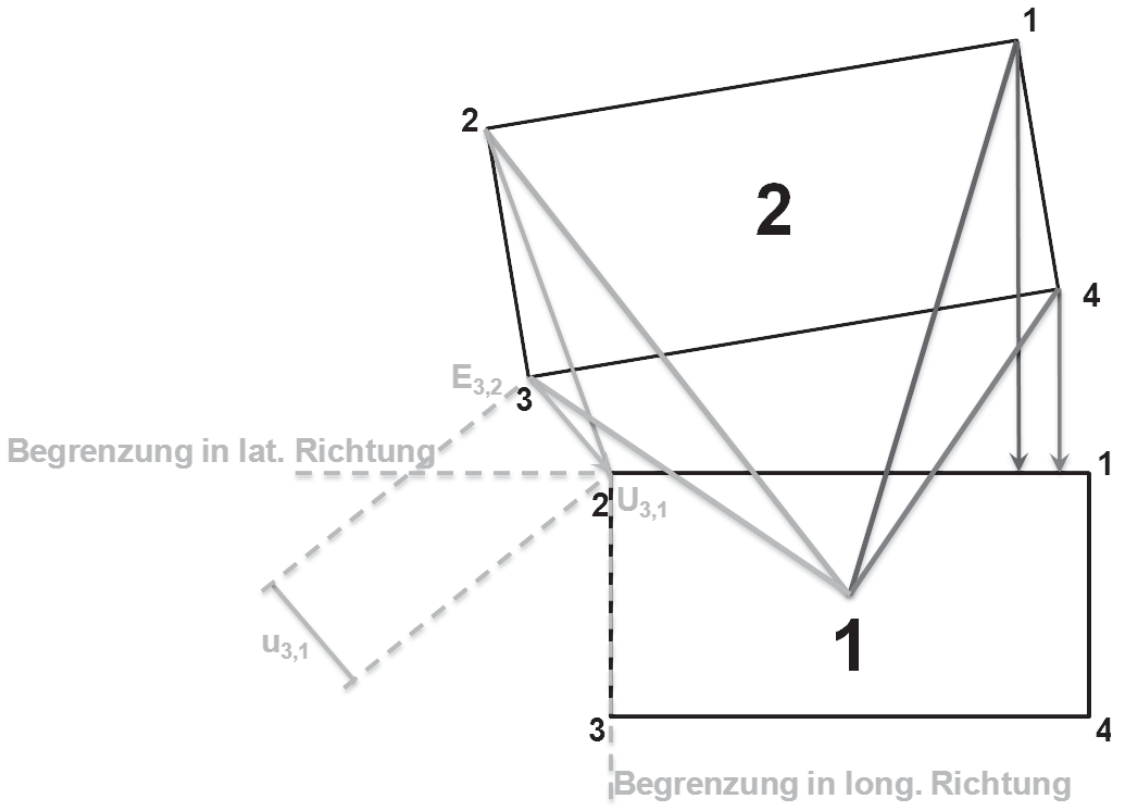


Bild 3: Berechnung des minimalen Abstands

Alle Eckpunkte $E_{i,2}$ von Fahrzeug 2 werden mit dem Mittelpunkt M_1 von Fahrzeug 1 verbunden. Die entstandenen Verbindungen werden sowohl in Fahrzeuglängsrichtung $\vec{e}_{t,1}$ als auch in -querrichtung $\vec{e}_{n,1}$ auf den Umriss von Fahrzeug 1 projiziert. Das heißt, dass der Verbindungsvektor in zwei Komponenten zerlegt wird: eine in die Längsrichtung von Fahrzeug 1 und eine in Querrichtung. Beide Komponenten werden auf die Fahrzeugmaße begrenzt und wieder zusammen gesetzt. Es ergibt sich ein Punkt $U_{i,1}$ auf dem Umriss von Fahrzeug 1 (Gl. 5). Der Punkt $U_{i,1}$ wird dann wie-

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

der mit dem entsprechenden Eckpunkt verbunden. Es ergibt sich die kürzeste Verbindung zwischen dem Eckpunkt $E_{i,2}$ und Fahrzeug 1 (Gl. 6).

$$\overrightarrow{U}_{i,1} = \vec{M}_1 + \underbrace{\text{sign}\left(\langle \vec{E}_{i,2} - \vec{M}_1, \vec{e}_{t,1} \rangle\right) \min\left(\langle \vec{E}_{i,2} - \vec{M}_1, \vec{e}_{t,1} \rangle, \frac{l_1}{2}\right) * \vec{e}_{t,1}}_{\text{Begrenzung in longitudinaler Richtung}} + \underbrace{\text{sign}\left(\langle \vec{E}_{i,2} - \vec{M}_1, \vec{e}_{n,1} \rangle\right) \min\left(\langle \vec{E}_{i,2} - \vec{M}_1, \vec{e}_{n,1} \rangle, \frac{b_1}{2}\right) * \vec{e}_{n,1}}_{\text{Begrenzung in lateraler Richtung}} \tag{5}$$

$$u_{i,1} = \left\| \vec{E}_{i,2} - \vec{U}_{i,1} \right\| \tag{6}$$

In Bild 3 ist dies exemplarisch dargestellt. Es sei bemerkt, dass die Projektion der Verbindung von Eckpunkt $E_{3,2}$ in beiden Richtungen die Fahrzeugmaße überschreitet und die deshalb auf den Eckpunkt führt. Die Projektionen der Verbindungen von Eckpunkte $E_{1,2}$ und Eckpunkte $E_{4,2}$ wären auf der Kante zu finden.

Anschließend wird der Vorgang mit Vertauschung von Fahrzeug 1 und Fahrzeug 2 wiederholt. Der kürzeste der acht ermittelten Abstände ist der minimale Abstand u_{min} beider Fahrzeuge (Gl. 7).

$$u_{\text{min}} = \min_{\substack{i=1\ldots4 \\ j=1\ldots2}} u_{i,j} \tag{7}$$

2.1.2 Berechnung der negativen Schnittfläche

Um Rechenzeit zu sparen, wird auch für diese Berechnung die Annahme getroffen, dass es sich bei der Fahrzeugkontur um ein Rechteck handelt. Zunächst wird die Art der Überschneidung der beiden Fahrzeuge klassifiziert. Hierfür ist die Anzahl der Eckpunkte von Fahrzeug 1 innerhalb von Fahrzeug 2 und umgekehrt ausschlaggebend. Zwölf relevante Fälle entstehen hierdurch, die einzeln berechnet werden [8]. Es werden jeweils möglichst einfach zu ermittelnde geometrische Größen verwendet, um die nötigen arithmetischen Operationen pro Durchlauf signifikant zu reduzieren.

Weitere Details zum nichtlinearen Löser können [8] entnommen werden.

3. Bewertung

Als Entwicklungs- und Testumgebung wird das automotiveGATE [9] genutzt, welches auf dem Gelände des Aldenhoven Testing Center (ATC, [10]) eine Galileo-Infrastruktur zur Verfügung stellt. Anhand der dort von den Pseudoliten ausgestrahlten Galileo-Signalen lassen sich bereits vor dem offiziellen Start des Satellitensystems selbst erste Galileo-basierte Anwendungen entwickeln und testen.

Da sich die Galileo-Infrastruktur noch im Aufbau befindet und die Nutzung ab Frühjahr 2013 geplant ist, wird für die ersten Tests auf GPS Signale zurückgegriffen. Für

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

die eingangs dargestellte Sensorfusion wird ein GPS Empfänger (EVK-6T) der Firma u-blox eingesetzt. Beschleunigungen und Drehraten werden von den in der RT3003 der Firma OxTS verbauten Inertialsensoren zur Verfügung gestellt. Neben den Inertialsensoren enthält die RT3003 auch einen L1/L2 RTK GPS Empfänger für Positionsmessungen und einen zweiten GPS Empfänger für genaue Winkelmessungen. Aufgrund der erreichbaren Positionsgenauigkeit von unter 2 cm und Winkelgenauigkeit von bis zu 0.1 ° dient die RT3003 als Referenzsystem für die Navigationslösung.

Bild 4 zeigt die Positionslösung der RT3003 im Vergleich zur beschriebenen GPS/INS-Fusion. Hierbei wurde mit dem Versuchsträger ein Abschnitt der Teststrecke abgefahren (mit identischer Start- und Stoppposition) und beide Positionslösungen aufgezeichnet. Zur einfacheren Bewertung der Ergebnisse sind in Bild 4 anstelle der Längen- und Breitengrade lokale UTM-Koordinaten dargestellt.

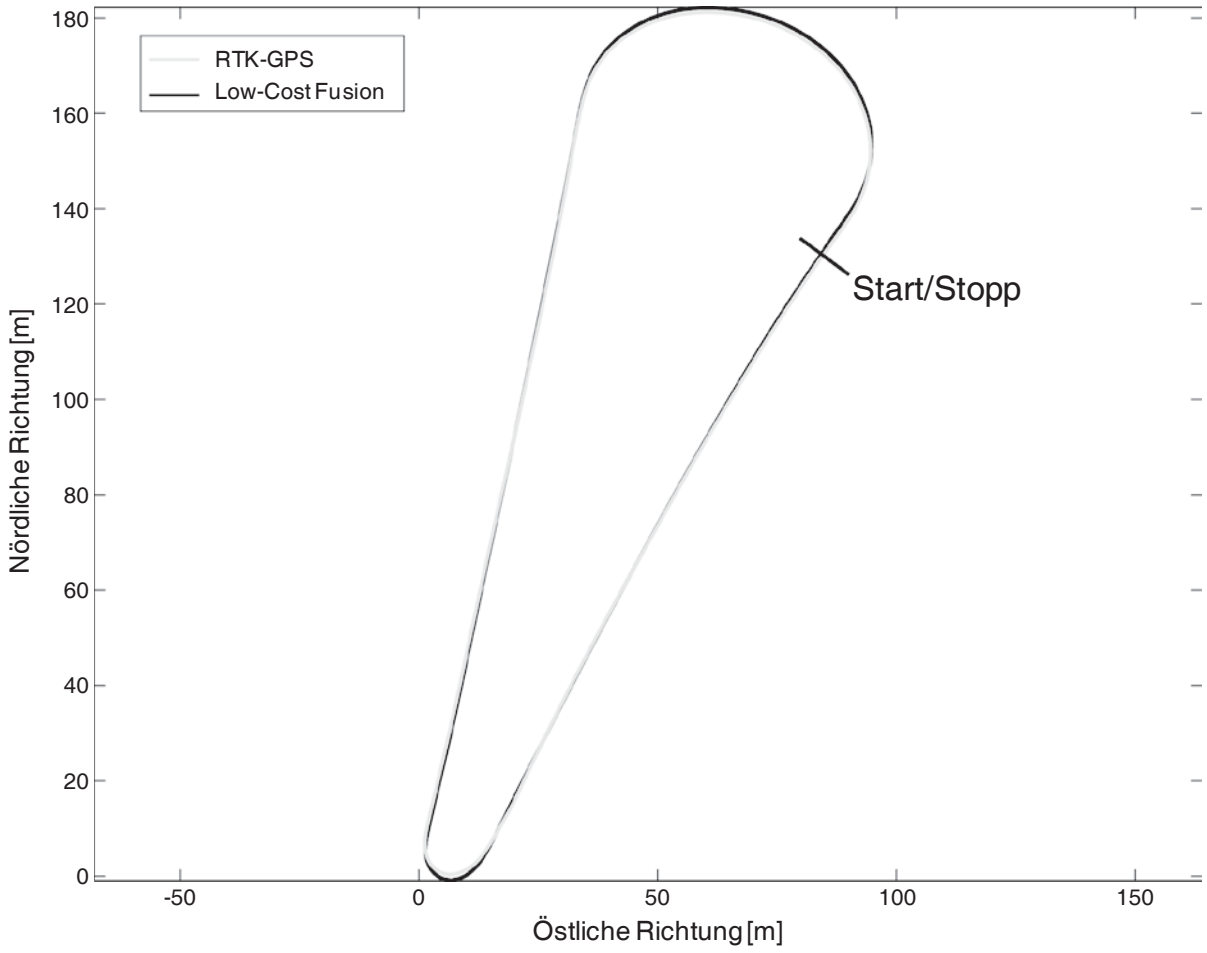


Bild 4: Vergleich der Positionslösungen

Bild 5 stellt die Start-Stopp-Position detaillierter dar. Bei Betrachtung der Absolutwerte fällt auf, dass der eigene Fusionsansatz um ca. 1 Meter in Nord- und ca. 0,3 Meter in Ostrichtung verschoben ist. Da der eigene Fusionsansatz – im Gegensatz zur RT3003 Lösung – ohne Korrekturdaten arbeit, ist dieses Ergebnis als sehr gut einzustufen. Das Ergebnis der relativen Betrachtung fällt auch sehr gut aus, da die Start- und Stoppposition sehr dicht beieinander liegen. Es sei angemerkt, dass weitere Testfahrten unternommen werden, um diese Ergebnisse besser bewerten zu

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

können. Hierbei gilt es auch, die Randbedingungen zu variieren (Berücksichtigung unterschiedlicher Satellitenkonfigurationen, Berücksichtigung von Situationen mit Mehrwegausbreitung etc.).

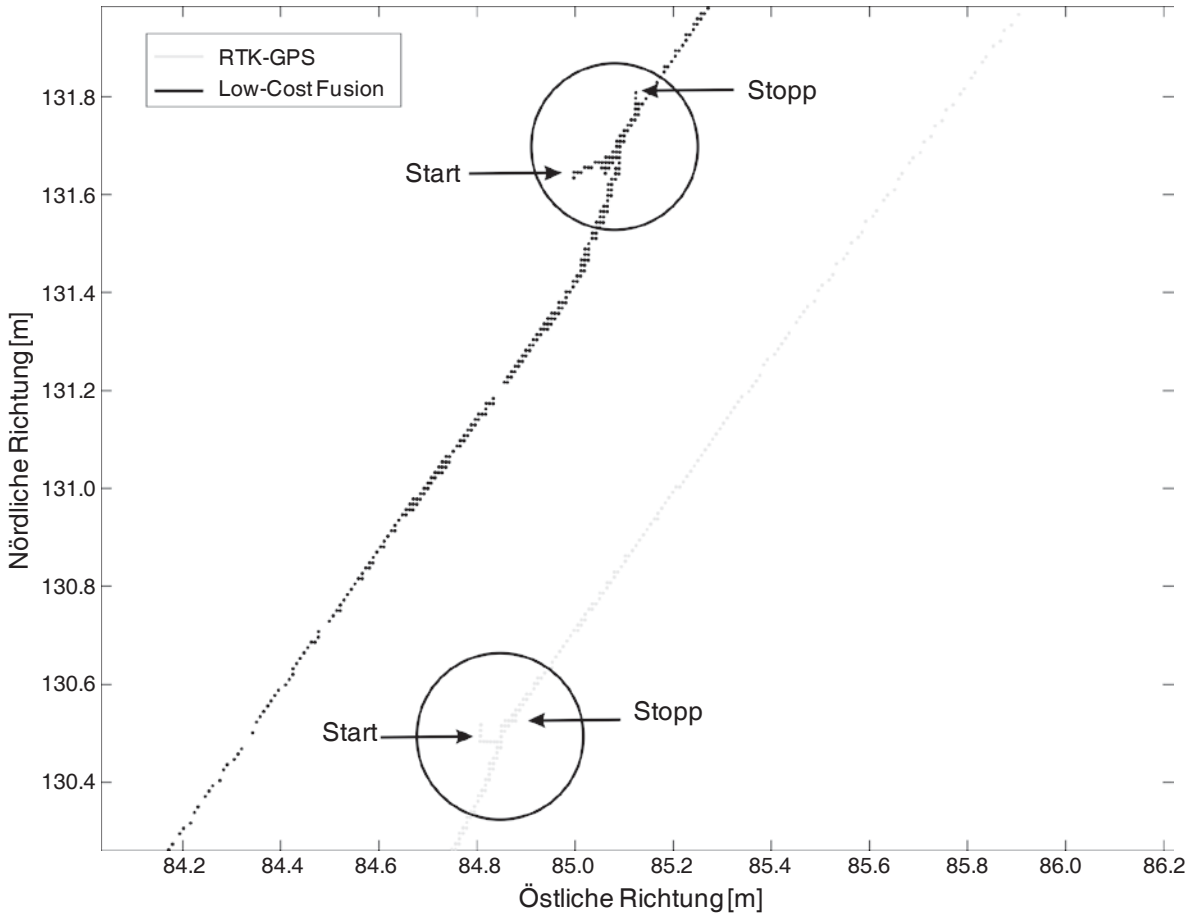


Bild 5: Vergleich der Positionslösungen – Zoom

Neben den Versuchsfahrten zur Optimierung der Navigationslösung wurden auch erste Ausweichmanöver zur Kollisionsvermeidung durchgeführt. Die zur Einhaltung der Ausweichbahn benötigten Lenkwinkelvorgaben werden mittels modellprädiktiver Regelung berechnet. Diese ist für dieses Problem sehr gut geeignet, da die Begrenzung der Stellgrößen explizit in der Berechnung berücksichtigt werden können und der Schräglaufwinkel auf den Haftbereich des Reifens limitiert werden kann. Des Weiteren kann durch das Vorab-Wissen der Ausweichbahn der künftigen Verlauf der Bahnkrümmung über den Prädiktionshorizont berücksichtigen werden.

Bild 6 stellt die Ergebnisse eines doppelten Fahrstreifenwechsels dar. Hierbei bewegt sich der Versuchsträger mit 50 km/h auf ein stehende Ziel (Balloon-Car) zu. Die Soll-Ausweichbreite beträgt 3 m (s. roter Verlauf auf oberster Abbildung). Bei einer Querbeschleunigung von 6 m/s² beträgt die max. laterale Abweichung zur Sollbahn 40 cm.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

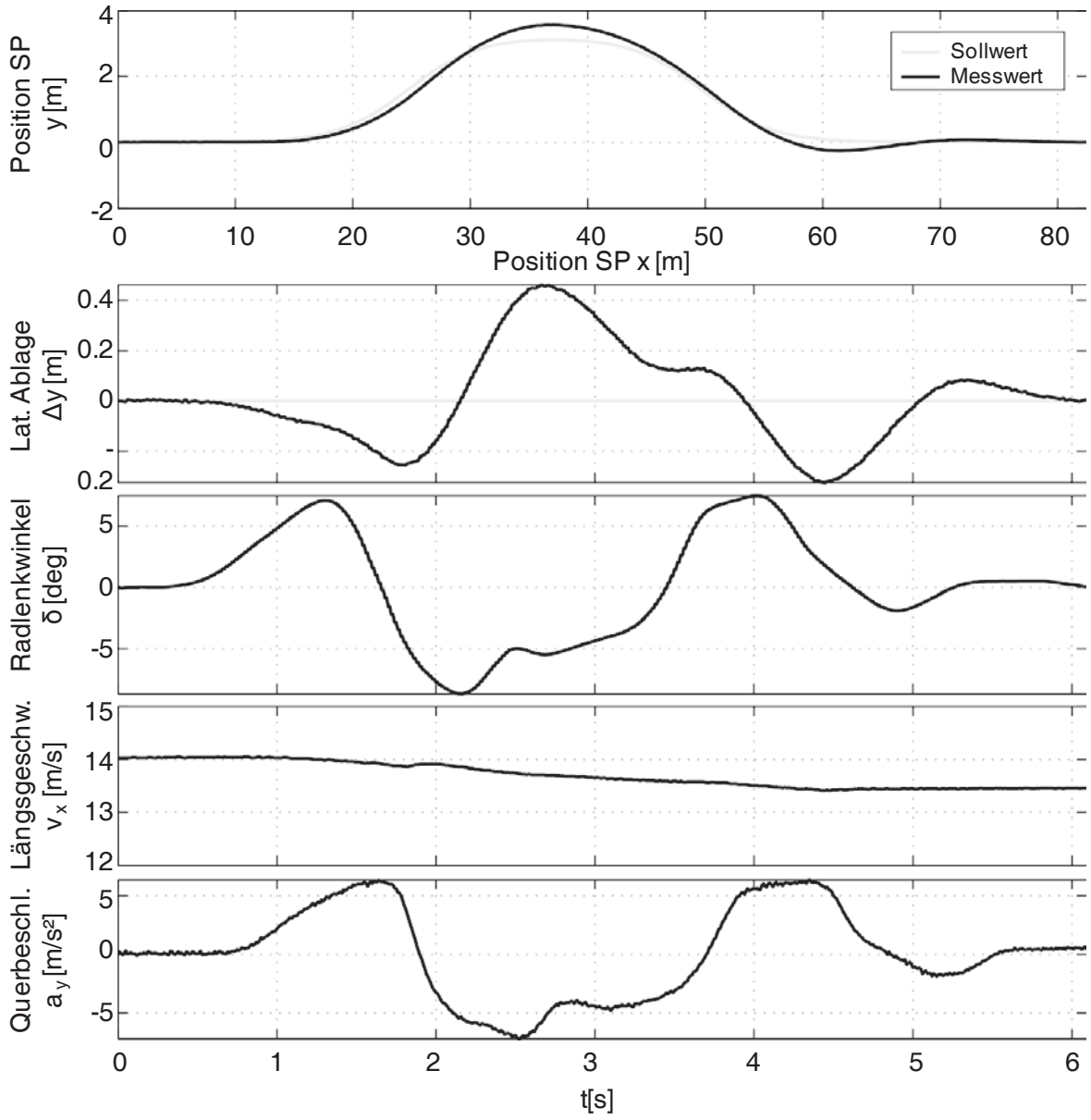


Bild 6: Ausweichmanöver

Das hier dargestellte Beispiel entstammt erster Testfahrten. In weiteren Versuchen gilt es, die Regelung weiter zu optimieren, um geringe Abweichungen von der Sollbahn zu erzielen. Des Weiteren werden anstelle der GPS-Daten die Daten der Galileo-Pseudoliten verwendet, sobald diese einsatzbereit sind.

Literatur

[1] Titterton, D. H.; Weston, J. L.: Strapdown inertial navigation technology. London: Peter Peregrinus Ltd./IEE, 1997

[2] Wendel J.: Integrierte Navigationssysteme. München: Oldenburger Wissenschaftsverlag GmbH, 2007

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

[3] Parkinson, B. W.; Spilker Jr., J. J.: Global Positioning System: Theory and Applications, Volume I/II. Progress in Astronautics and Aeronautics, Volume 163/164: Cambridge: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1996
[4] Katriniok, A.; Maschuw, J.; Abel, D.; Christen, F.; Eckstein, L.: Uncertainty Aware Sensor Fusion for a GNSS-based Collision Avoidance System. Portland: ION GNSS 2011, 2011
[5] Christen, F.; Ewald, C.; Eckstein, L.; Abel, D.; Katriniok, A.; Duysinx, P.: Traffic Situation Assessment and Intervention Strategy of a Collision Avoidance System based on Galileo Satellite Positioning. SAE Technical Paper 2012-01-0280, 2012, doi:10.4271/2012-01-0280
[6] Dahmen, W.; Reusken, A.: Numerik für Ingenieure und Naturwissenschaftler. Berlin: Springer-Verlag GmbH, 2006
[7] Ericson, C.: Real-Time Collision Detection. San Francisco: Morgan Kaufmann Publishers, 2004
[8] Ewald, C.: Entwicklung von Algorithmen für ein Kollisionsvermeidungssystem im Pkw Aachen: Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen University, Diplomarbeit, 2011
[9] N.N.: automotiveGATE (Galileo-Test- und Entwicklungsumgebung im Bereich Automotive), Internetpräsenz http://www.automotivegate.de, 2012
[10] N.N.: Aldenhoven Testing Center, Internetpräsenz http://www.atc.rwth-aachen.de, 2012

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Entwicklung eines Systems zur Vermeidung von Motorrad-Auffahrunfällen

Maximilian Meissner, Stefan Hans, Torsten Bertram

Kurzfassung

Im vorliegenenden Artikel wird ein Fahrerassistenzsystem vorgestellt, welches helfen soll, Auffahrunfälle von Motorrädern durch eine gezielte Warnung zu verhindern oder die Kollisionsschwere zu mindern. Die Umfelderfassung erfolgt über einen Radarsensor. Zur Objektselektion und -klassifikation der vorausfahrenden Fahrzeuge wird ein Ansatz vorgestellt, der sowohl die Messunsicherheiten der Umfelderfassung durch den Radarsensor als auch die der zur Trajektorienprädiktion verwendete Inertialsensorik berücksichtigt. Die Objektauswahl wurde in über 300 Testkilometern verifiziert und validiert. Zur Bestimmung des optimalen Warnzeitpunktes unter Berücksichtigung des Warndilemmas wurden Studien zum Ausweich- und Überholverhalten von Motorradfahrern durchführt. Abschließend wurde das Gesamtsystem mittels einer Probandenstudie im realen Verkehr validiert. Hierfür wurden 40 Messfahrten in den Bereichen Stadtverkehr, Landstraße und Autobahn durchgeführt und die Qualität des Funktionsalgorithmus anhand der Messdaten bewertet.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

1. Motivation

Dank aktueller Umfeldsensorik, wie beispielsweise Radarsensoren, Kameras oder Laserscanner, können Fahrerassistenzsysteme im Pkw bereits viele Sicherheits- und Komfortfunktionen abdecken. Neben den seit einigen Jahren als Sonderausstattung verfügbaren Abstandsregeltempomaten (ACC) erfreuen sich neuerdings auch Spurhalte- und Notbremssysteme immer größerer Beliebtheit. Im Gegensatz dazu haben sich aktive Sicherheitssysteme der Bahnführungsebene bei Motorrädern noch nicht etabliert. Aufgrund der fehlenden Fahrgastzelle und dem dadurch sehr begrenzten Potential der passiven Sicherheit, sind derartige Systeme aber besonders für Motorräder interessant. Die Konsequenz dieser Entwicklung zeigen die Unfallstatistiken der letzten Jahre. Der Rückgang der Verkehrstoten ist bei Autofahrern doppelt so stark wie bei Motorradfahrern (Bild 1). Bezogen auf die Fahrleistung, haben Motorradfahrer im Vergleich zu Autofahrern das 18-fache Risiko bei einem Verkehrsunfall zu sterben.

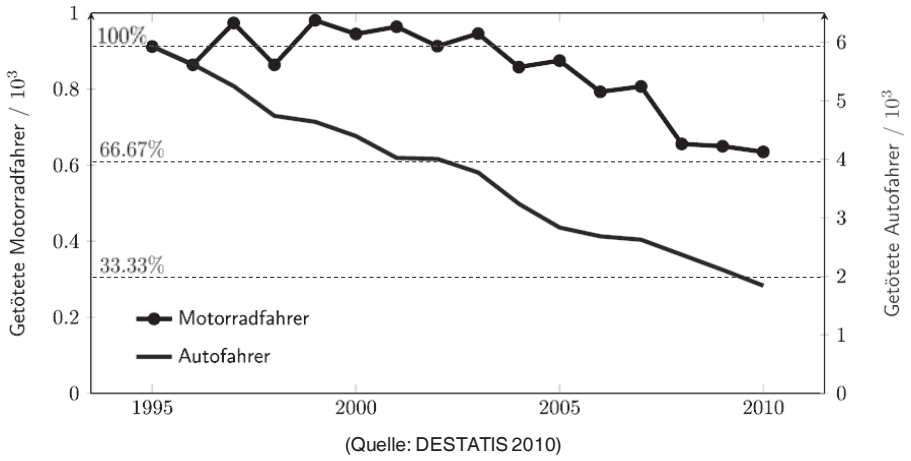


Bild 1: Verlauf der Unfallzahlen Pkw und Motorrad 1994 – 2011

Bild 2 veranschaulicht den prozentualen Anteil der verschiedenen Unfalltypen und deren Verschulden.

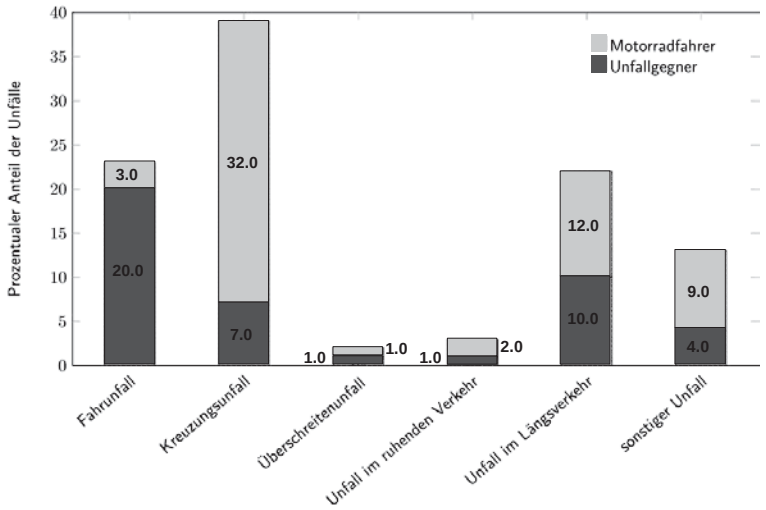


Bild 2: Unfallursachen getrennt nach Verursacher

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Den größten Anteil macht dabei der Kreuzungsunfall mit 39% aus, der jedoch hauptsächlich vom Unfallgegner des Motorrades verschuldet wird. Der höchste Anteil der vom Motorradfahrer verschuldeten Unfälle ist den Fahrunfällen ohne Fremdbeteiligung zuzuordnen. Der nächst kleinere Anteil gehört zu den Unfällen im Längsverkehr, die durch das nachfolgend beschriebene System verhindert werden sollen.

2. Technische Umsetzung

Für die technische Umsetzung der Funktion werden Informationen über die eigene Geschwindigkeit, Beschleunigung, Drehrate sowie die der vorausfahrenden Objekte benötigt. Die Umfelderfassung wird im Rahmen dieser Arbeit durch einen im Automobilbereich bewährten Radarsensor realisiert. Um die Auswirkungen der Schräglage auf die Qualität der Umfelderfassung zu untersuchen, wurde der Versuchsträger mit einer Referenzsensorik ausgestattet, die eine Positionierungsgenauigkeit im einstelligen cm-Bereich zulässt. Für die notwendigen Informationen zum eigenen Bewegungszustand wurden zudem eine seriennahe Inertialsensorik sowie ein Lenkwinkelsensor integriert. Bild 3 zeigt den verwendeten Versuchsträger.

Bild 3: Versuchsträger

2.1 Fahrschlauchprädiktion

Für eine Bewertung der von der Umfeldsensorik erkannten Objekte hinsichtlich ihrer Relevanz für das eigene Fahrzeug kann aus der Gierrate und der Geschwindigkeit des Fahrzeugs die aktuell gefahrene Krümmung bzw. der Kreisbahnradius nach Gl.1 berechnet werden.

$$\kappa = \frac{\dot{\psi}}{v} = \frac{1}{R} \tag{1}$$

Die Qualität der verwendeten Signale wirkt sich dabei direkt auf die Güte der Fahrschlauchprädiktion und damit auch auf das Risiko einer Fehlselektion aus.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Aufgrund der großen Rollwinkelbeträge bei Kurvenfahrt kann die Gierrate anders als im Pkw nur mit aufwändiger Sensorik direkt gemessen werden. Eine einfache Möglichkeit ist es, die Gierrate über ein stationäres Kräftegleichgewicht aus dem bereits in Serienmotorädern verfügbaren Rollwinkel und Radgeschwindigkeiten zu berechnen. Nachteil dieser Methode ist der bei höherer Dynamik wachsende Fehler sowie die Vernachlässigung des Schwimmwinkels, der bei kleinen Geschwindigkeiten und großen Gierratenbeträgen sowohl zu einem Fehler auf dem Rollwinkel als auch zu einem Offset der vom Radarsensor erkannten Objektposition führt und damit die Selektion negativ beeinflussen kann. Für die Bestimmung der Gierrate und der Berücksichtigung des Schwimmwinkels kann die in [1] vorgeschlagende Methode verwendet werden.

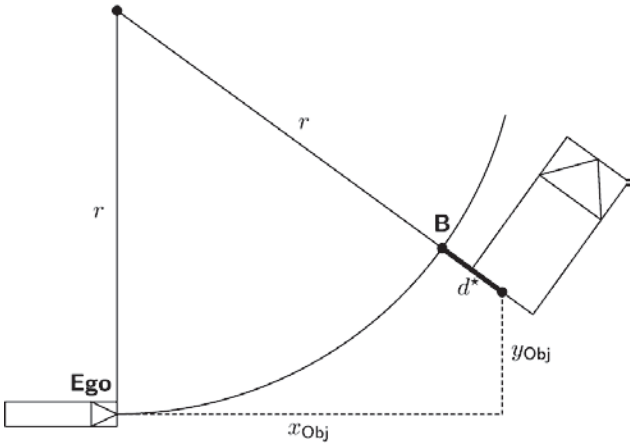


Bild 4: Prädizierter Versatz zwischen Egofahrzeug und Fremdobjekt

Wie in Bild 4 aus der geometrischen Betrachtung zu sehen, ist die zu erwartende Querablage des Objektes zur eigenen Trajektorie:

$$d^* = \left\| \begin{pmatrix} x_{obj} \\ y_{obj} - |r| \end{pmatrix} \right\|_2 - |r| \tag{2}$$

Es ist zu beachten, dass sowohl die vom Sensor gelieferten Abstände in x- und y-Richtung als auch der prädizierte Querversatz der eigenen Position fehlerbehaftet sind. Um eine optimale Objektauswahl auch mit unscharfen Daten zu erreichen, wird im folgenden Kapitel eine Methode zur Bestimmung der Hinderniswahrscheinlichkeit vorgestellt, die beide Fehlerquellen berücksichtigt.

2.2 Bestimmung der Hinderniswahrscheinlichkeit/Objektauswahl

Die Standartabweichung auf der prädizierten Ego-Position lässt sich bei bekannter Größenordnung der Fehler auf die Gierrate und Geschwindigkeit und unter der Annahme, dass die Fehler normalverteilt sind, mittels Gauß'scher Fehlerfortpflanzung ermitteln.
Auch die Messwerte der Umfelderfassung sind mit Unschärfen behaftet, wie in Bild 5 dargestellt ist. Zu beachten ist, dass die Fehlerellipse bei Kurvenfahrt gedreht werden muss, da die Standartabweichung senkrecht zur Ego-Trajektorie gesucht ist.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

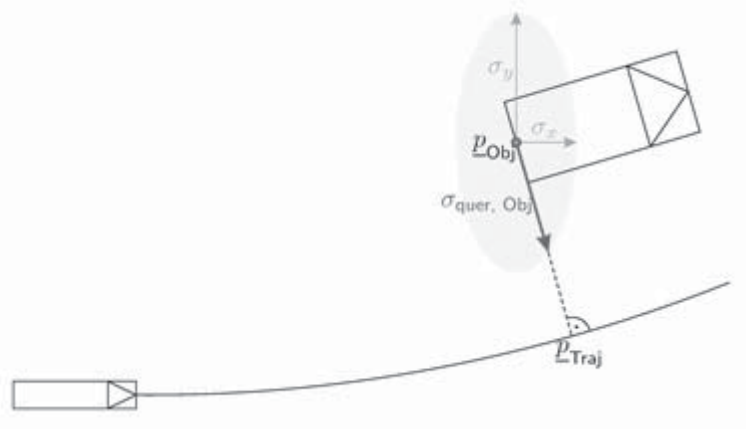


Bild 5: Unsicherheitsellipse in Folge unscharfer Sensordaten

Mit Hilfe des Fehlers auf der prädizieten Ego-Position und der des Objektes kann die Hinderniswahrscheinlichkeit berechnet werden. Analog zum Gesetz der totalen Wahrscheinlichkeit

$$P(A) = P(A \mid B_1) \cdot P(B_1) + P(A \mid B_2) \cdot P(B_2) + ... \tag{3}$$

kann auch die Hinderniswahrscheinlichkeit als Integral über die bedingten Wahrscheinlichkeiten ausgedrückt werden.

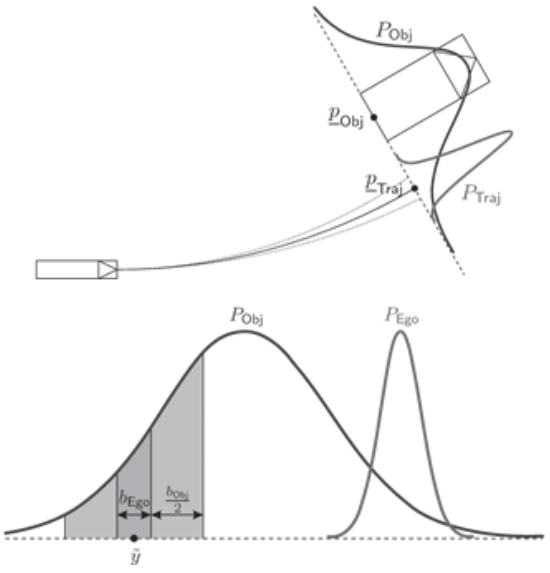


Bild 6: Normalverteilte Aufenthaltswahrscheinlichkeiten von Ego- und Fremdobjekt

Wie in Bild 6 dargestellt, ist die Hinderniswahrscheinlichkeit des Objektes, falls sich das Motorrad bei $\tilde{y}$ befindet:

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

$$P_{Hindernis}(\tilde{y}) = \int_{\tilde{y}-\frac{1}{2}(b_{ego}+b_{obj})}^{\tilde{y}+\frac{1}{2}(b_{ego}+b_{obj})} P_{obj}(y)\mathrm{d}y \tag{4}$$

Um die Gesamthinderniswahrscheinlichkeit zu erhalten, muss diese Wahrscheinlichkeit noch mit der bedingten Wahrscheinlichkeit gewichtet werden, dass sich das Motorrad wirklich an diesem Ort befindet.

$$P_{Hindernis,gesamt} = \int_{-\infty}^{\infty} P_{Hindernis}(y) \cdot P_{Traj}(y)\mathrm{d}y \tag{5}$$

Selektiert wird das vorausfahrende Objekt bei dem die Hinderniswahrscheinlichkeit einen bestimmten Selektionsschwellwert überschreitet. Die Bestimmung eines geeigneten Schwellwertes erfolgte experimentell in Fahrversuchen.

3. Warnstrategie

Bei der Bestimmung des Warnzeitpunktes ergibt sich ein Zielkonflikt zwischen optimaler Wirksamkeit und einer möglichst geringen Fehlwarnwahrscheinlichkeit. Die Ursachen für diesen Zielkonflikt beruhen im Wesentlichen auf zwei Effekten. Zum einen muss bei einem ausschließlich warnenden System die Reaktionszeit des Fahrers berücksichtigt werden. Hat der Fahrer die Situation bereits richtig eingeschätzt und das Vorhaben getroffen spät zu Bremsen, so kann es zu einer Fehlwarnung kommen. Der zweite Fall resultiert aus der Tatsache, dass der Bremsweg quadratisch mit der Geschwindigkeit ansteigt, während der Ausweich- oder Überholweg linear ansteigt. Dadurch kann es bei hohen Differenzgeschwindigkeiten zu Situationen kommen, bei denen nicht mehr zwischen geplantem Überholvorgang und kritischer Auffahrsituation unterschieden werden kann. Eine Fehlwarnung in einer solchen Situation ist als besonders kritisch zu werten, da Sie den Fahrer kurz vor dem geplanten Überholvorgang von seiner Aufgabe der Fahrzeugführung ablenkt.

3.1 Zeitkriterien

Wann und ob auf ein ausgewähltes Objekt gewarnt wird, hängt von der Kritikalität der Situation ab. Für deren quantitative Beschreibung sind aus der Literatur bereits diverse Kriterien bekannt, wie zum Beispiel die Time-To-Collision (TTC) welche die bei unbeschleunigter Fahrt noch verbleibende Zeit bis zur Kollision beschreibt:

$$t_{TTC} = -\frac{\Delta x}{\Delta v} \tag{6}$$

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Eine Erweiterung der TTC bietet die Bremszeitreserve (BZR). Diese beschreibt die verbleibende Zeit bis die Kollision nur noch durch eine Bremsung mit der vorgegebenen Bremsverzögerung $a_{Ego,Pot}$ verhindert werden kann [4]:

$$t_{BZR} = -\frac{\Delta x}{\Delta v} + \frac{\Delta v}{2\left(a_{Obj} - a_{Ego,Pot}\right)} \tag{7}$$

Unterscheiden sich die Beschleunigungen von eigenem Fahrzeug und Fremdobjekt, so berechnet sich die BZR laut [4] zu:

$$t_{BZR} = -\frac{\Delta v}{\Delta a} \pm \sqrt{\frac{\Delta v^2}{\Delta a^2} - \frac{2\Delta x\left(a_{Obj} - a_{Ego,Pot}\right) - \Delta v^2}{\Delta a\left(a_{Ego} - a_{Ego,Pot}\right)}} \tag{8}$$

Analog zur Bremszeitreserve gibt die Lenkzeitreserve die Zeitspanne bis zum letztmöglichen Ausweichmanöver an. Die Lenkzeitreserve wird in Abhängigkeit des Ausweichweges und der Differenzgeschwindigkeit nach Gl. 9 berechnet:

$$t_{LZR} = -\frac{\Delta x - d_{Ausweich}}{\Delta v} \tag{9}$$

Aus den Gleichungen wird ersichtlich, dass für die Bestimmung des Warnzeitpunktes umfassende Informationen zum Normalfahrerverhalten erforderlich sind. Neben der Reaktionszeit des Fahrers im Anschluss an eine Warnung zählen hierzu auch die vom Fahrer maximal umsetzbaren Verzögerungen.

3.2 Normalfahrerverhalten

Studien zu Reaktionszeiten sowie zu möglichen Bremsverzögerungen von Motorradfahrern sind bereits aus der Literatur bekannt. So wurde in [2] die Bremsreaktionszeit von 1181 Probanden untersucht. Die Reaktionszeit betrug im Mittel 0.463 s mit einer Standartabweichung von 0.114 s. Die Ergebnisse der Studie sind für eine Parametrierung der Warnschwellen jedoch nur bedingt geeignet, da die Probanden auf den Test vorbereitet waren. Für einen unvorbereiteten Fahrer muss zudem noch die Zeit addiert werden, die zusätzlich zur Detektion des Reizes für die Diskrimination und Handlungsauswahl benötigt wird. In einer weiteren Studie [5] wurde hierfür eine Dauer von 0.103 s bzw. 0.031 s ermittelt. Da diese Werte in der Praxis mit einem relativ starken Rauschen behaftet sind, gibt es nicht den Einen Zeitpunkt der für alle Möglichen Fahrer optimal ist. Aus diesem Grund wird im Weiteren der Warnzeitpunkt als optimal angesehen, der unter den gegebenen Informationen statistisch das Verhältnis aus Wirksamkeit und Fehlwarnwahrscheinlichkeit maximiert.
Für die im vorigen Abschnitt erläuterte Bestimmung der Lenkzeitreserve werden Informationen über den geschwindigkeitsabhängigen Ausweichweg oder die mittlere Querbeschleunigung während des Ausweichens benötigt. Da hierzu für Motorräder keine Studien bekannt sind, wurden eigene Probandenversuche auf dem BMW-Messgelände in Aschheim durchgeführt. Die Probanden bestanden aus 5 geübten Motorradfahrern, Bild 7 und Bild 8 zeigen die Versuchsaufbauten.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

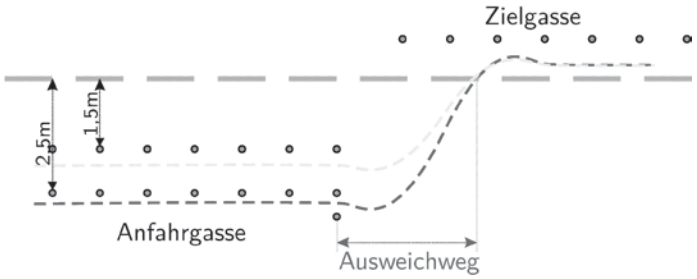


Bild 7: Versuchsaufbau zur Ermittlung der Ausweichleistung

Durch zwei Anfahrgassen und eine Zielgasse wurden 2 unterschiedliche Querversätze vorgegeben, die von den Probanden überwunden werden mussten. Die Anfahrgeschwindigkeiten lagen bei 20, 40, 50 und 60 km/h. Während der Versuche wurden der Lenkwinkel sowie die Position des Motorrades aufgezeichnet, so dass der genaue Ausweichweg wie in Bild 7 eingezeichnet ermittelt werden konnte. Die Ergebnisse sind in Bild 8 dargestellt.

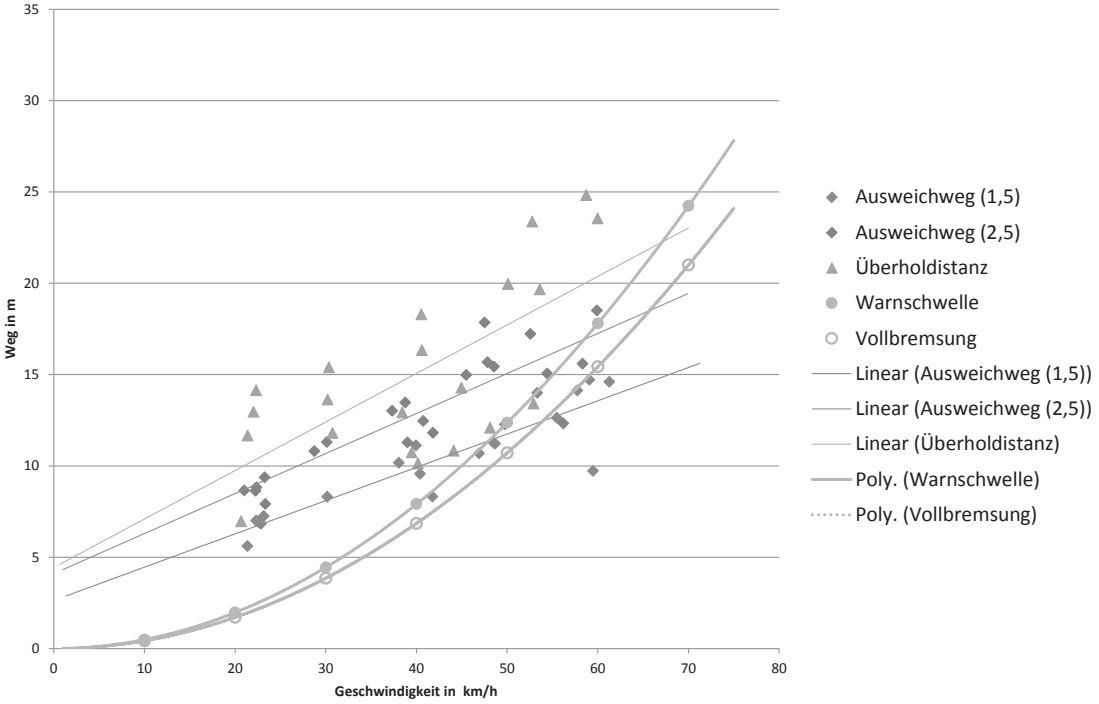


Bild 8: Vergleich Ausweichen-Überholen-Bremsen

Als Vergleich sind die geschwindigkeitsabhängigen Bremswege für Verzögerungswerte von 7.5 und 9 m/s² eingezeichnet. Es wird deutlich, dass für einen komfortablen Überholvorgang auch jenseits von 50 km/h Differenzgeschwindigkeit keine Gefahr einer Fehlwarnung besteht. Betrachtet man die maximal möglichen Ausweichleistungen der Probanden, so ist es im Falle einer drohenden Kollision frühestens ab 40 km/h Differenzgeschwindigkeit günstiger Auszuweichen statt zu bremsen. Da es sich in diesem Fall jedoch um keine normale Fahrsituation mehr handelt, wäre eine vom System generierte Warnung nicht als Fehlwarnung zu werten.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

4. Validierung

Ziel der Validierung ist es zu untersuchen, ob der beschriebene Funktionsalgorithmus robust gegenüber Fehlwarnungen ist. Wichtig hierfür ist zum einen die Qualität der beschriebenen Objektselektion und zum anderen wie sich der Normalfahrer im Verkehr verhält. Bei Letzterem ist entscheidend welche Abstände und Zeitlücken eingehalten werden und ob kritische Werte für TTC und BZR erreicht werden obwohl keine akute Gefährdung vorliegt. Die Untersuchung der Wirksamkeit, also des Unfallvermeidungspotentials im Falle einer kritischen Situation, beschränkt sich im Rahmen dieses Beitrags auf eine theoretische Betrachtung aus den statistischen Daten der in Kapitel 3 beschriebenen Fahrerverhaltensstudien.
Zur Validierung des Systems fuhren 10 Probanden eine vorgegebene Strecke mit einer Länge von 31 km. Die Route führte sowohl über Autobahnabschnitte als auch über Landstraßen und durch Innenstadtbereiche. Die Probanden erhielten die Anweisung, der im Navigationsgerät gespeicherten Route zu folgen. Warnungen des Systems an den Fahrer wurden nicht ausgegeben. Nach den Versuchen wurden die Probanden befragt, um festzustellen, ob während der Fahrt eine kritische Situation aufgetreten ist, die eine Warnung gerechtfertigt hätte. Durch einen Abgleich der Befragung mit der tatsächlichen Anzahl der durch die Funktion berechneten Warnungen kann der Anteil der Fehlwarnungen bestimmt werden.

4.1 Objektauswahl

Insgesamt wurden 314 km zurückgelegt. Durch eine geeignete Visualisierung wurde untersucht, ob in der jeweiligen Fahrsituation das relevante Objekt ausgewählt wurde. Da sich der Fahrschlauch mit steigender Entfernung aufgrund der Unsicherheiten aufweitet, nimmt die Qualität der Objektselektion zu großen Entfernungen hin ab. Entscheidend bei der beschriebenen Funktionsausprägung ist jedoch, dass zu kritischen Zeitpunkten, also bei kleinen Beträgen der Bremszeitreserve das richtige Objekt ausgewählt wird. Bild 9 zeigt die Funktionsweise der Objektauswahl anhand eines Beispiels aus der Visualisierung bei dem ein Spurwechsel des Ego-Fahrzeugs erfolgt, und sich auf beiden Fahrspuren ein Fremdobjekt befindet, nachfolgend Objekt 1 und Objekt 2 genannt. Bei t=1 wird der Spurwechsel eingeleitet was an der zunehmenden Krümmung der eingezeichneten Trajektorie zu erkennen ist. Die berechnete Hinderniswahrscheinlichkeit des ersten Objektes auf der eigenen Fahrspur beträgt 1, die des Nachbarobjektes 0.6, da bereits auch eine Überdeckung des Fahrschlauches mit Objekt 2 besteht. Die Hinderniswahrscheinlichkeit von Objekt 2 steigt weiter an, bis beide Objekte bei t=3 nahezu identische Werte erreichen. Ist dies der Fall, so wird das Objekt ausgewählt, welches zeitkritischer ist und damit die größere Gefahr darstellt. Zum Zeit punkt t=4 ist der Spurwechsel abgeschlossen, und die Hinderniswahrscheinlichkeit von Objekt 1 sinkt.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

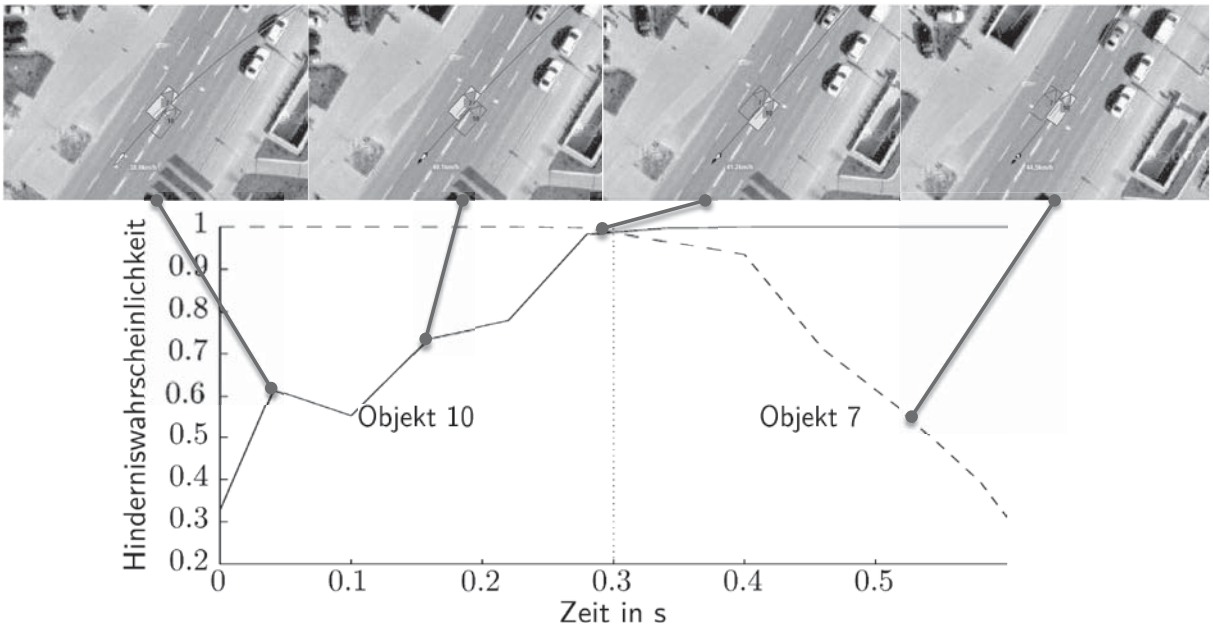


Bild 9: Objektselektion bei Spurwechsel

In den betrachteten Messfahrten zur Systemvalidierung fand keine Fehlselektion statt.

4.2 Warnstrategie

Arbeitet die Objektauswahl fehlerfrei, so hängt die Entscheidung, ob eine Warnung ausgegeben wird, von der aktuellen Bremszeitreserve ab. Aufgrund der Befragung der Probanden gab es keine Informationen zu kritischen Situationen, was bedeutet, dass jede berechnete Warnung gleichzeitig eine Fehlwarnung darstellt. Bild 10 zeigt die Auswertung der logarithmisch normalverteilten Werte für die Bremszeitreserve.

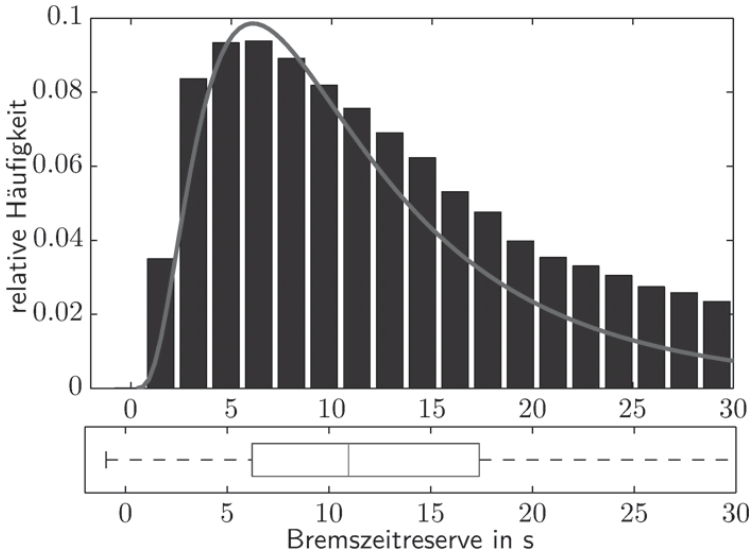


Bild 10: Auswertung der Bremszeitreserve

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Ausgehend von den in Kapitel 3 beschriebenen Reaktionszeiten und Bremsverzögerungen kommt eine Warnung bei t_BZR=0.902s für 99.87% der Normalfahrer rechtzeitig, um die Kollision noch selbstständig durch ein Bremsmanöver zu verhindern. Von den 60.378 Messwerten lagen 7 Werte unter dem Schwellwert der Bremszeitreserve. Diese Messwerte entsprechen einer Fehlwarnung und lassen sich eindeutig einer Situation zuordnen, bei dem sich vor einer Lichtsignalanlage mit separater Linksabbiegerspur ein Rückstau gebildet hat und der Proband einen späten Spurwechsel auf die Abbiegespur durchführte.
Um eine generelle Aussage im Hinblick auf die Fehlwarnwahrscheinlichkeit in Folge des Warndilemmas treffen zu können, bietet sich zudem eine Betrachtung des Lenkzeitreservenüberschusses an. Zu diesem Zweck wird die Lenkzeitreserve in Situationen mit kritischen Werten der Bremszeitreserve ausgewertet. Ist die Lenkzeitreserve zum potentiellen Warnzeitpunkt noch positiv, so besteht die Möglichkeit einer Fehlwarnung.

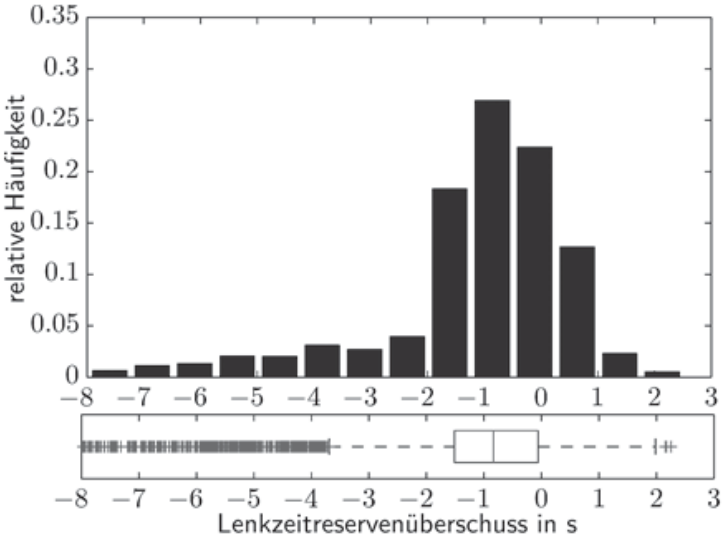


Bild 11: Lenkzeitreservenüberschuss

Wie in Bild 11 dargestellt, ist die Lenkzeitreserve dem Betrag nach in der Mehrheit der Fälle kleiner als die Bremszeitreserve. Häufige Fehlwarnungen in Folge des Warndilemmas sind also nicht zu erwarten.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde ein Fahrerassistenzsystem vorgestellt, welches durch eine gezielte Warnung helfen soll, Auffahrunfälle in Folge einer Unaufmerksamkeit des Motorradfahrers zu verhindern. Zunächst wurde eine Methode beschrieben, die es ermöglicht, mittels seriennaher Inertialsensorik und unter Berücksichtigung der Unschärfen eine Auswahl des potentiellen Kollisionsobjektes zu treffen. Basierend auf bekannten Zeitkriterien wird der Warnzeitpunkt unter Berücksichtigung des Normalverhaltens von Motorradfahrern berechnet. Speziell zur Ermittlung der Lenkzeitreserve und zur Untersuchung des aus dem Pkw-Bereich bekannten Warndilemmas wurde ein Expertentest zum Überhol- und Ausweichverhalten von

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Motorradfahrern durchgeführt. Abschließend wurde das Gesamtsystem in einer Probandenstudie validiert. Es konnte gezeigt werden, dass ein solches System mit vorhandener Seriensensorik realisierbar ist. Aus den Probandenstudien folgt außerdem, dass das Normalfahrerverhalten von Motorradfahrern im fließenden Verkehr nicht signifikant vom Pkw-Verhalten abweicht. Eine übermäßige Anzahl von Fehlwarnungen aufgrund eines im Vergleich zu Pkw riskanteren Fahrverhaltens mit kleineren Abständen und Zeitlücken konnte nicht nachgewiesen werden. In zukünftigen Arbeiten sollen die Wirksamkeit des Systems sowie die Verzeihlichkeit von Fehlwarnungen in Verbindung mit unterschiedlichen Ansätzen für die Mensch-Maschine-Schnittstelle untersucht werden.

Literatur

[1] Meißner, M.: Bertram, T.: *Schätzung fahrdynamischer Zustandsgrößen von Einspurfahrzeugen*. VDI Tagung Mechatronik, Aachen, 2013.

[2] Promocycle-Foundation: *Evaluation of break reaction times on a motorcycle.* 2003.

[3] Reinisch, P.: *Eine risikoadaptive Eingriffsstrategie für Gefahrenbremssysteme*. Dissertation, Universität Duisburg, 2012.

[4] Schneider, J.H.: *Modellierung und Erkennung von Fahrsituationen und Fahrmanövern für sicherheitsrelevante Fahrerassistenzsysteme.* Dissertation, Universität Chemnitz, 2009.

[5] Zöller, H.; Hugemann, W.: *Zur Problematik der Bremsreaktionszeit.* 1998.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Konzeptvorstellung eines neuartigen kalorischen Verfahrens zur Wirkungsgradbestimmung

Jerome Homann, Lutz Eckstein

Kurzfassung

Die weitere Optimierung der Energieeffizienz von PKW-Antriebssträngen erfordert die Möglichkeit einer exakten Wirkungsgradbestimmung. Ohne diese lässt sich der Erfolg einzelner Bauteiloptimierungen nicht quantifizieren, da die erzielten Verringerungen der Verlustleistungsabgabe häufig geringer sind als der zu erwartende Messfehler. Daher wird im Folgenden ein neuartiges Verfahren vorgestellt, welches durch eine direkte thermische Messung der Verlustleistung genauere Messergebnisse verspricht.

1. Einleitung

Ressourcenverknappung und steigende Rohstoffkosten erhöhen in den letzten Jahren zunehmend den Druck auf die Autofahrer und somit auch auf entsprechende Weiterentwicklungen in der Automobilindustrie. Energieeffizienz und Kraftstoffeinsparungen werden demnach zu zentralen Kaufargumenten bei der Fahrzeugauswahl. Aufgrund der inzwischen perfektionierten Minimierung von Energieverlusten in Getrieben können auch geringe Veränderungen in der Wirkungsgradoptimierung eine entscheidende Rolle spielen.
Das marktübliche Verfahren, um Komponenten des Antriebsstrangs in ihrem Wirkungsgrad zu vermessen, ist die Leistungsdifferenzmessung mittels Drehmomentmesswellen. Diese Methode bietet den Vorteil, sowohl im Rahmen ihrer Messgenauigkeit reproduzierbare Ergebnisse zu liefern als auch mit überschaubarem Aufwand für unterschiedliche Getriebebauformen genutzt werden zu können. Allerdings sind die Anforderungen an die Messgenauigkeit aus oben beschriebenen Gründen schneller gestiegen als die erforderliche Verbesserung der Genauigkeit der Drehmomentmesswellen. Die Leistungsdifferenzmessung kann hier bei der Quantifizierung des Nutzens von optimierten Verzahnungen, Lagerungen oder Dichtelementen keine zufriedenstellenden Ergebnisse mehr liefern. Dies ist hauptsächlich darin begründet, dass die Messwellen auf die maximalen Eingangs- und Ausgangsleistungen des Prüflings abgestimmt werden und somit für die Erfassung der viel geringeren Verlustleistungen keine günstige Auflösung besitzen. Gerade bei Getrieben mit hohen Wirkungsgraden ergeben sich daher messtechnische Vorteile bei der direkten Erfassung der Verlustleistung. [1], [2]
Die bereits bekannten Verfahren zur Verlustleistungsmessung wie die Stützmomentenmethode, die Nutzung eines Verspannungsprüfstands oder kalorische Verfahren konnten sich bisher nicht in der Fahrzeugentwicklung etablieren. Ein Grund ist die häufig nicht ausreichende Flexibilität der Verfahren bei der Anwendung auf verschiedene Getriebebauformen. Ein weiterer Nachteil besteht in ihrer Fehleranfälligkeit und der fehlenden Allgemeingültigkeit der Messergebnisse. Darüber hinaus

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

kann das Wirkungsgradverhalten des Prüflings durch für das Verfahren notwendige Modifikationen am Prüfgetriebe beeinflusst werden.
Das in dieser Veröffentlichung vorgestellte neuartige Verfahren der Kurzzeitkalorimetrie soll die konzeptionellen Vorteile der bereits bekannten Verfahren zur Verlustleistungsmessung optimal nutzen und gleichzeitig deren Nachteile umgehen.

2. Stand der Technik

Bei der Bestimmung von Getriebewirkungsgraden wird zwischen den beiden Messverfahren Verlustleistungsmessung und Leistungsdifferenzmessung (auch als Leistungsdurchgangsmessung bezeichnet) unterschieden.
Die Verlustleistungsmessung nutzt je nach gewähltem Verfahren unterschiedliche Messmittel. Im ersten Anwendungsfall, der Kalorimetrie, wird die thermisch abgegebene Verlustleistung direkt erfasst. Die zweite Variante ermöglicht es mittels eines Verspannungsprüfstands, durch die zum Aufrechterhalten des Betriebs zugeführte mechanische bzw. elektrische Bedarfsleistung Rückschlüsse auf die Verlustleistung zu ziehen. Bei der dritten Möglichkeit, der pendelnden Getriebeaufhängung, werden zu diesem Zweck die auftretenden Stützmomente an der Getriebeeinspannung gemessen. Zur anschließenden Berechnung des Wirkungsgrades wird zusätzlich die Getriebeeingangsleistung benötigt.
Im Gegensatz zu diesen direkt arbeitenden Verfahren wird bei der Leistungsdifferenzmessung die Leistung an allen Getriebeeingangs- und Ausgangswellen gemessen, um so den Wirkungsgrad zu berechnen.

2.1 Leistungsdifferenzmessung mit Drehmomentmesswellen

Die aktuell etablierte Form der Wirkungsgradmessung stellt die Leistungsdifferenzmessung mit Drehmomentmesswellen dar. Hierbei werden im Prüfaufbau alle Eingangs- und Ausgangswellen des Prüflings maschinenseitig mit Drehmomentmesswellen verbunden. Diese Messmittel, aufgrund ihrer mittlerweile sehr kompakten Bauform auch häufig als Drehmomentmessflansche bezeichnet, besitzen einen Torsionskörper, der sich bei Drehmomentbelastung gezielt verformt. Diese Verformung des Torsionskörpers wird von Dehnmessstreifen aufgenommen und über einen Messverstärker in elektrische Signale überführt. Über eine Telemetrieeinheit können so die Drehmomentinformationen berührungslos und ohne Drehmomentbeeinflussung an die Datenerfassung und -auswertung übermittelt werden. Das Verfahren der Leistungsdifferenzmessung ermöglicht die Wirkungsgradbestimmung, indem der Quotient aus Getriebeausgangsmomenten M_A und Eingangsmomenten M_E unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung i gebildet wird.

$$\eta = \frac{M_A}{M_E \cdot i} \tag{1}$$

Um den jeweiligen Betriebspunkt des Getriebes exakt einstellen zu können, ist zudem die Erfassung einer Drehzahl erforderlich. Ein beispielhafter Versuchsaufbau ist in Abbildung 1 dargestellt. Dieses Verfahren ermöglicht aufgrund des problemlosen Einbaus der Messwellen in den Versuchsaufbau effiziente Rüstzeiten und eine hohe Flexibilität im Versuchslayout. Die mittlerweile in die Messwelle integrierte

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Auswertungselektronik (Messverstärker) reduziert darüber hinaus den messtechnischen Aufwand.

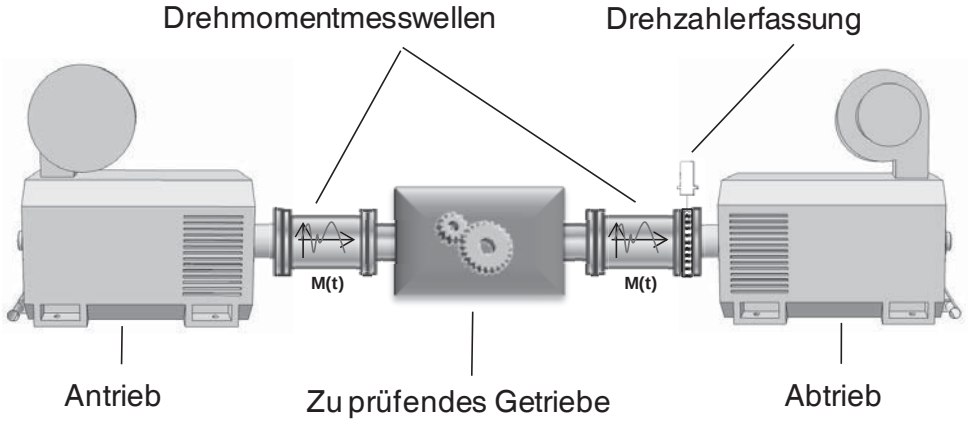


Abbildung 1: Leistungsdifferenzmessung mit Drehmomentmesswellen

Im Rahmen ihrer Messgenauigkeit liefert diese Methode reproduzierbare Ergebnisse. Wegen des grundlegenden Prinzips, die Verlustleistung des Prüflings aus der Differenz von Eingangs- und Ausgangsleistung zu bestimmen, muss bei der Betrachtung der Messunsicherheit dieses Verfahrens allerdings davon ausgegangen werden, dass sich der Messfehler an jeder Messstelle addiert und somit mehrfach das Ergebnis verfälscht. Negativ ist darüber hinaus, dass die Drehmomentmessflansche sich normalerweise an der Höhe der jeweils maximal zu messenden Momente orientieren und darüber hinaus überdimensioniert ausgewählt werden, um Beschädigungen durch auftretende Schwingphänomene auszuschließen. Der vom Messwellenhersteller angegebene maximale Messfehler bezieht sich als relativer Wert auf den Nennkennwert dieser Messwelle. Daher ist der Fehlereinfluss des sich daraus ergebenden absoluten Fehlers im Teillastbereich bei der Bestimmung von Wirkungsgradkennfeldern am größten [3]. Eine gestufte Auswahl verschiedener Messwellen innerhalb einer Wirkungsgradmessreihe führt dagegen zu einem deutlich erhöhten Zeit- und Kostenaufwand, der in keiner rentablen Relation zu der höheren Messgenauigkeit steht.
Entscheidender für die Messungenauigkeit der Leistungsdifferenzmessung ist allerdings die Problematik, dass die eigentlich benötigte Messgröße der Verlustleistung P_V nur indirekt gemessen werden kann.

$$P_V = 2 \cdot \pi \cdot n_A \cdot (M_A + \Delta M_A) - 2 \cdot \pi \cdot n_E \cdot (M_E + \Delta M_E) \quad (2)$$

Durch den Umweg über diese Differenzmessung von hoher Eingangs- und Ausgangsleistung führt der prozentual vergleichsweise kleine Messfehler an den Messstellen zu einem größeren absoluten Messfehler bezogen auf den Wirkungsgrad.

2.2 Verlustleistungsmessung

Im Gegensatz zur Leistungsdifferenzmessung können bei der Verlustleistungsmessung die im Getriebe entstehenden Verluste direkt erfasst werden. Somit bietet sich der Vorteil, die Messgenauigkeit durch ein auf die eigentliche Größe der Verlustleistung abgestimmtes Messmittel zu erhöhen. Selbst bei Verwendung eines direkten

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Verfahrens mit höherem relativen Messfehler ergeben sich bei der Vermessung von Fahrzeuggetrieben genauere Ergebnisse als bei der Leistungsdifferenzmessung.

2.2.1 Mechanischer Verspannungsprüfstand

Bei diesem Verfahren zur Verlustleistungsbestimmung werden zwei oder mehrere identische Prüfgetriebe unter Zuhilfenahme von zusätzlichen Umlenkgetrieben zu einem mechanischen Verspannkreis verbunden. Durch die Verwendung einer Verspannvorrichtung wird die eigentliche Drehmomentenbelastung in die Getriebe eingebracht. Diese Vorrichtung besteht entweder aus einem hydraulischen Torsionszylinder oder einer vorgespannten Torsionswelle mit reibschlüssiger Trennkupplung. Durch einen Elektromotor wird nach Erreichen der Solldrehzahl nur noch die auftretende mechanische Verlustleistung kompensiert. Diese ist messtechnisch gut zu erfassen. Zur Bestimmung des Wirkungsgrads muss zusätzlich noch die im Verspannkreis umlaufende Leistung gemessen werden. Dies kann beispielsweise am Eingang des ersten Prüfgetriebes P_E erfolgen. Zur Korrektur der Einflüsse der verschiedenen Umlenkgetriebe in diesem Verspannkreis sind die genauen Verlustkennfelder und eine exakte Konditionierung auf bekannte Betriebsbedingungen erforderlich ($P_{V,korr}$: korrigierte Verlustleistung). Für die Berechnung des Wirkungsgrades ergibt sich somit in diesem Verfahren:

$$\eta = 1 - \frac{P_{V,korr}}{P_E} \tag{3}$$

Trotz dieser Kenntnisse und detaillierter Abschätzungen ist eine Beeinflussung der Messgenauigkeit im praktischen Einsatz nicht vollständig auszuschließen. Abbildung 2 zeigt den exemplarischen schematisierten Aufbau von zwei koaxialen Getrieben mit entsprechenden Umlenkeinheiten.

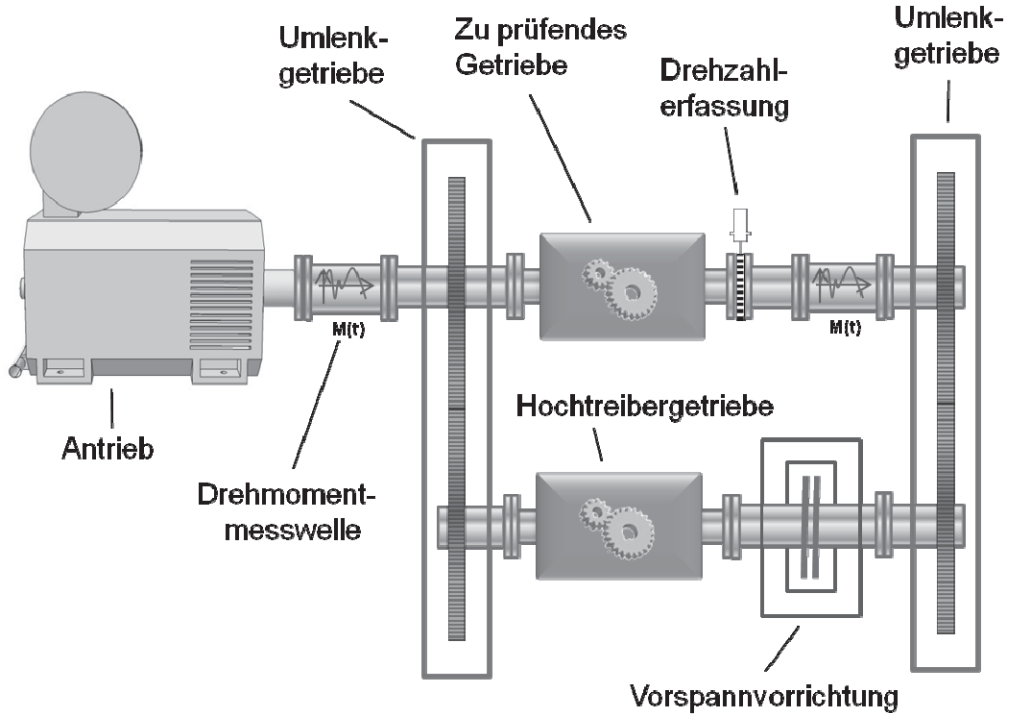


Abbildung 2: Wirkungsgradmessung am mechanischen Verspannungsprüfstand

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Das Verfahren des mechanischen Verspannungsprüfstands bietet zwar den Vorteil, mit überschaubarem Aufwand einen Wirkungsgradprüfstand aufbauen zu können, der energieeffizient arbeitet. Nachteilig zeigt sich aber die eingeschränkte Flexibilität bei der Anwendung auf verschiedene Getriebebauformen. Sowohl leistungsverzweigende Getriebe wie Achsdifferentiale oder Planetengetriebe als auch schlupfbehaftete Getriebe wie CVT oder hydrodynamische Wandler lassen sich nicht mit diesem Verfahren vermessen.
Des Weiteren besteht ein großer Nachteil darin, dass die Wirkungsgradbestimmung nach Korrektur der Einflüsse der Umlenkgetriebe dennoch nur im Verbund aus Prüfgetriebe und invers laufendem zweiten Hochtreibergetriebe erfolgen kann. Da das zweite als Hochtreiber genutzte Prüfgetriebe bezogen auf seine Drehrichtung rückwärts läuft, wird es eine andere Wirkungsgradcharakteristik aufweisen. Gründe hierfür liegen zum Beispiel in einer veränderten Schmiersituation. Auch wirkt sich nachteilig aus, dass das zweite Prüfgetriebe aufgrund der Wirkungsgradverluste der vorgeschalteten Prüf- und Umlenkgetriebe eine geringere Momentenbelastung erfährt [1]. Eine exakte Zuordnung der Verlustleistungen der beiden Getriebe ist somit nicht möglich. [4], [2]

2.2.2 Pendelnde Getriebeaufhängung

Wirkungsgradverluste in Fahrzeuggetrieben wirken sich negativ auf das zur Verfügung stehende Ausgangsmoment aus. „Diese Verlustmomente sind bei pendelnder Lagerung des Getriebegehäuses in Form von Reaktionsmomenten [an der Getriebeeinspannung] me[ss]bar“ [4]. Um Wirkungsgradverluste zu messen, kann auch dieser Effekt genutzt werden. Eine erste Beschreibung dieses Verfahrens wurde bereits im Jahr 1934 in der ATZ vorgestellt [5]. Hierbei wird ein koaxiales Fahrzeuggetriebe um seine Antriebsachse drehbar gelagert. Die bei der Drehmomentwandlung auftretenden Abstützmomente werden über einen Hebelarm in eine Kraftmessdose geleitet und dort messtechnisch erfasst. Darüber hinaus nimmt die drehbare Lagerung die eingeleiteten Querkräfte und die Gewichtskraft des Getriebes auf. Der rotatorische Freiheitsgrad um die Antriebsachse wird über Hebelarm und Kraftmessdose eingeschränkt (vgl. Abbildung 3).

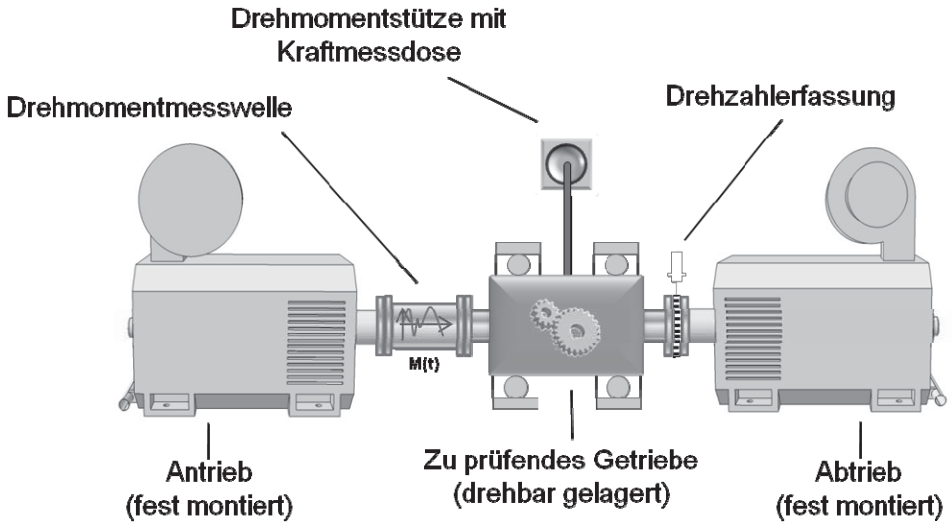


Abbildung 3: Wirkungsgradmessung mit pendelnder Getriebeaufhängung

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Im Folgenden wird die Berechnung des Wirkungsgrades bei diesem Verfahren hergeleitet: Nach den Grundlehren der Festkörpermechanik (Statik) befindet sich jeder Körper nur dann im Gleichgewichtszustand, wenn die Summe aller auf ihn wirkenden Kräfte und Momente gleich Null ist. [6]
Ausgehend von der Momentengleichgewichtsbedingung $\sum M = 0$ gilt somit für das verlustbehaftete Ausgangsmoment:

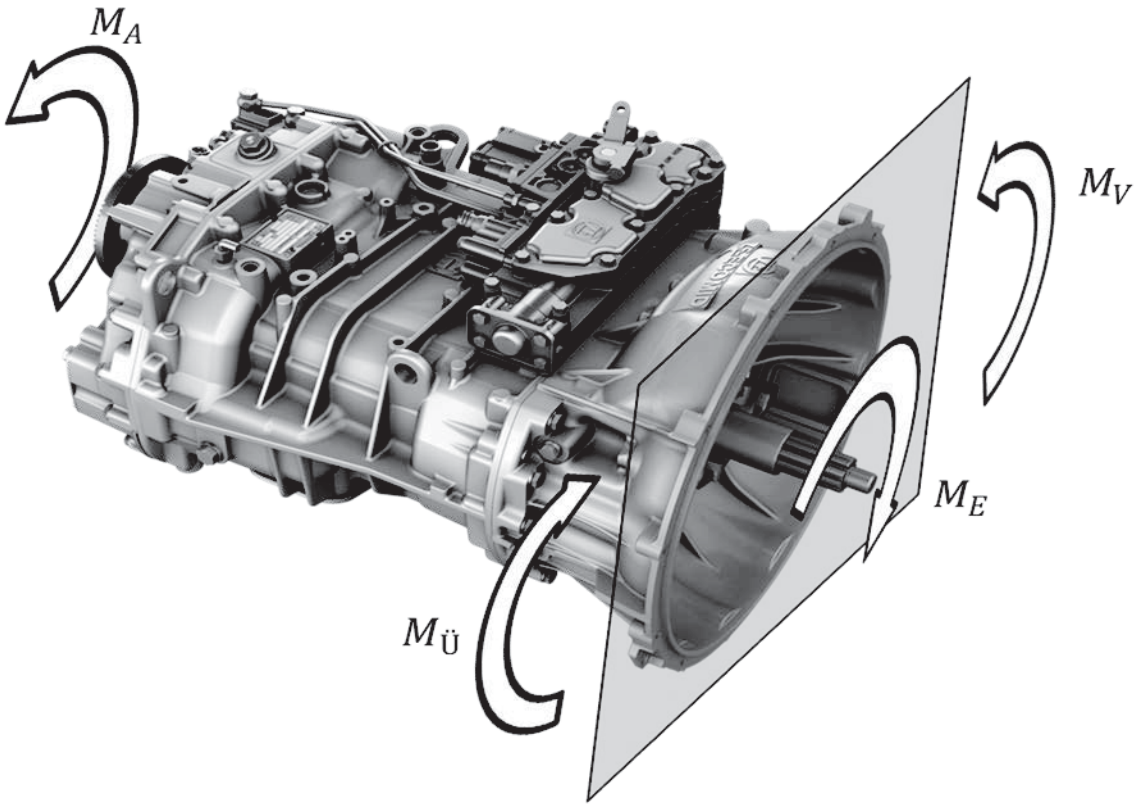
$$M_A = M_E + M_{Ü} - M_V \qquad [4] \qquad (4)$$

mit

M_A Getriebeausgangsmoment
M_E Getriebeeingangsmoment
$M_{Ü}$ Abstützmoment aus Drehmomentüberhöhung
M_V Äußeres Drehmoment zur Abstützung des reibungsbedingten Verlustmoments

Die hierbei angenommene Orientierung der Momente ist Abbildung 4 zu entnehmen. Das über Hebelarm und Abstützkraft messbare Gesamtabstützmoment M_G ist die Differenz von drehmomenterhöhendem Abstützmoment $M_{Ü}$ und Verlustmoment M_V.

$$M_G = M_{Ü} - M_V \qquad (5)$$



Abbilgung 4: Momente am Getriebe [7]

Unter Berücksichtigung von Gleichung (1) ergibt sich somit für den Wirkungsgrad η

$$\eta = \frac{(M_G \pm M_E)}{M_E \cdot i} \qquad (6)$$

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Hierbei ist das positive Vorzeichen für Getriebe mit ungeraden Verzahnungsstufenzahlen und das negative Vorzeichen für gerade Stufenzahlen zu verwenden [4].
Das Verfahren der pendelnden Getriebeaufhängung erreicht seine optimale Genauigkeit, wenn das Gesamtabstützmoment M_G gegen Null tendiert. Hierbei nimmt das Produkt aus Wirkungsgrad und Übersetzungsverhältnis Werte von $\eta \cdot i \approx 1$ an [4]. Bei der Vermessung von Fahrzeuggetrieben mit hohem Wirkungsgrad $(\eta \approx 97\%)$ ergibt sich dieser Zusammenhang nur bei einer Getriebeübersetzung nahe Eins, also nur im direkten Gang. Im hochübersetzten ersten Gang ist daher mit höheren Messfehlern zu rechnen.

Des Weiteren kann sich bei diesem Verfahren die geometrische Bauform eines Getriebes negativ auswirken. Da zum Beispiel bei Hypoidachsgetrieben Eingangs- und Ausgangswellen senkrecht zueinander stehen und um den Hypoidversatz in der Höhe verschoben sind, ergibt sich keine gemeinsame geometrische Drehachse, um die das Getriebe drehend gelagert werden könnte. So muss der Prüfling in allen Raumrichtungen mit Kraftmessdosen fixiert werden, um die Abstützmomente korrekt zu erfassen. Nach der Methode der einfachen Fehlerfortpflanzung entspricht der Gesamtmessfehler hierbei der Summe der Einzelfehler aller notwendigen sechs Kraftmessdosen, was zu einer erhöhten Messungenauigkeit führt.

2.2.3 Herkömmliche Kalorimetrie

Das Verfahren der Kalorimetrie misst die vom Prüfgetriebe abgegebene Wärme zur Bestimmung des Wirkungsgrades. Die „mechanische [Verlustl]eistung P_v wird bei konstanter Drehzahl vollständig und irreversibel in einen Wärmestrom umgewandelt“ [1]. Unter der Annahme einer gleichbleibenden Wärmeverteilung im Getriebe entspricht der an die Umgebung abgegebene Abwärmestrom der im Getriebe entstehenden Verlustleistung. Es kommt in diesem Gleichgewichtszustand also zu keiner weiteren Erwärmung oder Abkühlung des Getriebes.

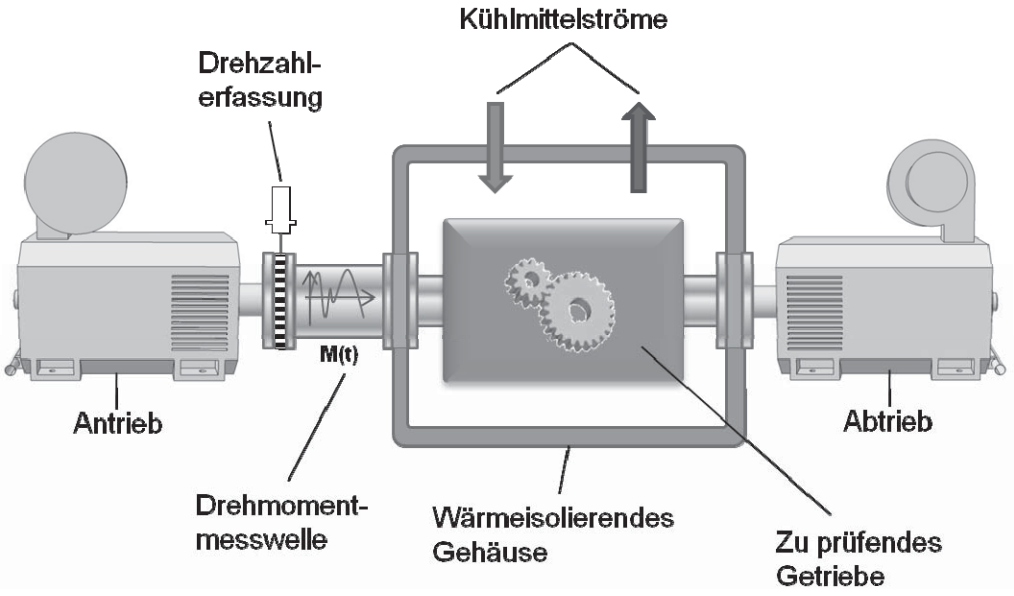


Abbildung 5: Wirkungsgradmessung mit der herkömmlichen Kalorimetrie

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Wie in Abbildung 5 dargestellt ist, kann das Getriebe durch eine idealisiert adiabate Hülle so von der Umgebung isoliert werden, dass der Verlustwärmestrom ausschließlich über ein zusätzliches Kühlmedium abgeführt werden kann. In der Literatur werden zwei verschiedene Vorgehensweisen beschrieben. Beim ersten Verfahren [8] wird das gesamte Getriebegehäuse mit einem Kühlwassermantel umgeben. Die zweite Variante [1] greift in den bestehenden Ölhaushalt des Getriebes ein und erweitert ihn um zusätzliche Pumpen, eine Heizung und einen Öl/Wasser-Wärmetauscher. In beiden Verfahren erfolgt die Bilanzierung der Verlustleistungsströme über die Enthalpiedifferenz $\Delta\dot{H}$ des Kühlwassers.

$$\Delta\dot{H} = \dot{H}_{W_{zu}} - \dot{H}_{W_{ab}} = \dot{V}_W \cdot \varrho_W \cdot c_{p_W} \cdot \left(\vartheta_{W_{zu}} - \vartheta_{W_{ab}}\right) \quad (7)$$

mit

$\dot{V}_W$ zugeführter Kühlwasservolumenstrom
ϱ_W Kühlwasserdichte
c_{p_W} spezifische Wärmekapazität des Wassers
ϑ_W Eintritts- bzw. Austrittstemperatur des Kühlwassers

Residuale Wärmeverluste über Eingangs- und Ausgangswellen sowie die Getriebeaufspannung, die von der Wärmebilanzierung nicht erfasst werden können, werden genauso wie der Einfluss von Umwälzpumpen (P_{Pumpe}) und Zuheizern ($\dot{Q}_{el}$) anschließend rechnerisch kompensiert. Somit ergibt sich für die vom Getriebe abgegebene Verlustleistung der in Gleichung (8) wiedergegebene Zusammenhang.

$$P_V = \Delta\dot{H} - \dot{Q}_{el} - P_{Pumpe} = \dot{V}_W \cdot \varrho_W \cdot c_{p_W} \cdot \left(\vartheta_{W_{zu}} - \vartheta_{W_{ab}}\right) - \dot{Q}_{el} - P_{Pumpe} \quad (8)$$

Der Wirkungsgrad des Getriebes berechnet sich analog zu Gleichung (3).

Während der eigentlichen Wirkungsgradmessung wird am Getriebe ein stationärer Betriebspunkt eingestellt. Dieser muss nun so lange gehalten werden, bis alle Temperaturen im Versuchsaufbau konstant bleiben und sich somit die innere Energie des Getriebes nicht weiter verändert. Aus den Messgrößen der Kühlwassertemperaturen und des Volumenstroms lässt sich nun unter Kenntnis der mechanisch zugeführten Getriebeeingangsleistung der Wirkungsgrad bestimmen. Der Zustand der thermischen Beharrung stellt sich bei dem Verfahren nach [8] jedoch erst nach etwa einer Stunde ein. In [1] kann die Wartezeit durch eine aktive Regelung der Öltemperatur durch schaltbare Ölheizer und -kühler auf wenige Minuten reduziert werden. Der messtechnische Aufwand, der notwendig ist, um die abgeführte Kühlleistung exakt zu bestimmen, ist jedoch in beiden Fällen als gering zu bewerten. Dennoch sind diese Ergebnisse nicht vollkommen repräsentativ, da sie durch einige konzeptionelle Randbedingungen der Verfahren verfälscht werden. Bei der Vorgehensweise nach [8] besteht das Problem darin, dass die Temperaturverteilung des Getriebegehäuses nicht den realen Einsatzbedingungen entspricht. Das umgebende Kühlwasser kann durch einen höheren Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Gehäuse und Fluid und eine dadurch veränderte Wärmeverteilung am Gehäuse zu Deformationen führen. Diese wirken sich auf die Lage der Getriebewellen und somit die Wirkungsgrade aus. Auch bei einer Modifizierung dieses Verfahrens durch Verwendung von Luft als Kühlmedium ergeben sich Probleme. Da die Wärmekapazität von Luft geringer ist als die von Wasser, wäre hierbei ein erhöhter Kühlvolumenstrom erforderlich, der sich bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten turbulent verhält und so eine exakte Quantifizierung des Kühlvolumenstroms verhindert. [4]

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Das Verfahren nach [1] besitzt den Nachteil, dass die Modifizierung des Ölhaushaltes Einfluss auf das Wirkungsgradverhalten des Prüflings hat. Die ursprünglich im Getriebe vorhandene Ölmenge wird deutlich vergrößert. Bei einer Erwärmung dieses Ölvolumens steigt der Ölstand im Getriebe wesentlich stärker an. Dies verändert die Planschverluste der Verzahnungen, damit die drehzahlabhängigen Schleppmomente und somit die gemessenen Wirkungsgrade. Auch die Beeinflussung der Fluidströmung im Öl ist nur schwer abzuschätzen und kann die Messgenauigkeit verringern. [4]

2.3 Zusammenfassung des Stands der Technik

Eine Gesamtübersicht, in der die wichtigsten Vor- und Nachteile der zuvor beschriebenen Verfahren zur Wirkungsgradmessung gegenübergestellt werden, befindet sich in Tabelle 1.

Messverfahren	Einschränkungen
Leistungsdifferenzmessung mittels Drehmomentmesswellen	+ einfachste Anwendbarkeit auf alle Getriebeformen
	+ Standardverfahren in der Automobilindustrie
	- prinzipbedingt eingeschränkte Genauigkeit
Mechanischer Verspannungsprüfstand	+ hohe Messgenauigkeit bei der Messung der Verlustleistung
	- Getriebe können nur paarweise getestet werden
	- Umlenkeinheiten in der Messzone notwendig
	- Vermessung von leistungsverzweigenden und schlupfbehafteten Getrieben nicht möglich
Pendelnde Getriebeaufhängung	+ einfache und genaue Vermessung bei koaxialen Getrieben
	- höchste Genauigkeit nur bei Getriebeübersetzung $i \approx 1/\eta$
	- komplexe Umsetzung bei Achsgetrieben
Herkömmliche Kalorimetrie	+ hohe Genauigkeit durch direkte Messung der Verlustleistung
	- Beeinflussung der Kühl- bzw. Schmiersituation
	- zum Teil sehr lange Messdauern

Tabelle 1: Vergleichende Bewertung der unterschiedlichen Messverfahren

3. Entwicklung eines neuartigen Messverfahrens

Wie bereits in Kapitel 2.3 dargelegt wurde, zeigt das Verfahren der herkömmlichen Kalorimetrie das größte Potential, die Messgenauigkeit in der Wirkungsgradbestimmung zu verbessern. Jedoch weisen die zwei in Kap. 2.2 vorgestellten Varianten dieses Verfahrens den konzeptionellen Nachteil auf, durch ihren Versuchsaufbau die Wirkungsgradcharakteristik des Prüflings zu beeinflussen. Dies ist für Fahrzeug- und Getriebehersteller sowie für unabhängige Forschungseinrichtungen bei der Getriebevermessung nicht akzeptabel. Daher stellt diese Arbeit ein neuartiges Verfahren vor, welches den Vorteil der hochgenauen Wirkungsgradbestimmung der kalorimetrischen Verfahren besitzt, ohne den Prüfling in seinen wirkungsgradbestimmenden Eigenschaften zu beeinflussen, und gleichzeitig ebenso einfach handhabbar ist wie das Verfahren der Leistungsdifferenzmessung.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Hierbei wird das Getriebe, abweichend von dem bei der herkömmlichen Kalorimetrie notwendigen Eingriff in den Kühl- und Schmierhaushalt, nur von einer luftgefüllten Isolierhülle umgeben. Diese thermisch isolierte Prüfzelle wird nicht aktiv gekühlt, sondern dient ausschließlich der Vermeidung von Wärmeverlusten. Der grundlegende Aufbau dieses Verfahrens ist in Abbildung 6 dargestellt.

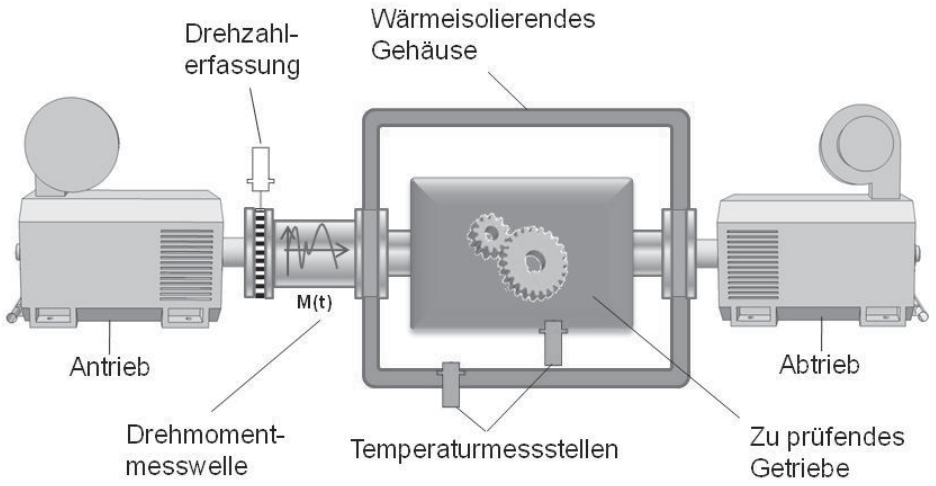


Abbildung 6: Wirkungsgradmessung mit dem Verfahren der Kurzzeitkaloriemetrie

Bei dieser Variante der kalorischen Wirkungsgradmessung soll die beim Betrieb des Prüfgetriebes anfallende Verlustleistung hauptsächlich über die Ermittlung der Temperaturerhöhung in der thermisch isolierten Prüfzelle bilanziert werden. Die Temperatur wird hierbei an verschiedenen Messstellen in der Prüfzelle bestimmt. Der Grundgedanke dabei ist, dass unter adiabaten Bedingungen die Temperaturerhöhung $\Delta\vartheta$ eines Körpers mit einer Wärmekapazität C proportional zu seiner Zunahme der inneren Energie ΔU und somit zu der über einem Zeitintervall Δt eingebrachten Verlustleistung P_V ist [9]. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung (9) wiedergegeben:

$$\Delta U = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} C \, d\vartheta = \int_{t_1}^{t_2} P_V \, dt \tag{9}$$

Ausgehend von diesen Grundüberlegungen ergibt sich daher der folgende Ablauf einer Messung:

1) Das Getriebe wird auf eine definierte, möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung konditioniert.
2) Nach Erreichen dieser gleichmäßigen Temperaturverteilung wird am Getriebe der zu vermessende Betriebspunkt eingestellt. Hierbei ist es von Bedeutung, die Prüfstandsmaschinen synchron zu beschleunigen, um das Getriebe zur Minimierung von unerwünschten Verlustleistungen möglichst lastfrei zu halten.
3) Mit dem Aufbringen des Lastmomentes beginnt die eigentliche Vermessung des Wirkungsgrades. Dieser Betriebspunkt wird so lange gefahren, bis sich eine zuvor festgelegte Temperaturerhöhung $\Delta\vartheta$ im Ölsumpf eingestellt hat.
4) Nach Erreichen dieser Temperaturgrenze wird das Drehmoment heruntergefahren und die Prüfstandsmaschinen werden wieder synchron abgebremst.
5) Nach einer Ausgleichsphase haben sich alle Bauteile innerhalb der isolierenden Hülle in ihren Temperaturen angenähert und es lässt sich eine gemittelte Endtemperatur bestimmen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

6) Durch Abkühlung und Konditionierung des Getriebes wird erneut die gleichmäßige Temperaturverteilung für die nächste Messung hergestellt.

In einer anschließenden Auswertung wird unter Kenntnis der einzelnen Bauteilmassen und ihrer Wärmekapazitäten aus der Temperaturerhöhung die Energieänderung innerhalb des Systems ermittelt. Die mittlere Verlustleistung des Getriebes kann anschließend exakt bestimmt werden, da sich die Störeinflüsse durch Schleppverluste in Beschleunigungsphasen und residuale Wärmeverluste rechnerisch korrigieren lassen. Letztere entstehen durch eine konvektive Wärmeübertragung an den Antriebs- und Abtriebswellen, der Getriebeaufspannung und dem Isoliergehäuse selbst. Somit ergibt sich für den Wirkungsgrad der in Gleichung (10) dargestellte Zusammenhang:

$$\eta = 1 - \frac{\int_{t=0}^{t} P_{Verl,korr}(t)}{\int_{t=0}^{t} P_{an}(t)} dt \tag{10}$$

Entscheidend für die Qualität der Wirkungsgradbestimmung ist hierbei neben der Genauigkeit der Temperaturmesswerterfassung die Kenntnis der thermodynamischen Kenngrößen des Systems. Wichtigste Werte sind hierbei die gemittelte Wärmekapazität aller Bauteile innerhalb der isolierenden Hülle sowie die Wärmeverlustleistungskurve der Isolationshülle. Diese ist eine Funktion der Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Umgebungstemperatur. Diese Größen lassen sich selbst bei unbekannten Getrieben vollständig in einem Kalibrierversuch bestimmen.

3.1. Konzept des Kalibrierversuchs

Bei dem in dieser Arbeit vorgestellten Kalibrierverfahren zur Kurzzeitkalorimetrie ist es möglich, alle unbekannten thermodynamischen Kennwerte des Getriebes sowie die Charakteristik der Isolationshülle in einem einzigen Versuch zu erfassen. Dieser Kalibrierversuch besteht aus zwei verschiedenen Phasen, dem Aufheizen und dem Abkühlen, wie in Abbildung 7 dargestellt ist.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

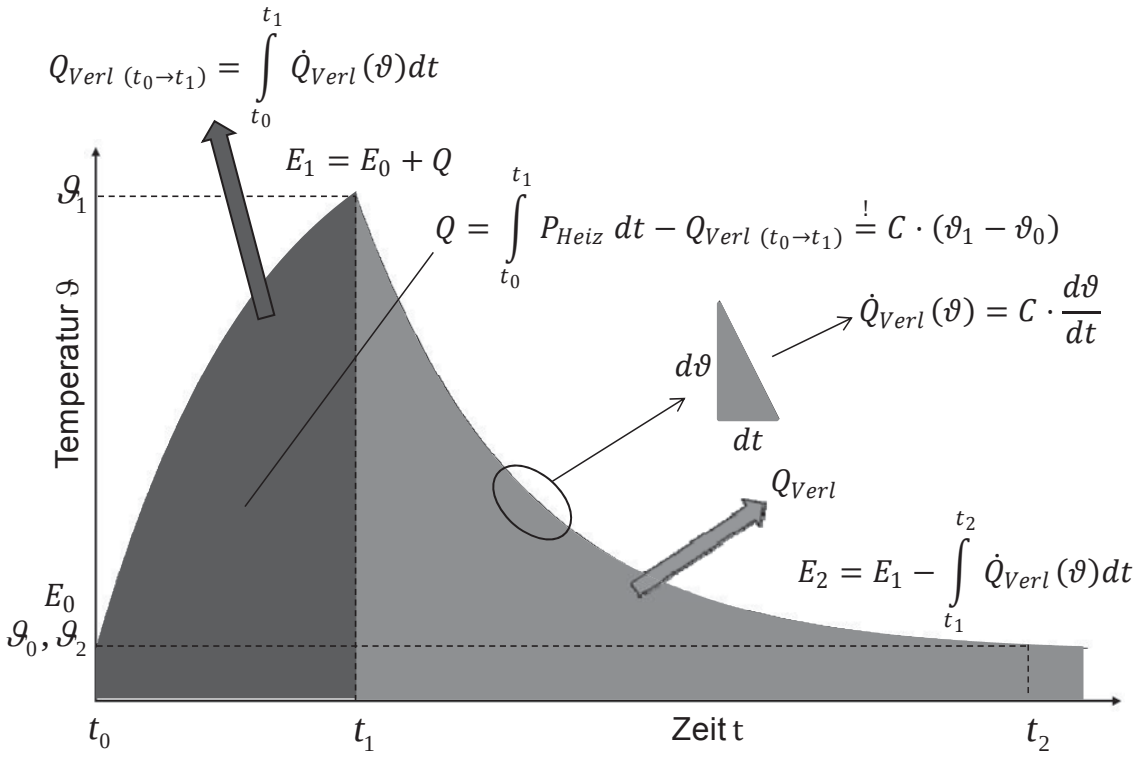


Abbildung 7: Energieänderungen während des Kalibrierversuchs

Zuerst wird dem System eine genau bekannte Wärmemenge in Form von einer elektrischen Heizleistung zugeführt, bis die gewünschte Endtemperatur ϑ_1 erreicht ist. Ein Großteil dieser Wärmeenergie kann zur Erwärmung des von der isolierenden Hülle umgebenen Raumes mit einer mittleren Wärmekapazität C mit

$$C = \sum c_i \cdot m_i \quad . \tag{11}$$

genutzt werden. Ein gewisser Anteil jedoch wird in Form von konvektiven Wärmeverlusten an die Umgebung abgegeben. Somit ergibt sich am Ende der Aufheizphase zum Zeitpunkt t_1 ein Energiezustand innerhalb der Isolationshülle von

$$E_1 = E_0 + Q \tag{12}$$

mit

$$Q = \int_{t_0}^{t_1} P_{Heiz}\, dt - Q_{Verl\ (t_0 \to t_1)} \tag{13}$$

Diese Energiezunahme Q entspricht auch der zur Erwärmung der Massen um die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ notwendigen Energie

$$Q \stackrel{!}{=} C \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_0) \quad . \tag{14}$$

Um also den Energiezustand E_1 zu bestimmen, ist die Kenntnis der mittleren Wärmekapazität C und der Wärmeverluste $\dot{Q}_{Verl}(\vartheta_{innen} - \vartheta_{außen})$ erforderlich. Bei letzteren handelt es sich, wie oben beschrieben, um eine Funktion der Differenz von Umgebungs- und Prüfkammertemperatur. Beide Informationen sind zu diesem Zeitpunkt des Kalibrierversuchs noch nicht in ausreichender Genauigkeit bekannt, sondern lassen sich nur näherungsweise aus analytischen Rechnungen bestimmen. Unter Berücksichtigung dieser zum Teil analytisch bestimmten, zum Teil der Literatur entnommenen Startwerte und der gemessenen Temperatur- und Heizleistungsverläufe wird ein erster Wert für die Energiemenge E_1 angenähert.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Ausgehend von diesem Zustand der maximalen Systemenergie kühlt der Versuchsaufbau in der zweiten Phase ab, bis er zum Zeitpunkt t_2 wieder die Temperatur $\vartheta_2 = \vartheta_0$ erreicht hat. Für den Zustand E_2 gilt somit:

$$E_2 = E_1 - \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{Verl}(\vartheta) dt \tag{15}$$

Aus der zeitlichen Ableitung des Abkühltemperaturverlaufs im Zeitintervall $[t_1, t_2]$ ergibt sich ebenfalls unter Berücksichtigung der mittleren Wärmekapazität C der momentane Verlustwärmestrom $\dot{Q}_{Verl}$ der Isolierung [10], [9].
Dieser so ermittelte Verlauf der Verlustleistung $\dot{Q}_{Verl}$ resultiert allerdings aus den auf Annahmen beruhenden zuvor ermittelten Größen C und $\dot{Q}_{Verl}(\vartheta_{innen} - \vartheta_{außen})$ und wird deshalb zwangsläufig ungenau sein. Jedoch sind die so zuletzt ermittelten Isolationsverluste bereits genauer als der zuvor analytisch bestimmte Verlauf. Auf Grund dieses konvergierenden Verhaltens der Berechnung lässt sich im Anschluss erneut ein genauerer Wert von E_1 bestimmen, der wiederum eine noch präzisere Aussage über die Wärmeverluste zulässt.
Diese einfache numerische Iteration kann im Anschluss an die einmalig durchzuführende Messung bis zum Erreichen der gewünschten Genauigkeit beliebig häufig durchlaufen werden.

4. Abschätzung und Bewertung der Messgenauigkeit

Im Folgenden soll die zu erwartende Messgenauigkeit des Verfahrens der Kurzzeitkalorimetrie genauer betrachtet und mit der Leistungsdifferenzmessung verglichen werden.
Hierzu wird eine Abschätzung der während der Vermessung auftretenden Energiemengen und Wärmeverlustleistungsströme durchgeführt. Bei dieser Betrachtung werden ebenfalls die Fehler bei der Temperaturmessung sowie der Drehmoment- und Drehzahlerfassung berücksichtigt.
Zur Verdeutlichung der Leistungsfähigkeit des Verfahrens wird diese Fehlerbetrachtung beispielhaft an einem Hinterachsgetriebe eines aktuell verkäuflichen SUV mit einer Übersetzung von $i = 2.92$ durchgeführt. Dieses Achsgetriebe besitzt eine Gesamtmasse $m_{ges} = 32{,}819\ kg$. Unter Berücksichtigung der einzelnen Materialeigenschaften von Stahl, Aluminium, Gummi und Öl sowie deren Massenanteilen an diesem Bauteil lässt sich die spezifische Wärmekapazität des Prüflings abschätzen. Bei der Durchführung von Wirkungsgradmessungen mit dem in Kapitel 3 beschriebenen Verfahren der Kurzzeitkalorimetrie werden sich zudem die den Prüfling umgebende Luft sowie Teile der isolierenden Hülle mit erwärmen. Daher ist auch ihre Wärmekapazität zu berücksichtigen. Somit ergibt sich rechnerisch eine Gesamtwärmekapazität $C_{ges} = 22{,}397\ \frac{kJ}{K}$. Im Folgenden wird der auftretende Messfehler im v_{max}-Betriebspunkt des Fahrzeugs betrachtet, da hier aufgrund der hohen abgegebenen Verlustleistung die auftretenden Ungenauigkeiten am größten sind. In diesem Betriebspunkt wird das Achsgetriebe mit einem Eingangsmoment $T_{an} = 500\ Nm$ bei einer Eingangsdrehzahl $n_{an} = 6051\,\frac{1}{min}$ belastet. Bei einem in diesem Betriebspunkt vorherrschenden Wirkungsgrad $\eta = 98.13\ \%$ setzt das Achsgetriebe eine Verlustleistung $P_{Verl} = 5.937\ kW$ frei. Bei einer Messdauer von $37{,}7\ s$ steigt so durch Erwärmung der von der Isolationshülle umgebenen Bauteile die innere Energie U um

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

$223{,}97\ kJ$ an. Unter Berücksichtigung der während der Drehzahl- und Drehmomentenrampen anfallenden Verlustleistung beträgt die zugeführte Energie $234{,}22\ kJ$. Diese erwärmt die von der Isolationshülle umgebenen Massen mit der zuvor berechneten Wärmekapazität C um $10{,}46K$. Da der Energieeintrag während der Rampenphasen das Ergebnis der eigentlichen Messphase beeinflusst, wird er in der Auswertung nachträglich rechnerisch kompensiert. Die Höhe dieses Energieeintrags wird per Leistungsdifferenzmessung mit den an den Prüfstandsmaschinen installierten Drehmomentmesswellen bestimmt. Unter Berücksichtigung der dabei auftretenden Ungenauigkeit und des relativen Fehlers der Reproduzierbarkeit wird die verbleibende Abweichung mit $5\ \%$ abgeschätzt. Somit ergibt sich ein Restfehler von $(234{,}22\ kJ - 223{,}97\ kJ) \cdot 5\ \% = 512{,}7\ J$. Bezogen auf die eigentliche Messdauer von $37{,}7\ s$ beträgt der Einzelmessfehler, verursacht durch die Rampenphasen, $14\ Watt$. Weitere Messunsicherheiten entstehen bei der rechnerischen Kompensation der Wärmeverluste über das Isolationsgehäuse sowie die Wellen und die Aufspannung des Getriebes. Bei einer Temperaturdifferenz zwischen Prüfstandsraum und Kammerinnentemperatur von $60\ K$ ergibt sich ein Wärmeverlust $\dot{Q}_{Verl}(\vartheta_{innen} - \vartheta_{außen}) = 106\ W$. Unter Annahme eines relativen Fehlers der Reproduzierbarkeit dieser Verluste von $5\ \%$ verbleibt eine Unsicherheit von $15{,}9\ W$ während der Messung. Ungenauigkeiten in der Zeiterfassung der Datenaufzeichnung und der Prüfstandssteuerung, die Einfluss auf die Umrechnung der Verlustenergien in Verlustleistungen haben, sind rechnerisch zu vernachlässigen ($\approx 0{,}0016\ W$). Da das Verfahren der Kurzzeitkalorimetrie auf einer Messung der aufgetretenen Temperaturerhöhung des Prüfgetriebes beruht, liegt das besondere Augenmerk auf der Messunsicherheit der Temperaturerfassung und deren Beeinflussung der Gesamtungenauigkeit dieses Verfahrens. Es ist geplant, die zur Berechnung herangezogenen Temperaturen des Prüflings und der Isolationshülle mit einem Digitalthermometer in Centikelvin-Genauigkeit aufzunehmen. Somit ergibt sich in diesem Fall ein auftretender Fehler von nur $5{,}9\ W$.Unter Berücksichtigung der oben genannten Fehler beträgt die resultierende Messunsicherheit bei der Bestimmung der Verlustleistung unter Annahme einer idealen Temperaturgleichverteilung im Prüfling lediglich $\Delta P_{Verl} = 35{,}5\ W$.

Da diese idealisierte Annahme leider nicht mit dem realen Wärmeausgleichsverhalten von Fahrzeuggetrieben übereinstimmt, wird im Folgenden der Einfluss eines unvollständigen Temperaturausgleichs auf die Genauigkeit der Kurzzeitkalorimetrie näher betrachtet. In bereits durchgeführten Vorversuchen konnte die in Tabelle 2 dargestellte Temperaturverteilung im Achsgetriebe nach einer Messung, die zu einer Erwärmung von $75\ °C$ auf $85\ °C$ Ölsumpftemperatur führte, festgestellt werden:

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Ölsumpf	85,46 °C	Abtriebswellen	85,16 °C
Tellerrad und Ritzel	87,46 °C	untere Gehäusehälfte	85,36 °C
Differentialkäfig	85,96 °C	obere Gehäusehälfte	85,16 °C
Luft	84,96 °C		

Tabelle 2: Temperaturverteilung im Achsgetriebe nach der Messung

Unter Berücksichtigung der in Tabelle 2 angegebenen Temperaturverteilung werden den einzelnen Temperaturmessstellen die zugehörigen Einzelbauteilmassen mit ihren entsprechenden Wärmekapazitäten zugeordnet. Die folgende Tabelle 3 vergleicht die jeweiligen Energieerhöhungen ΔU dieser gruppierten Einzelmassen für die Szenarien des vollständigen und unvollständigen Temperaturausgleichs.

ausgeglichene Endtemperatur		nicht ausgeglichene Endtemperatur		
84,66 kJ	Alu	83,04 kJ	Alu	98,09%
106,00 kJ	Stahl	111,56 kJ	Stahl	105,25%
23,74 kJ	Öl	23,74 kJ	Öl	100,00%
17,57 kJ	Gummi	17,40 kJ	Gummi	99,04%
2,25 kJ	Luft	2,14 kJ	Luft	95,22%
234,22 kJ		**237,89 kJ**		**101,57%**

Δ= 3,67 kJ

Tabelle 3: Unterschiede der Energieerhöhung

Hierbei ist ersichtlich, dass die absolute Erhöhung der inneren Energie ΔU in beiden Fällen lediglich um den Wert $\Delta U = 3{,}67\ kJ$ differiert. Der Einfluss auf die Genauigkeit der Verlustleistungsbestimmung ist hierbei abhängig von der möglichen Messdauer. Kürzere Messintervalle wie bei der Vermessung des v_{max}-Betriebspunkts sind dementsprechend mit einer größeren Unsicherheit behaftet. Bezogen auf die in diesem Fall mögliche Messdauer von $37{,}7\ s$ ergibt sich ein Fehler in der Leistungsbestimmung von $97{,}3\ Watt$.
Zusammen mit dem bisher berechneten Fehler der Kurzzeitkalorimetriemethode von $45{,}1\ W$ ergibt sich so ein maximal möglicher Gesamtfehler in der Leistungsbestimmung von $\Delta P_{Verl} = 132{,}8\ W$.
Wie bei jedem Verfahren der Verlustleistungsmessung muss auch bei der Kurzzeitkalorimetrie zur Bestimmung des eigentlichen Wirkungsgrades die in den Prüfling eingebrachte Eingangsleistung P_E bekannt sein. Daher wird die Leistung an der Getriebeeingangswelle mit einer Drehmomentmesswelle vom Typ HBM T12 3 kNm erfasst. Die in diesem Fall verwendete Messwelle verfügt über eine erhöhte Genauigkeit durch einen verringerten Fehler der Linearitätsabweichung und des Temperatureinflusses auf das Nullsignal (Bestelloption ‘G‘).
Unter Annahme einer Messflanschtemperatur von 30 °C ergibt sich nach der Summe der einzelnen Fehlerquadrate ein relativer Messfehler an der Antriebswelle von $0{,}0161\ \%$. Nach [3] ist dieser Fehler auf den Nennwert der Drehmomentmesswelle, in diesem Fall also $3\ kNm$, anzuwenden. Somit ergibt sich eine Unsicherheit in der

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Drehmomentmessung von $0{,}485\,Nm$ und von $307{,}3\,Watt$ in der Leistungsbestimmung. Nach Gleichung (16) beträgt die Abweichung des Wirkungsgrades:

$$\Delta\eta = \left(\left|\frac{\Delta P_V}{P_V}\right| + \left|\frac{\Delta P_E}{P_E}\right|\right) \cdot \frac{P_V}{P_E} = 0{,}0437\ \% \tag{16}$$

Die Genauigkeit dieser Messung ist als hoch zu bezeichnen. In Abbildung 8 ist die Höhe der absoluten Fehler der Verlustleistungsbestimmung in allen Betriebspunkten des Achsgetriebes dargestellt.

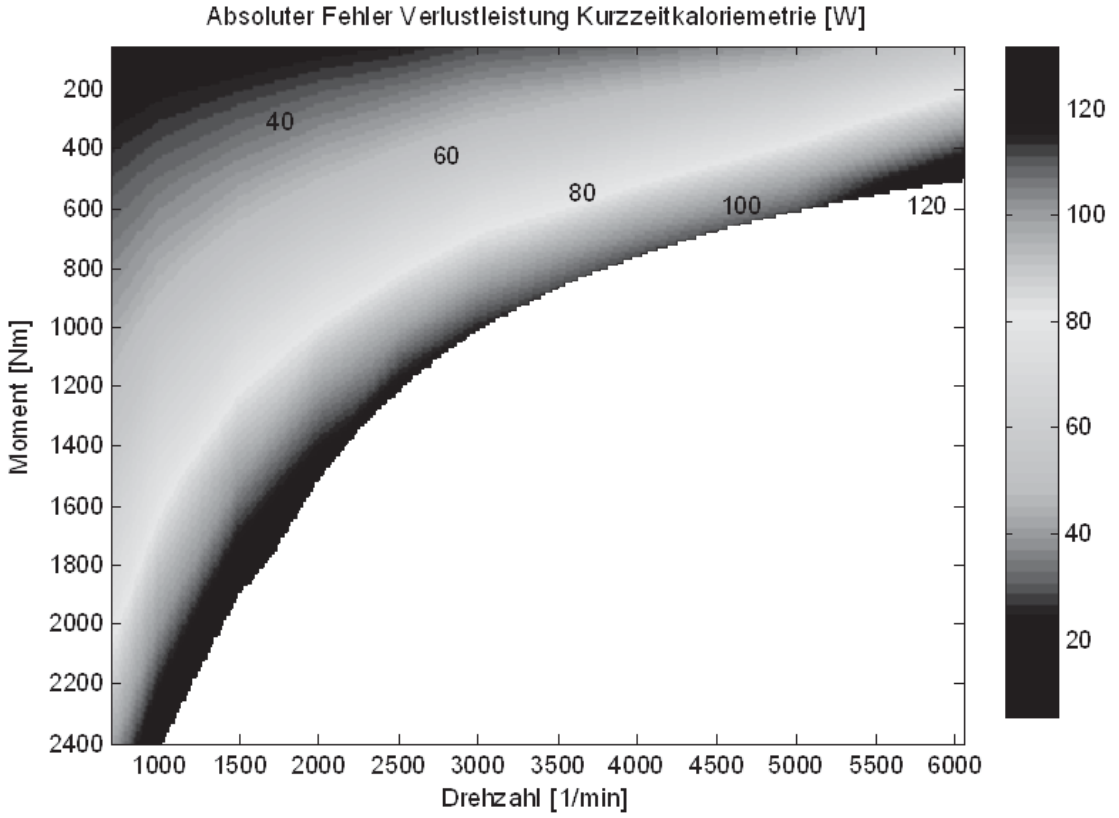


Abbildung 8: Verteilung des absoluten Fehlers der Verlustleistungsbestimmung

Wie hieraus ersichtlich wird, steigt der Messfehler mit zunehmender Getriebeeingangsleistung an. Sein Minimum ist im Teillastbereich mit geringen Antriebs- und somit auch geringen Verlustleistungen zu finden. Bei annähernd konstanten Ungenauigkeiten in der Bestimmung der Energieänderung ΔU ergibt sich aufgrund der deutlich längeren Messdauern ein geringerer Fehler in der Verlustleistungsbestimmung.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Die folgenden Ausführungen vergleichen den oben berechneten Messfehler der Kurzzeitkalorimetrie mit der erreichbaren Genauigkeit der Leistungsdifferenzmessung. In diesem Szenario wird die Antriebsleistung des bereits im obigen Beispiel betrachteten Achsgetriebes wieder mit einer Messwelle vom Typ HBM T12 3 kNm (Bestelloption 'G') bilanziert. An den beiden Abtriebswellen wird jeweils eine Welle vom Typ HBM T12 5 kNm, ebenfalls mit erhöhter Genauigkeit, montiert. Mit dieser Messwellenkonfiguration lässt sich der gesamte Betriebsbereich des Achsgetriebes mit einem maximalen Antriebsmoment von $M_E = 2400\ Nm$ und einer Eingangsleistung P_E von bis zu $317\ kW$ abdecken.
Um eine möglichst homogene Temperaturverteilung im Prüfgetriebe zu erhalten, werden Wirkungsgradmessungen mit hohen Ölsumpfsolltemperaturen bei ebenfalls erhöhten Lufttemperaturen im Prüfraum durchgeführt. Diese Vorgehensweise führt neben der gewünschten guten Reproduzierbarkeit der Messungen jedoch auch zu deutlich erhöhten Betriebstemperaturen in den Drehmomentmessflanschen. Hierdurch wird der elektrische Widerstand der verbauten Dehnmessstreifen beeinflusst und die Messgenauigkeit sinkt. In der folgenden Fehlerbetrachtung wird die mittlere Messwellentemperatur bei der Vermessung des v_{max}-Punktes mit 48 °C angesetzt. Die real vorherrschende Messwellentemperatur kann bei Verwendung von HBM T12-Wellen über die CAN-Schnittstelle ausgelesen werden. Aufgrund des erhöhten Temperatureinflusses ergibt sich in diesem Fall an der Antriebswelle eine Unsicherheit in der Drehmomentmessung von $0{,}940\ Nm$ und somit von $595{,}5\ Watt$ in der Leistungsbestimmung. Die beiden Messflansche an den Abtriebswellen werden mit je $730\ Nm$ belastet. Hierbei ergibt sich ein möglicher Messfehler von je $1{,}537\ Nm$ pro Welle. Aufgrund der um den Faktor $i = 2{,}92$ kleineren Abtriebsdrehzahl liegt der Fehler in der Leistungsbestimmung trotz des höheren Momentenfehlers nur bei $667{,}1\ W$ pro Welle. Der sich daraus ergebende Gesamtfehler in der Bestimmung der Verlustleistung beträgt in diesem Betriebspunkt

$$\Delta P_V = |\Delta P_E| + \left|\Delta P_{A,links}\right| + \left|\Delta P_{A,rechts}\right| = 1262{,}5\ W \tag{17}$$

und ist somit circa $9{,}5$ mal größer als der für die Kurzzeitkalorimetrie abgeschätzte Fehler der Verlustleistungsbestimmung. Nach Gleichung (18) beträgt die Abweichung des Wirkungsgrades:

$$\Delta\eta = \left(\left|\frac{\Delta P_A}{P_A}\right| + \left|\frac{\Delta P_E}{P_E}\right|\right) \cdot \frac{P_A}{P_E} = 0{,}3949\ \% \quad . \tag{18}$$

Auch in der Bestimmung des Wirkungsgrads wird deutlich, dass das Verfahren der Kurzzeitkalorimetrie die Genauigkeit des etablierten Verfahrens der Leistungsdifferenzmessung mittels Drehmomentmesswellen übertrifft.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

5. Ausblick

Ausgehend von der in Kapitel 3 vorgestellten Konzeptidee und der positiven Prognose für die zu erwartende Messgenauigkeit wird die praktische Umsetzung des Verfahrens weiterverfolgt. Hierzu wurden bereits auf Teilkomponenten und physikalische Randbedingungen ausgerichtete Vorversuche durchgeführt. Aktuell findet die Realisierung eines vollständigen Prüfstandsaufbaus zur Vermessung von Achsgetrieben statt. Der Entwurf dieses Aufbaus ist in Abbildung 9 dargestellt.

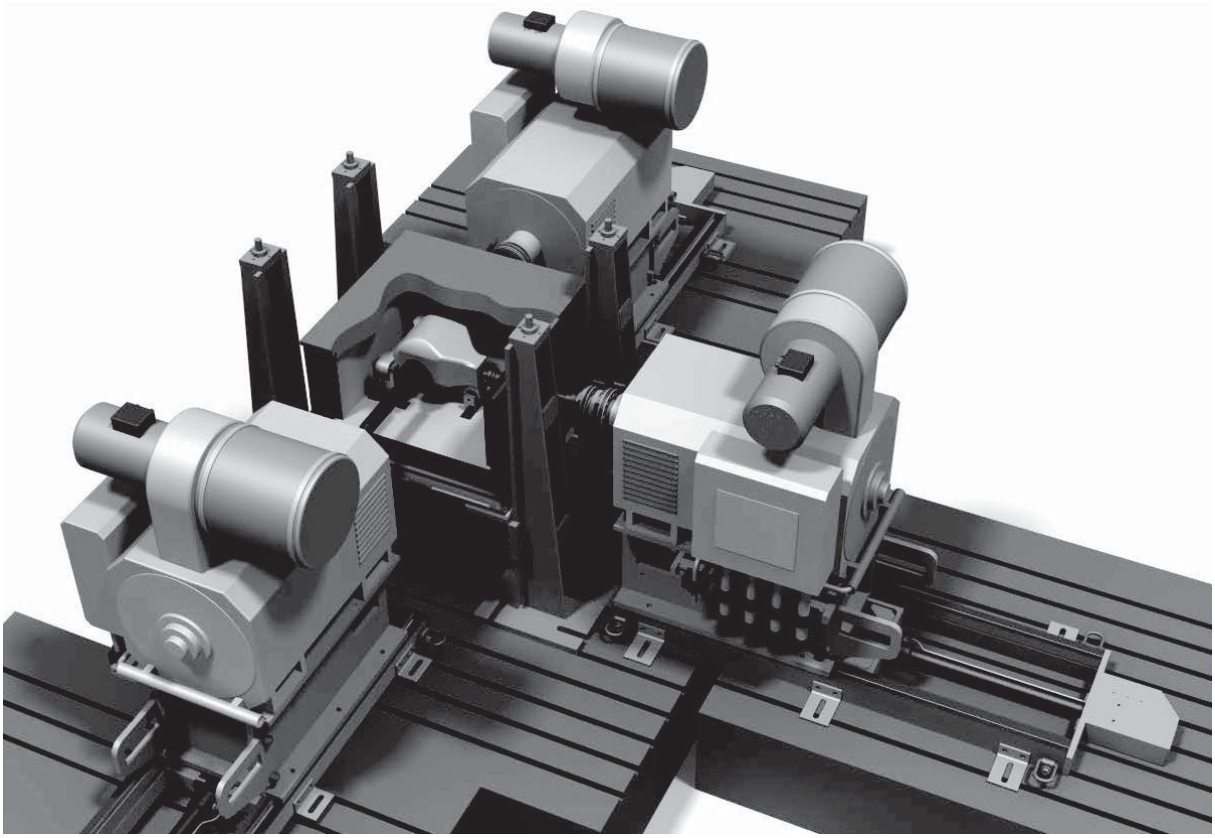


Abbildung 9: Prüfstandsaufbau zur Umsetzung der Kurzzeitkalorimetrie

In dieser Abbildung ist die zur Vermessung eines Achsgetriebes notwendige Drei-Maschinen-Konfiguration zu erkennen. Das Achsgetriebe wird in diesem Aufbau von der Thermoisolationshülle, die hier zur besseren Visualisierung aufgeschnitten ist, umgeben. Alle Prüfstandsmaschinen verfügen über Drehmomentmesswellen vom Typ HBM T12, um während der Messungen einen Abgleich der Messergebnisse von Kurzzeitkalorimetrie- und Leistungsdifferenzmethode zu ermöglichen. Die auf den Aufbau folgenden Versuche dienen der Kalibrierung dieser Messmethode sowie der systematischen Untersuchung verbleibender Fehlerquellen. Hierzu werden spezielle, mit elektrischen Heizpatronen präparierte Versuchsgetriebe verwendet. Bei diesen Prüflingen kann die auftretende Verlustleistung zusätzlich durch die elektrisch eingebrachten Verluste beeinflusst werden. Da sich die elektrisch zugeführte Heizleistung hochgenau messen lässt, können die Ergebnisse der thermischen Vermessung mit diesem Wert abgeglichen werden. Ziel dieser Versuchsreihe ist es, die Leistungsfähigkeit des Verfahrens der Kurzzeitkalorimetrie nachzuweisen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Danksagung

Mein besonderer Dank gilt Univ.-Prof. Dr.-Ing. Lutz Eckstein für die Betreuung meines Promotionsvorhabens. Die vorgestellten Ergebnisse sind Teil eines vom Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen aus Eigenmitteln finanzierten Forschungsprojekts.

Literatur

[1] E. THIEL, Messung der Verlustleistung von Kraftfahrzeug- Schalt- und Achsgetrieben, Dissertation am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart, Stuttgart, 1983

[2] D. MIERSWA, FAT-Schriftenreihe Nr. 53, Entwicklung eines hochgenauen, normfähigen Verfahrens zur Wirkungsgradbestimmung an Antriebselementen, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., Frankfurt/M., 1986

[3] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Begriffe zur Spezifikation von Drehmomentaufnehmern, Definitionen_Kennwerte_Drehmomentaufnehmer.pdf, www.hbm.de, 2009

[4] J. GOEBBELET, D. MIERSWA; M. WECK, FAT-Schriftenreihe Nr. 29, Wirkungsgradmessung an Getrieben und Getriebeelementen, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., Frankfurt/M., 1982

[5] H. Kluge, H. Böllinger, Wirkungsgradmessung an Zahnradwechselgetrieben, Automobiltechnische Zeitschrift ATZ 37, Heft 1 S.3-8 1934, Automobiltechnischer Verlag, Berlin, 1934

[6] D. WEICHERT, Vorlesungsumdruck Statik, Mechanik 1 für Ingenieure, Lehrstuhl und Institut für Allgemeine Mechanik, RWTH Aachen, 2002

[7] Bildquelle ZF Friedrichshafen AG, http://www.zf.com/corporate/de/products/product_range/commercial_vehicles/trucks_ecomid.shtml, Friedrichshafen, 2013

[8] K. UMEZAWA, T. INOH, H. KATOH, Power Loss of Automotive Transmission with Exact Measurement of Total Heat Rejection, International Symposium on Gearing Power Transmissions, 1981, Tokio

[9] K. LUCAS, Thermodynamik, Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen, 7. Auflage, Springer, Berlin Heidelberg, 2008

[10] J. H. LIENHARDT IV, J. H. LIENHARDT V, A Heat Transfer Textbook, 4. Auflage, Phlogiston Press, Cambridge MA, 2012

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Emissionen von Biokraftstoffgemischen aus Motoren mit SCR-Katalysator

Christoph Pabst, Axel Munack, Jürgen Bünger, Barbara Fey, Kevin Schaper, Olaf Schröder, Jürgen Krahl

Kurzfassung

Zur Erhöhung des Anteils der regenerativen Energien und um die Abhängigkeit vom Erdöl zu verringern, erfolgten am Institut für Agrartechnologie des Johann Heinrich von Thünen-Instituts Untersuchungen zur Steigerung des Biogenitätsgehalts im Dieselkraftstoff. Dabei wurden binäre und ternäre Kraftstoffgemische aus Dieselkraftstoff, Rapsölmethylester und hydriertem Pflanzenöl auf limitierte Emissionen und nicht limitierte Komponenten des Abgases untersucht. Es wurden sowohl das Rohabgas als auch das mit einem kennfeldgesteuerten SCR-Katalysator nachbehandelte Abgas analysiert. Bezüglich der Biodieselbeimischung ergab sich der bekannte Trend eines Stickoxidanstiegs mit steigender Biodieselkonzentration, wobei dieser Anstieg im Rohabgas durch die auf Dieselkraftstoff angepasste Ammoniakdosierung auch vollständig im nachbehandelten Abgas zu finden war. Für HVO hingegen fand sich ein gegenläufiges Verhalten vor und nach dem Katalysator. Mit einer Anpassung der Ammoniakdosierung an die erhöhten Stickoxidemissionen war jedoch auch für RME-haltige Kraftstoffe eine Reduzierung möglich und auch durch die Kombination mit HVO ließ sich der Emissionsanstieg des RME ausgleichen. Sowohl die RME- als auch die HVO-Beimischung führten zu einem Rückgang der emittierten Partikelmasse und des Kohlenmonoxids. Bezüglich der Kohlenwasserstoffemissionen ließen sich aufgrund der großen Umsatzraten des SCR-Katalysators im nachbehandelten Abgas keine Unterschiede zwischen den einzelnen Kraftstoffen mehr feststellen. Auch die Mutagenität in Partikulat und Kondensat des Abgases geht mit der Beimischung der beiden biogenen Komponenten deutlich zurück. Nach dem Katalysator ist sie jedoch derart gering, dass nur für reinen Dieselkraftstoff noch ein sehr geringes mutagenes Potenzial messbar ist.

1. Einleitung

Um den Anteil der regenerativen Energien zu erhöhen und die Abhängigkeit vom Erdöl zu verringern und die CO_2-Emissionen zu senken, besteht von Seiten der Politik ein großes Interesse an der Beimischung von biogenen Komponenten zum fossilen Kraftstoff. Beim Dieselkraftstoff wird aktuell eine Quote von 7% Biodieselbeimischung erreicht [1]. Von der europäischen Union ist für das Jahr 2020 ein regenerativer Energieanteil am Transportsektor von 10% vorgeschrieben [2]. Daher erfolgten am Institut für Agrartechnologie des Johann Heinrich von Thünen-Instituts in Braunschweig Untersuchungen zur Erhöhung des Biogenitätsgehalts im Dieselkraftstoff. Ziel dieser Messungen an einem Nutzfahrzeugmotor (Mercedes-Benz OM 904 LA) mit kennfeldgesteuerter SCR-Abgasnachbehandlung war die Ermittlung von Einflüssen der erhöhten Biokraftstoffanteile auf die Emissionen und die Mutagenität des

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Abgases sowie auf die Umwandlung der Abgasbestandteile am Katalysator. Dabei kamen sowohl Kraftstoffgemische aus Referenzdieselkraftstoff CEC RF-06-03 (DK), Rapsölmethylester (RME) und hydriertem Pflanzenöl (HVO) sowie die jeweiligen Reinkraftstoffe zum Einsatz.

2. Material und Methoden

Versuchsmotor:
Die Untersuchungen erfolgten am Emissionsprüfstand des Instituts für Agrartechnologie des Johann Heinrich von Thünen-Instituts. Der dort eingesetzte Motor war ein Nfz-Motor der Daimler AG vom Typ OM 904 LA. Er war mit einem SCR-Katalysator zur Stickoxidreduzierung ausgestattet. In Tabelle 1 sind die grundlegenden Motordaten aufgeführt. Der Motor war mit einer Asynchronmaschine der Firma AVL gekoppelt und wurde im ETC-Test betrieben.

Zylinderhub	130 mm
Zylinderbohrung	102 mm
Zylinderanzahl	4
Hubvolumen	4250 cm^3
Nenndrehzahl	2200 min^{-1}
Nennleistung	130 kW
Maximales Drehmoment	675 Nm bei 1200 bis 1600 min^{-1}
Abgasnachbehandlung	SCR - Katalysator
Abgasnorm	Euro IV

Tabelle 1: Technische Daten des Prüfmotors OM 904 LA

Abgasnachbehandlung:
Im zur Abgasnachbehandlung verwendeten SCR-Katalysator werden die Stickoxide mit einer 32,5%igen wässrigen Harnstofflösung (AdBlue) zu Stickstoff und Wasser umgesetzt. Die Harnstofflösung wurde aus dem Tank über ein Dosiersystem direkt in den Abgasstrang eingedüst und setzt sich mit Wasserdampf zu Ammoniak und Kohlenstoffdioxid um. Anschließend reduziert das Ammoniak die Stickoxide am Katalysator. Der Betrieb des Systems und die Einstellung der Dosiermenge erfolgten durch das Steuergerät des Motors. Hier waren mehrere Bedingungen zur Freigabe der Dosiereinheit hinterlegt. Zum einen musste die Temperatur am Eingang und am Ausgang des Katalysators gewisse Grenzwerte überschritten haben und zum zweiten musste der Motor mit ausreichender Last betrieben werden. Durch die Vorgabe einer Mindestlast wurde gewährleistet, dass am Katalysator Stickoxide zur Reduktion zur Verfügung stehen. Bei niedrigen Temperaturen sind die Umsetzungsraten des Systems nur gering [3,4]. Um eine Abgabe von Ammoniak in die Umgebung zu verhindern, mussten daher der Eingang des Katalysators auf über 250 °C und der Ausgang auf über 200 °C aufgeheizt sein. Erst wenn diese beiden Bedingungen erfüllt waren, erfolgte die Freigabe und damit die Dosierung der Harnstofflösung.
Diese Grenzwerte für die Dosierung führten dazu, dass schon geringe Temperaturunterschiede große Auswirkungen auf das Nachbehandlungssystem hatten. Bei einer kurzen Warmfahrphase mit geringer Last ergab sich die in Abb. 1 zu Testbeginn sichtbare Differenz von ca. 10 °C zwischen RME und DK bezüglich der Temperatur

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

am Eingang zum Katalysator. Daraus ergaben sich zu Beginn des ETC-Tests große Auswirkungen auf die dosierte Harnstoffmenge. In Abb. 1 wird deutlich, dass in der Messung mit DK die Temperatur von 250 °C für die Freigabe der Dosierung schon nach gut einer Minute erreicht und somit auch zu diesem Zeitpunkt zum ersten Mal AdBlue eingespritzt wurde. Bei der Messung mit RME wurde die Temperaturgrenze erst kurz vor Minute drei überschritten und etwa 60 Sekunden später wurde die Freigabe der Dosierung aufgrund von zu geringen Temperaturen nochmals zurückgenommen. Somit führten die etwas geringeren Temperaturen zu einer deutlich geringeren verfügbaren Ammoniakmenge im Katalysator.

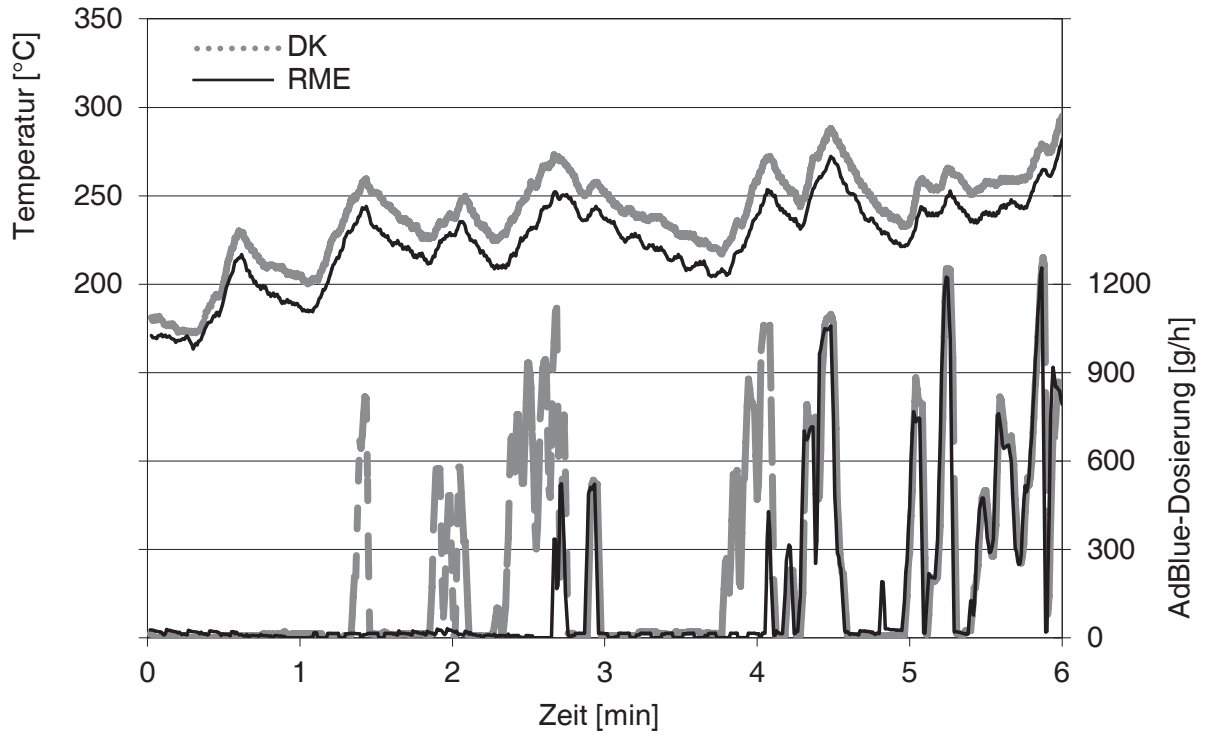


Abb. 1: Harnstoffmasse und Katalysatortemperatur in den ersten sechs Minuten des ETC-Tests

Veränderte man die Aufwärmphase des Katalysators durch eine Verschiebung des Lastpunkts, der für die Warmfahrt verwendet wurde, so ließ sich das Dosierverhalten durch gleiche Temperaturen angleichen. Die optimierte Dosierung wird in Abb. 2 deutlich. Da die Temperatur am Katalysatoreingang zu Testbeginn oberhalb der Grenze von 250 °C lag, setzte die Dosierung bei beiden Kraftstoffen ein, sobald die erforderliche Motorlast im Prüfzyklus erreicht war. Somit wurde dem Abgas nun zu exakt gleichen Zeiten AdBlue zugefügt.
Bei genauerer Betrachtung der Massenströme fällt jedoch auf, dass die Maxima in Abb. 1 bei ungefähr 1200 g/h liegen und bei erhöhter Temperatur sogar ein Wert von 1400 g/h überschritten wird. Daher schien noch ein weiterer Parameter für die AdBlue-Dosierung mitverantwortlich. Bei weiteren Tests wurde die Temperatur am Ausgang des Katalysators als eben diese Einflussgröße ermittelt. Wie in Abb. 3 erkennbar, setzte die Dosierung bei Erreichen der Grenztemperatur von 200 °C am Katalysatorausgang ein. Eine weitere Erwärmung führte dann zu einem Anstieg des AdBlue-Massenstroms von ca. 580 g/h auf bis zu 720 g/h.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

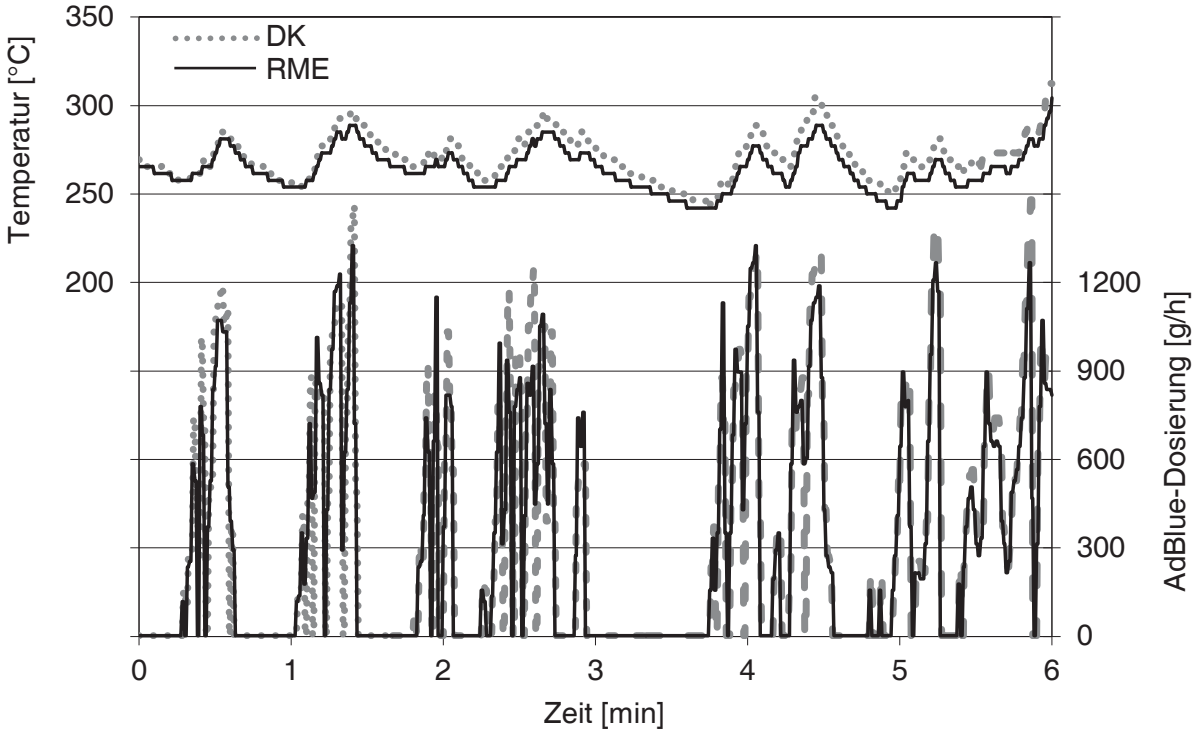


Abb. 2: Optimiertes Dosierverhalten durch erhöhte Katalysatortemperaturen im ETC-Test

Diese Einflüsse der Katalysatortemperaturen und ihre Auswirkungen auf die AdBlue-Dosierung sind bei einer Bewertung von Ergebnissen auf jeden Fall zu berücksichtigen.

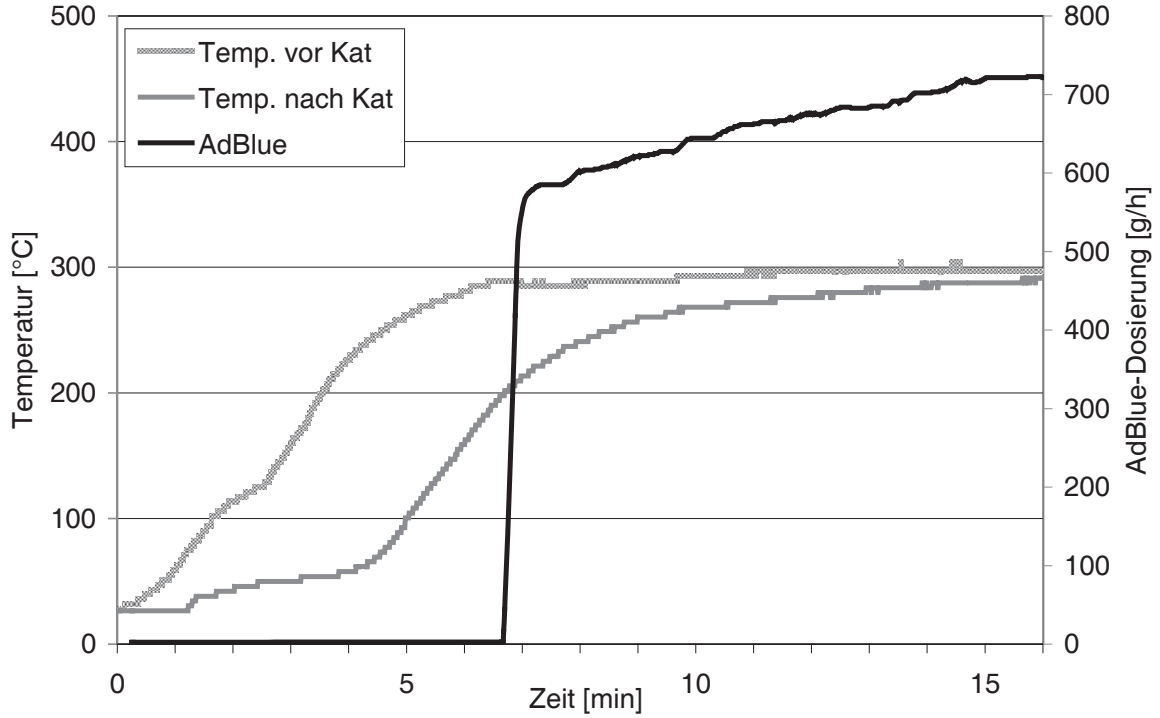


Abb. 3: Einfluss der Temperatur am Katalysatorausgang auf die AdBlue-Dosierung

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Analytik:
Die Messung der limitierten und nicht limitierten Abgasbestandteile erfolgte bei zwei verschiedenen Betriebsarten. Zum einen fanden Untersuchungen im Normalbetrieb und zum anderen mit abgeschalteter AdBlue-Dosierung statt. Um Reaktionen an den katalytischen Materialien im Katalysator ausschließen zu können, wurde das Abgas für die Messungen ohne Katalysator über einen einfachen Schalldämpfer zur Messtechnik geleitet. Neben den so durchgeführten Messungen mit und ohne Katalysator erfolgten weitere Untersuchungen mit einer Anpassung der AdBlue-Dosierung an höhere Stickoxidemissionen. Dazu wurde das System mit einer höher konzentrierten Harnstofflösung mit 39% Harnstoffanteil betrieben.
Für die Bestimmung der limitierten gasförmigen Abgasbestandteile wurde eine auf 190 °C beheizte Entnahmeleitung mit Vorfilter zur Rußabscheidung verwendet. Die Stickoxide wurden mit einem Chemilumineszenz-Detektor (CLD 700 EL hat, EcoPhysics, München), die Kohlenwasserstoffe mit einem Gasanalysator mit Flammen-Ionisationsdetektor (RS 55-T, Ratfisch Company, Poing) und das Kohlenstoffmonoxid mit nicht dispersem Infrarotlicht im BA5000-Gasanalysator (Bühler Technologies, Ratingen) bestimmt. Die Analyse der Partikelmasse erfolgte durch Abscheidung und Wägung auf PTFE-beschichteten Borosilicatfiltern (EMFAB TX40HI20-WW, Fa. Pall). Vor der Wägung wurden die Filter jeweils für 24 Stunden in einer Klimakammer bei 22 ± 1 °C und 45 ± 8% Luftfeuchtigkeit konditioniert. Das Abgas wurde vor der Probenahme durch einen Verdünnungstunnel auf Temperaturen von unter 51,7 °C abgekühlt. Die Bestimmung der organisch löslichen Fraktion (SOF) der Partikelmasse erfolgte durch vierstündige Extraktion der Filter mit Cyclohexan und eine erneute Wägung nach 24 Stunden der Konditionierung. Die Beprobung für die Untersuchung der Mutagenität erfolgte mit einem konstanten Abgasstrom von 25 L/min aus dem unverdünnten Abgas über einen Dimrothkühler und einen Intensivkühler mit einer Temperatur von -15 °C. Das in den Kühlern abgeschiedene Kondensat wurde mit Methanol für die spätere Analyse in einen Rundkolben gespült. Nach dem zweiten Kühler wurde dann die Partikelfraktion auf mit PTFE beschichteten Glasfaserfiltern (Pallflex Fiberfilm, TA60A20, 70mm, Fa. Pall) abgeschieden. Nach der Extraktion der Partikulate wurden sämtliche Proben in DMSO umgelöst und anschließend im Ames-Test (Ames et al., 1973 und 1975) auf ihre Mutagenität untersucht.

3. Ergebnisse

Im Rahmen der Messungen wurden sowohl binäre als auch ternäre Gemische aus DK, HVO und RME auf ihre Emissionen hin untersucht und eine Anpassung der AdBlue-Dosierung an die Stickoxidemissionen der biogenen Kraftstoffe getestet.

3.1 Emissionen von binären Gemischen

Die hier dargestellten Messreihen enthalten zum einen die Reinkraftstoffe DK und RME und B7-, B20- und B50-Blends aus diesen Komponenten sowie HVO und dessen HVO20- und HVO50-Blends mit DK. Bei den Messreihen wurden sowohl die limitierten Emissionen aller Kraftstoffe als auch die Mutagenität von Partikulat und Kondensat des Abgases der reinen Kraftstoffe und der 20%-Blends untersucht sowie die Zusammensetzung der Partikelmasse analysiert. So sollte ein möglichst umfangrei-

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

cher Überblick über die Emissionen und den Einfluss des Katalysators gegeben werden. Die Messungen fanden, wie zuvor erläutert, mit und ohne Einsatz des Abgasnachbehandlungssystems statt.
Als erstes erfolgt die Betrachtung der Stickoxidemissionen. Die Ergebnisse der Messreihen sind in Abb. 4 dargestellt. Es sind sowohl die Messungen des Rohabgases ohne Einsatz des Katalysators als auch die des nachbehandelten Abgases abgebildet. Wie nicht anders zu erwarten zeigen sich im Rohabgas deutlich höhere Stickoxidemissionen zwischen 5 g/kWh und 8 g/kWh. Dabei steigen die Werte wie schon aus der Literatur bekannt [5] vom DK bis hin zum RME mit Erhöhung des Biodieselanteils kontinuierlich an. Durch die Beimischung von HVO lässt sich ein gegenläufiger Effekt erkennen. Vergleicht man die Messungen des Rohabgases mit denen nach dem SCR-Katalysator, so wird deutlich, dass die prozentualen Unterschiede zwischen DK und RME im nachbehandelten Abgas größer waren als im Rohabgas. So erfolgte für RME eine Umsetzung von ca. 50% der NO_x-Emissionen. Bei DK hingegen wurden fast 70% der Stickoxide umgewandelt. Der Unterschied der dosierten Harnstoffmasse für die beiden Kraftstoffe lag unter 5% und kann somit nicht der Grund für die Unterschiede in den Umsatzraten sein. Betrachtet man die stöchiometrischen Verhältnisse bei der Umsetzung der Stickoxide, so wird der Vorgang klarer.

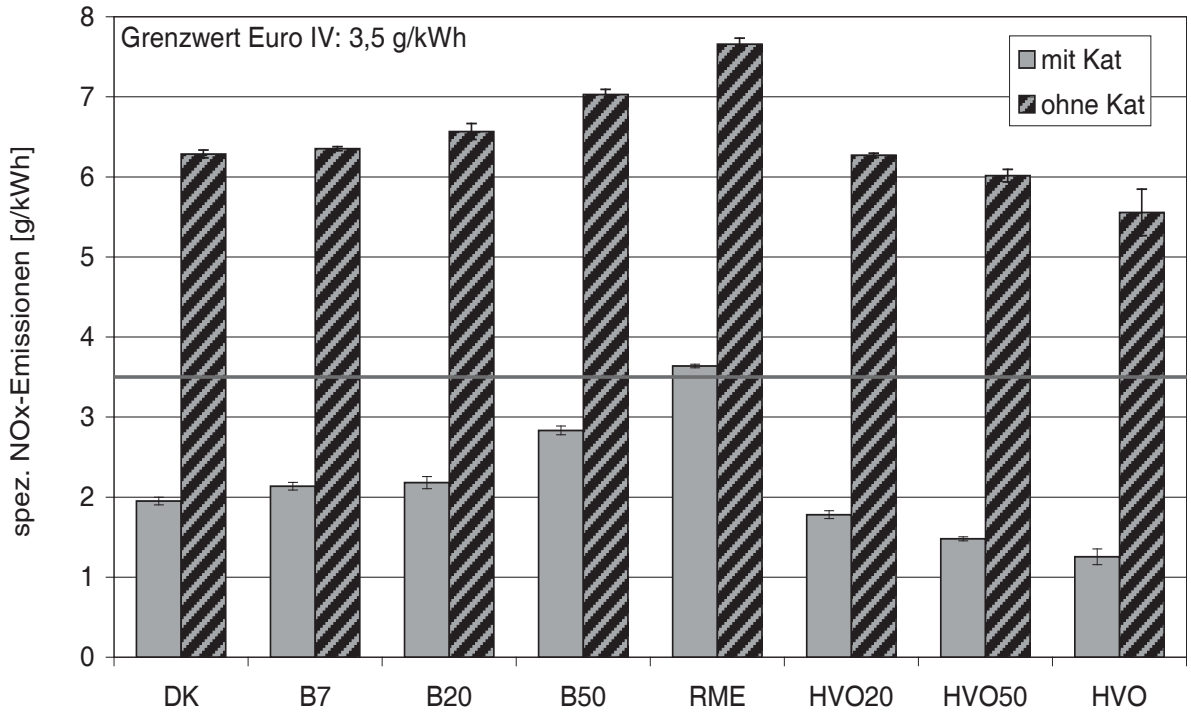


Abb. 4: Spezifische NO_x-Emissionen von Biodiesel- und HVO-Blends im ETC-Test

Aus der AdBlue-Dosierung ergeben sich die in Tabelle 2 aufgeführten Ammoniakmengen im Testzyklus der einzelnen Kraftstoffe. Es lässt sich klar erkennen, dass hier aufgrund der erhöhten Stickoxidemissionen bei Einsatz von Biodiesel der Anteil der nicht umsetzbaren Stickoxide ansteigt.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

	AdBlue [g/h]	Ammoniak [mol/Test]	Stickoxide ohne Katalysator [mol/Test]	Durch Ammoniak nicht umsetzbare Stickoxide [mol/Test]
DK	486	2,63	5,69	3,06
B7	487	2,64	5,76	3,12
B20	486	2,63	5,89	3,26
B50	474	2,57	6,22	3,65
RME	470	2,54	6,85	4,31
HVO	490	2,65	5,62	2,97
HVO	484	2,62	5,37	2,75
HVO	487	2,63	4,88	2,25

Tabelle 2: Einfluss der AdBlue-Dosierung auf die Umsetzung der Stickoxide

Für HVO hingegen zeigen sich die Vorteile der geringeren Rohemissionen mit nur 2,25 mol nicht umsetzbarem NO_x im ETC-Test. Es ist zu bemerken, dass in dieser Betrachtung eine Stickoxidreduzierung beispielsweise durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe nicht berücksichtigt wird. Die geringeren Umsetzungsraten beim Motorbetrieb mit RME entstanden also durch die zur Verfügung stehende Ammoniakmenge. Die höheren Stickoxidemissionen konnten dann nicht mehr reduziert werden und traten auch im nachbehandelten Abgas auf. Dieses Problem ließe sich nur durch eine Erhöhung der Dosiermenge in Abhängigkeit von der Kraftstoffzusammensetzung lösen. Dies könnte zum einen durch eine Bestimmung der Kraftstoffzusammensetzung oder zum anderen durch eine Regelung der Dosierung anhand der NO_x-Emissionen erfolgen.
Betrachtet man die Partikelmasseemissionen in Abb. 5, so ist klar ersichtlich, dass der Partikelgrenzwert von 0,02 g/kWh im Bereich der Rohabgasemissionen nur von HVO50 und reinem HVO eingehalten wurde.

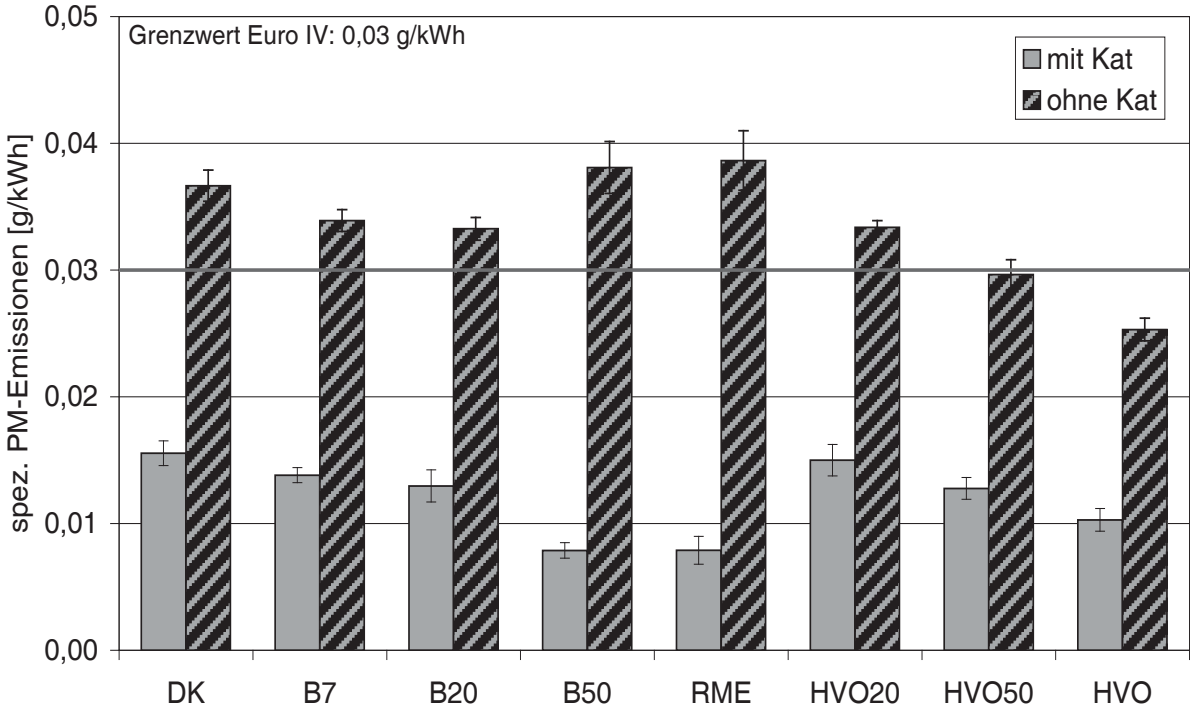


Abb. 5: Spezifische PM-Emissionen von Biodiesel- und HVO-Blends im ETC-Test

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Die Beimischung von HVO und von 7% bzw. 20% RME führte zu einem Rückgang der PM-Emissionen. Für höhere Beimischmengen erfolgte dann ein Anstieg der Partikelmasseemission, der für reinen RME mit 0,039 g/kWh die Emission des DK um 0,005 g/kWh überstieg. Im für die Zertifizierung des Motors entscheidenden nachbehandelten Abgas stellte sich die Situation jedoch vollkommen anders da. Hier zeigten der B50-Blend und RME die niedrigsten Emissionen und auch für die geringeren Bemischungen waren bereits Emissionsrückgänge messbar. Der leichte Nachteil von B50 und RME bezüglich der Partikelmasse im Rohabgas wurde also vom Katalysator überkompensiert. Diese erhöhten Umsatzraten der PM lassen sich durch die Zusammensetzung der Partikel erklären, da sie bei RME zu einem größeren Teil aus unverbranntem Kraftstoff bestehen, der vom Katalysator umgesetzt werden kann [6]. Die HVO-Beimischung führte auch im nachbehandelten Abgas zu einem Emissionsrückgang, wobei hier eine Beimischung von 50% nötig war, um den PM-Wert von 0,013 g/kWh des B20-Blends zu unterschreiten. Der emissionsmindernde Einfluss auf die Partikelmasse ist also bei RME deutlich ausgeprägter als bei HVO.
In Abb. 6 sind die Kohlenstoffmonoxidemissionen aufgetragen, auf die der SCR-Katalysator nur geringen Einfluss zeigte. Für keinen der untersuchen Kraftstoffe ließen sich signifikante Unterschiede zwischen dem Rohabgas und dem nachbehandelten Abgas feststellen. Erst in Verbindung mit einem Oxidationskatalysator, der häufig in Verbindung mit dem SCR-Kat. zur Verringerung des Ammoniakschlupfes eingesetzt wird, würde sich dieses Verhalten ändern [7,8]. Einen sehr deutlichen Einfluss hingegen zeigte die Beimischung von RME, so dass die bei 1,5 g/kWh liegende Emission des Dieselkraftstoffs bis hin zu reinem RME stetig bis auf unter 0,8 g/kWh gesenkt werden konnte.

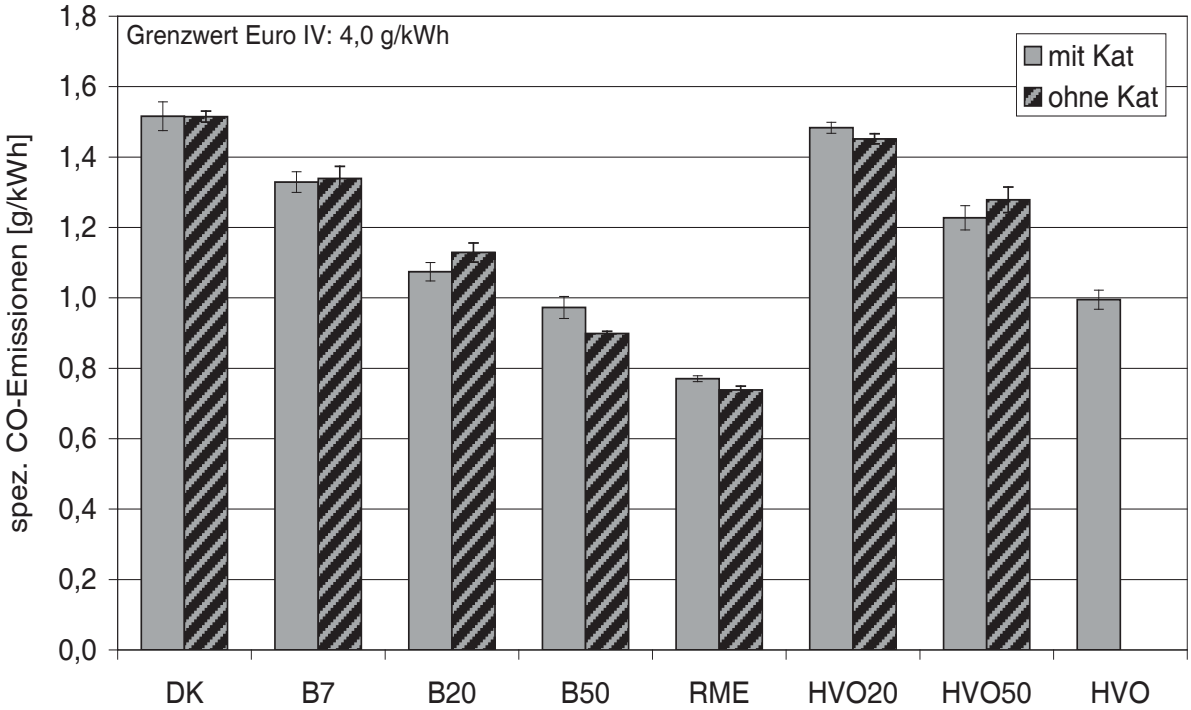


Abb. 6: Spezifische CO-Emissionen von Biodiesel- und HVO-Blends im ETC-Test

Anders als bei den Kohlenstoffmonoxidemissionen zeigt sich in Abb. 7 der massive Einfluss des SCR-Katalysators auf die Umsetzung von Kohlenwasserstoffen. In den Rohabgasen fanden sich noch deutliche Unterschiede zwischen den einzelnen un-

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

tersuchten Kraftstoffen. So nahmen die HC-Emissionen von DK mit fast 0,3 g/kWh bis zum RME um ca. 50% ab und auch durch die HVO-Beimischung war ein klarer Rückgang zu verzeichnen. Für die nachbehandelten Abgase zeigte sich allerdings ein völlig anderes Bild. Hier lagen die Emissionen alle auf dem gleichen Niveau. Dies lässt sich mit der nahezu vollständigen Umsetzung von Kohlenwasserstoffen am SCR-Katalysator begründen, so dass im Abgas dann nur noch wenige ppm HC-Emission messbar waren und eine Unterscheidung zwischen den einzelnen Kraftstoffen im Rahmen der Messgenauigkeit nicht mehr möglich war.

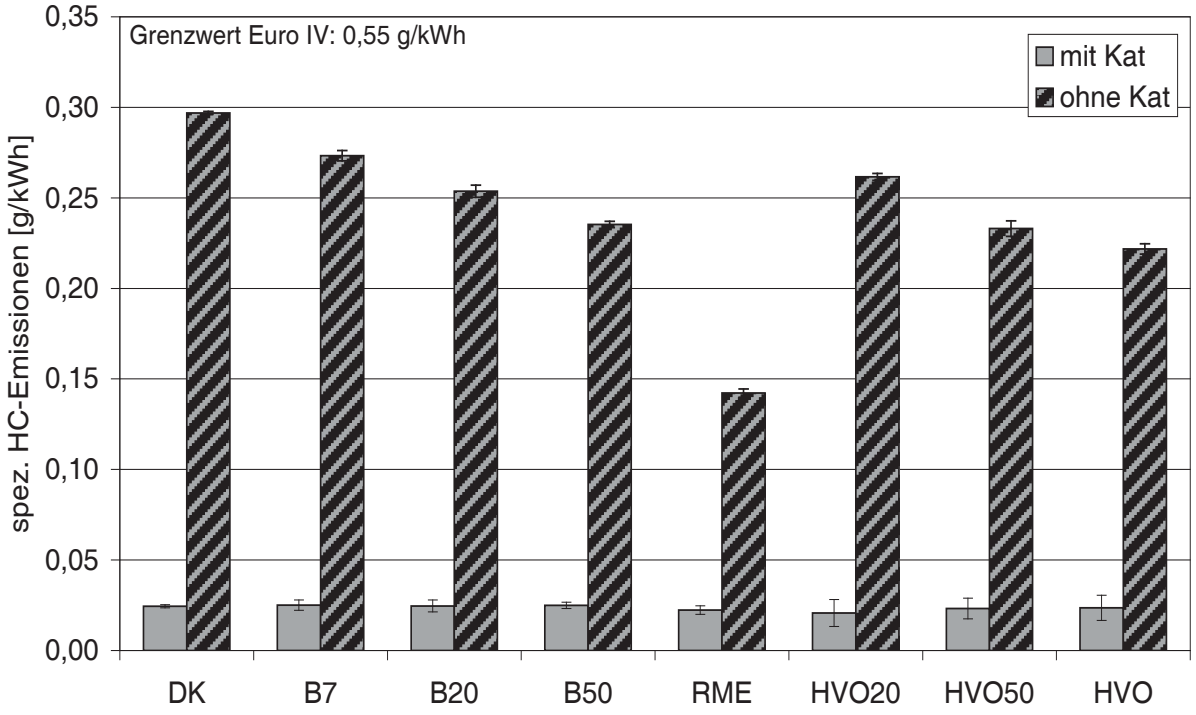


Abb. 7: Spezifische HC-Emissionen von Biodiesel- und HVO-Blends im ETC-Test

Zusätzlich zu den für Euro IV-Motoren limitierten Abgaskomponenten erfolgte bei den Prüfläufen auch eine Analyse der erst mit der Euro VI-Norm limitierten Ammoniakemissionen. Der Euro VI-Grenzwert für den mittleren Ammoniakschlupf liegt bei 10 ppm. Bei der Größenordnung der Messergebnisse von 0,1 bis 0,2 ppm wurde deutlich, dass die Emissionen des Prüfmotors sehr weit unterhalb dieses Grenzwerts lagen. Die geringen Ammoniakemissionen lassen sich auf die geringen dosierten Ammoniakmassenströme zurückführen. Zur Freigabe der Dosierung waren mit 250 °C sehr hohe Katalysatortemperaturen erforderlich, was eine nahezu vollständige Nutzung des unterstöchiometrisch dosierten Ammoniaks ermöglichte. Somit war das Messergebnis ein Resultat der vom Hersteller gewählten Betriebsstrategie.
Neben den limitierten Emissionen erfolgte auch eine Untersuchung der Mutagenität von Partikulat und Kondensat des Abgases. Die Ergebnisse in Abb. 8 zeigen, dass durch die Verwendung des SCR-Katalysators ein starker Rückgang der Mutagenität erreicht wurde. Sowohl das Kondensat als auch die Partikelfraktion (nicht dargestellt) des Abgases führten bei Einsatz des SCR-Katalysators zu einer deutlich verringerten Anzahl von Mutationen im Ames-Test. Weiterhin zeigten die biogenen Kraftstoffe und deren Blends bereits im Rohabgas eine verringerte Anzahl von Mutationen, wobei die Kraftstoffe mit HVO deutlich niedrigere Ergebnisse lieferten als die mit RME.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

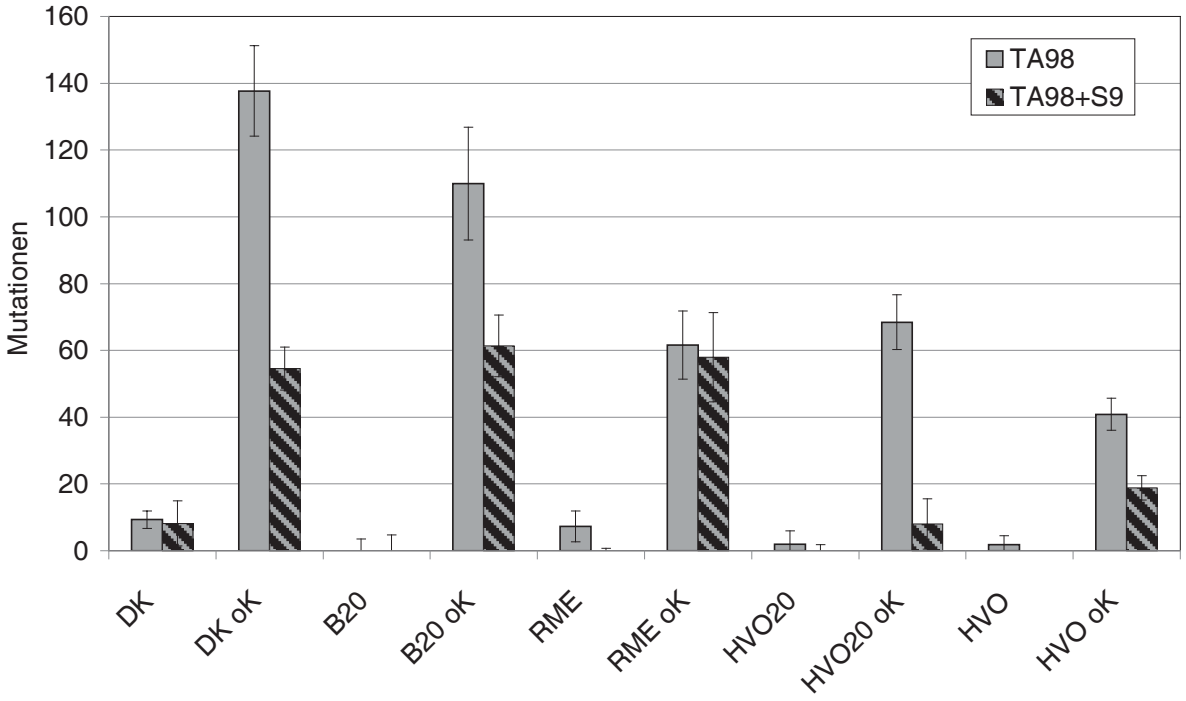


Abb.8: Vergleich der Mutagenität der Kondensate von Biodiesel- und HVO-Blends im ETC-Test (oK = ohne Katalysator)

Entgegen früheren Messungen [9] ließ sich mit dem verwendeten Motor kein Maximum der Mutagenität für den B20-Blend nachweisen. Dies könnte durch Weiterentwicklungen im Bereich der Kraftstofffilter und die daraus resultierende Abscheidung von Oligomeren aus dem RME begründet sein.

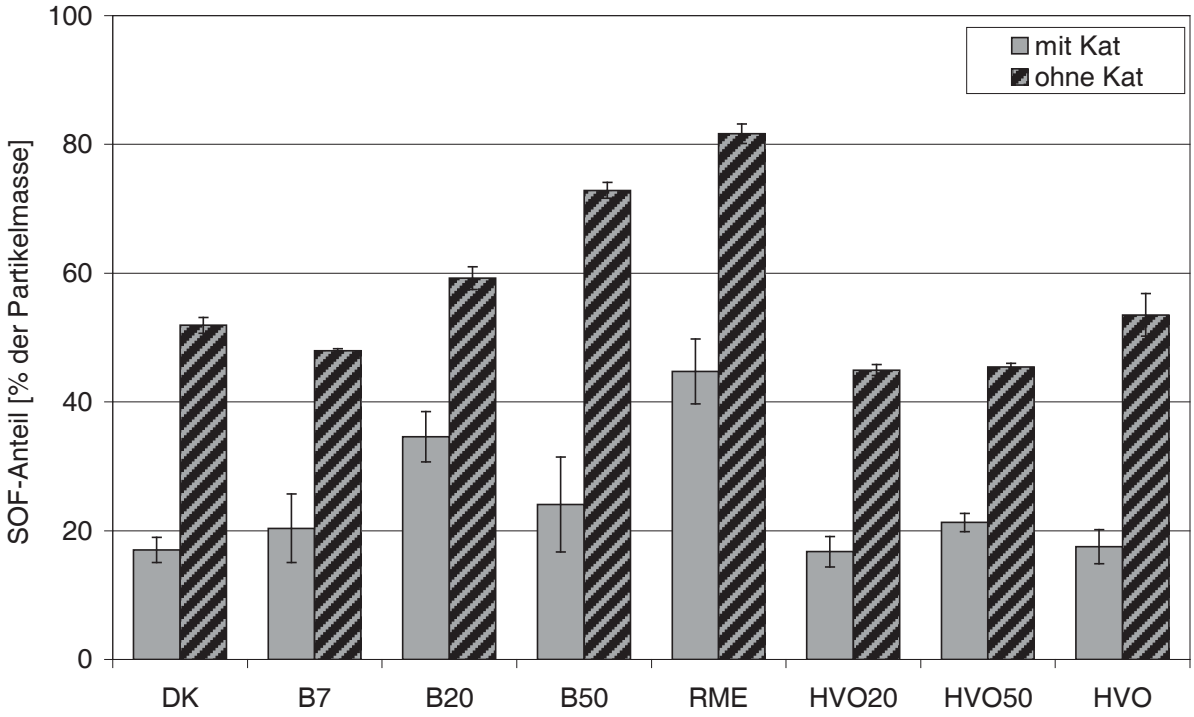


Abb.8: Anteile der organisch löslichen Fraktion (SOF) am Partikulat von Biodiesel- und HVO-Blends im ETC-Test

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Der Rückgang der Mutagenität resultiert aus einem Rückgang von mutagenen Abgaskomponenten wie beispielsweise den polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen. Diese gehören zur organisch löslichen Fraktion (SOF) des Partikulats und gerade diese Fraktion wird vom SCR-Katalysator zu großen Teilen umgewandelt. So zeigt sich in Abb. 9 für RME eine Halbierung von 80% SOF am Partikulat auf ca. 40%. Für reinen Dieselkraftstoff und HVO ist der Rückgang von ca. 50% der Partikelmasse auf unter 20% noch deutlicher.

3.2 Anpassung der Harnstoffdosierung

Die unter 3.1 ermittelten höheren Stickoxidemissionen bei Biodieselbeimischung sollten durch eine Anpassung der dosierten Harnstoffmasse kompensiert werden. Um nicht in die Dosiervorgaben des Steuergeräts eingreifen zu müssen, erfolgte die Steigerung durch eine veränderte Harnstoffkonzentration im Reduktionsmittel. Dabei wurde die für AdBlue vorgeschriebene Konzentration von 32,5% auf 39,0% erhöht und im Vergleich zur ursprünglichen Lösung eingesetzt.
Neben der Anpassung der Dosierung erfolgte auch ein Test mit einem ternären Gemisch aus DK, HVO und RME, um die Möglichkeit einer Kompensation der erhöhten Stickoxidemissionen des Biodiesels durch die verringernden Eigenschaften des HVO zu untersuchen.

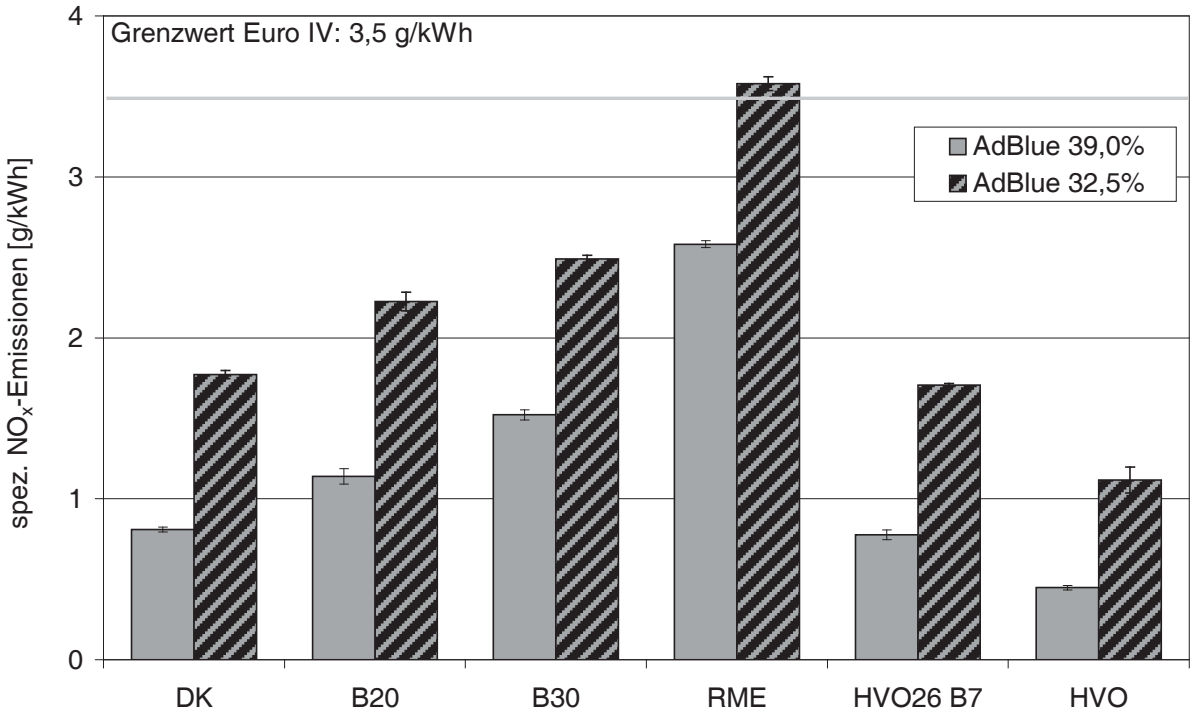


Abb. 10: Spezifische NO_x-Emissionen bei Änderung der Harnstoffkonzentration im Reduktionsmittel beim ETC-Test

Abb. 10 zeigt die Ergebnisse des Vergleichs. Wie zu erwarten, führte eine erhöhte Harnstoffmasse im Katalysator zu einem Rückgang der Stickoxidemissionen. So lassen sich auch für Biodieselbeimischungen von 20 bzw. 30% NO_x-Werte unterhalb der Emissionen des DK bei Normalbetrieb erreichen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Bei dem ternären Gemisch ließen sich Stickoxidemissionen in der Größenordnung des fossilen Dieselkraftstoffs erkennen, was die Möglichkeit einer Emissionsreduktion durch diese Kombination der drei Kraftstoffkomponenten bestätigt.
Auch für DK und HVO konnten die NO_x-Emissionen durch die erhöhte Harnstoffdosierung noch weiter abgesenkt werden. Allerdings führte das bei den beiden Kraftstoffen zu einem deutlich messbaren Anstieg des Ammoniakschlupfes, der im zeitlichen Verlauf in Abb. 11 über einen Prüfzyklus dargestellt ist. Die NH_3-Emissionen verhielten sich für alle Kraftstoffe entgegengesetzt zu den Stickoxidemissionen des Rohabgases (Abb. 4). So führte der B20-Blend zu kaum sichtbaren Emissionen um Minute 18 des Prüflaufs. Für DK und HVO26 B7 ließen sich bereits Ammoniakwerte bis zu 25 ppm messen und bei reinem HVO, das im Rohabgas die niedrigsten Stickoxidemissionen lieferte, kam es in weiten Teilen des Prüflaufs zu Ammonikdurchbrüchen, die eine Höhe von über 50ppm erreichten und im Mittel auch oberhalb des für Euro VI vorgeschriebenen Grenzwerts von 10ppm lagen.

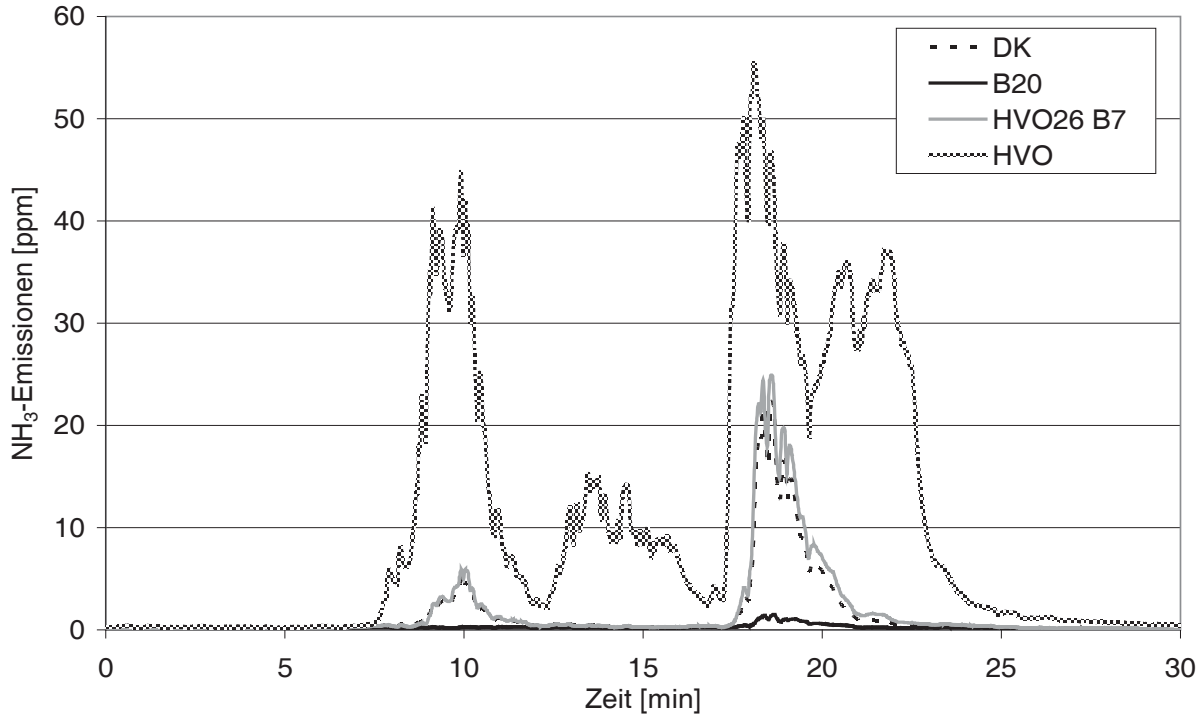


Abb. 11: Zeitlicher Verlauf der Ammoniakemissionen bei erhöhter Harnstoffkonzentration im ETC-Test

Somit wird deutlich, dass eine Anpassung der Dosierung an die Stickoxidemissionen von unterschiedlichen Kraftstoffen zwingend erforderlich ist, um sowohl den NO_x- als auch den NH_3-Grenzwert einzuhalten. Für Euro VI-Motoren erfolgt diese durch eine Regelung der Dosierung in Abhängigkeit von der emittierten Stickoxidkonzentration. Dabei ist insbesondere darauf zu achten, dass der Regelbereich nicht nur das Emissionsverhalten von fossilem Dieselkraftstoff umfasst sondern auch das der weiteren Kraftstoffe, die nach aktueller Normvorgabe [10] dem DK beigemischt werden können.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Literatur

[1] BioKraftQuG (2006). Gesetz zur Einführung einer Biokraftstoffquote durch Änderung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes und zur Änderung energie- und stromsteuerrechtlicher Vorschriften. Bundesgesetz, BT-Drs 16/2709

[2] EG 2009/28 (2009). RICHTLINIE 2009/28/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 23. April 2009 zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen und zur Änderung und anschließenden Aufhebung der Richtlinien 2001/77/EG und 2003/30/EG

[3] Ishii, H., Suzuki, H., Hori, S., Goto, Y. (2007). Emission Characteristics of a Urea SCR System under the NO_x Level of Japanese 2009 Emission Regulation. SAE Technical Paper 2007-01-3996

[4] Murata, M., Tokui, S., Watanabe, S., Daisho, Y., Suzuki, H., Ishii, H. (2008). Improvement of NOx Reduction Rate of Urea-SCR System by NH_3 Adsorption Quantity Control. SAE Technical Paper 2008-01-2498

[5] Lapuerta, M., Armas, O., Rodrıguez-Fernandez, J. (2008). Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions. Progress in Energy and Combustion Science, 34, 198–223

[6] Westphal, G. A., Krahl, J., Munack, A., Ruschel, Y., Schröder, O., Hallier, E., Bruning, T., Bünger, J. (2012). Mutagenicity of diesel engine exhaust is eliminated in the gas phase by an oxidation catalyst but only slightly reduced in the particle phase. Environ Sci Technol 46(11): 6417-6424

[7] Gekas, I., Gabrielsson, P., Johansen, K., Nyengaard, L., Lund, T. (2002). Urea-SCR Catalyst System Selection for Fuel and PM Optimized Engines and a Demonstration of a Novel Urea Injection System. SAE Technical Paper 2002-01-0289

[8] Gekas, I., Vressner, A., Johansen, K. (2009). NO_x Reduction of V-SCR Catalyst in SCR/DOC/DPF Configuration Targeting Euro VI Limits from High Engine NO_x Levels. SAE Technical Paper 2009-01-0626

[9] Krahl, J., Munack, A., Bünger, J., Schröder, O., Ruschel, Y. (2008). Exhaust Gas Emissions and Mutagenic Effects of Diesel Fuel, Biodiesel and Biodiesel Blends. SAE Technical Paper 2008-01-2508

[10] DIN EN 590:2009+A1:2010 (2010). Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Dieselkraftstoff - Anforderungen und Prüfverfahren

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Experimentelle Untersuchung zur Wirkung von Kühlkanälen in Kolben von Pkw-Dieselmotoren

Eike Stitterich, Reiner Künzel, Matthias Geisselbrecht

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Analyse der Kolbenkühlung von gegossenen Aluminiumkolben mittels Salzkernkühlkanal für den Anwendungsfall hochaufgeladener Pkw-Dieselmotoren. Anhand von Kolbentemperaturmessungen im realen Motor und außermotorischen Untersuchungen werden die Wirkungen einzelner geometrischer Parameter auf die Kolbenkühlung untersucht. Die Ermittlung der maßgeblichen Parameter erfolgt durch Analyse der Wärmestromwege im Kolben und der zugehörigen thermodynamischen und strömungsdynamischen Gesetzmäßigkeiten. Neben geometrischen Einflüssen auf die Kolbenkühlung werden betriebsbedingte Faktoren wie Öl- und Kühlwassertemperatur bzw. Kühlölvolumenstrom untersucht. Die Betrachtung von Systemeigenschaften bzw. deren Einfluss auf das Kolbentemperaturfeld ergänzt die grundsätzlichen Betrachtungen. Hierzu zählen die Lage der Kühlöldüse, die Ausführung der Zylinderkühlung und die Lage von Einlass- und Auslassventilen. Die Bewertung der Ergebnisse nach verschiedenen Szenarien schließt den Basisteil der Arbeit ab und ermöglicht den Aufbau eines optimierten Kolbenkühlungskonzepts. Dieses Kolbenkühlungskonzept wird im Folgenden hinsichtlich der auftretenden Kolbentemperaturen untersucht und eine Anpassung der Betriebsweise mit Hinblick auf geringe Kolbentemperaturschwankungen bei Betriebspunktwechsel und geringen Kühlungsaufwand durchgeführt.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

1. Einleitung und Motivation

Oberste Prämisse bei der Kolbengestaltung ist die Gewährleistung eines sicheren und dauerhaften Motorbetriebs bei allen Betriebsbedingungen. Maßgeblich für die Auslegung des Kolbens sind die durch die Verbrennung ausgeübten mechanischen und thermischen Belastungen sowie die durch die Kolbenbewegung induzierte Massenkraftbelastung. Der Trend der letzten Jahre zu kleineren Hubvolumina bei gleicher Motorleistung und langhubiger Motorauslegung erhöhten die kolbenspezifische Belastung, welche auch als Kolbenflächenleistung angegeben werden kann, in vielerlei Hinsicht. In **Bild 1** ist die Entwicklung der Kolbenflächenleistung von Pkw-Dieselmotoren in den Jahren 1999 bis 2008 dargestellt.

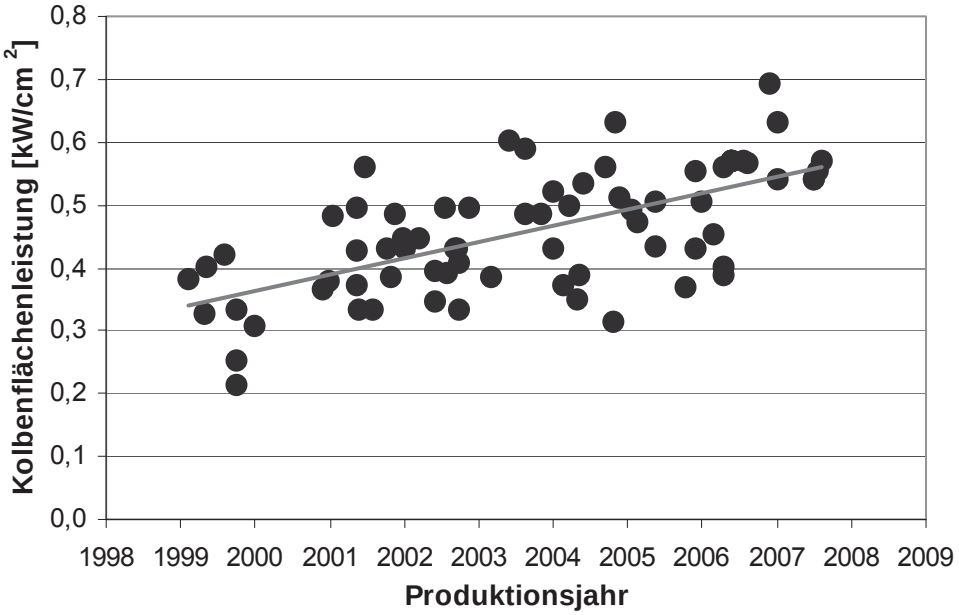


Bild 1: Entwicklung der Kolbenflächenleistung von Pkw-Dieselmotoren in den vergangenen Jahren

Die mechanische Belastbarkeit des Kolbens hängt stark von der Temperatur des Kolbens ab, da das Kolbengrundmaterial – Aluminium – mit steigender Temperatur geringer werdende Festigkeitswerte aufweist. Um folglich erhöhten Kolbenbelastungen gerecht werden zu können, ist eine Begrenzung der maximalen Kolbentemperatur notwendig. In **Bild 2** sind die temperaturkritischen Stellen eines Pkw-Dieselmotor-Kolbens exemplarisch dargestellt.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

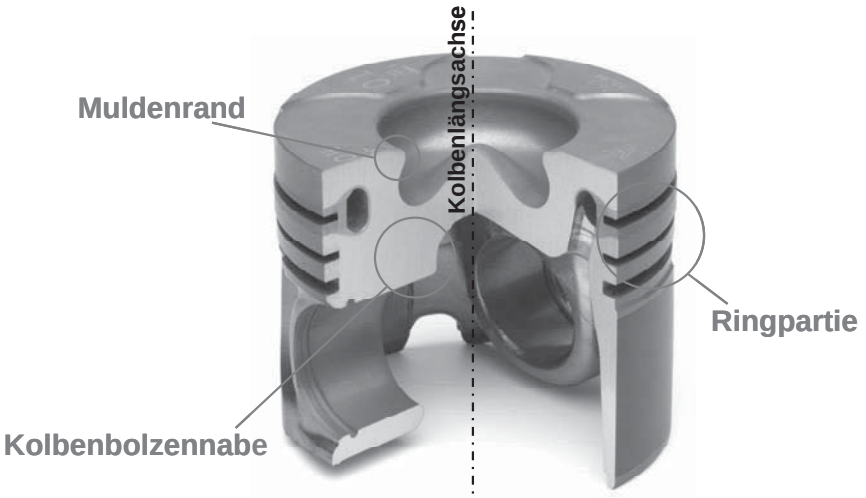


Bild 2: Temperaturkritische Bereiche am Kolben eines Pkw-Dieselmotors

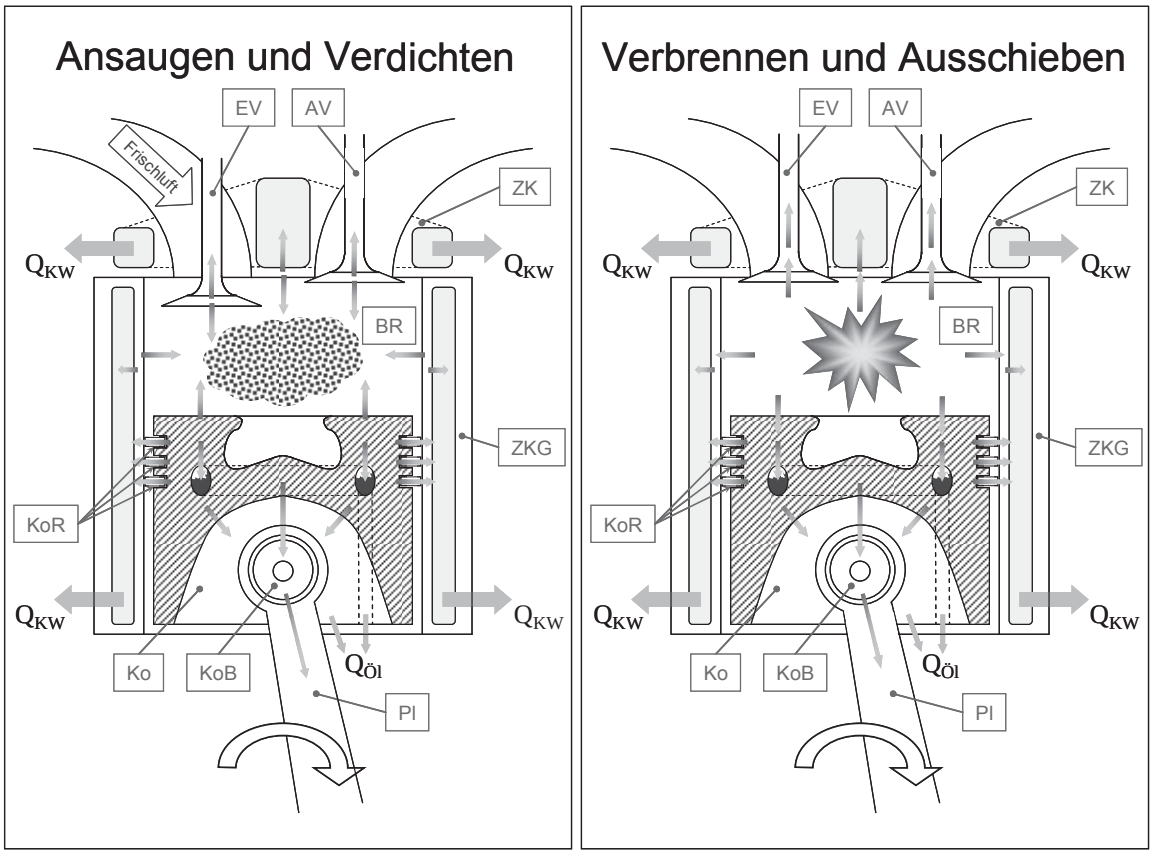
Obgleich die maximal zulässigen Kolbentemperaturen stets vom Anwendungsfall abhängig sind, lassen sich anhand der Festigkeitswerte gebräuchlicher Kolbenwerkstoffe Anhaltswerte für diese angeben. So sollten am Kolbenboden von gegossenen Aluminiumkolben
350 ... 400°C nicht überschritten werden [1, 2]. An der obersten Kolbenringnut liegt die Maximaltemperatur abhängig von der Nutbewehrung bei 200 ... 280°C [1, 3, 4]. Für die Kolbenbolzennabe werden in der Literatur Temperaturgrenzwerte von 240 ... 270°C angegeben [1, 2, 5].
Um diese Temperaturgrenzwerte einzuhalten, sind bei heutigen Kolben von Pkw-Dieselmotoren Kühlkanäle vorzusehen. Diese ringförmigen Kanäle im Kolben werden über Standdüsen im Zylinderkurbelgehäuse mit Motoröl versorgt. Durch eine geschickte Gestaltung dieser Kühlkanäle und eine angepasste Betriebsführung werden die nachstehenden Ziele verfolgt:

- Senkung der Kolbentemperatur, um Spielraum für Leistungssteigerungen und/oder Lebensdauerausweitungen zu schaffen
- Senkung/Beibehaltung der Kolbentemperatur bei Verringerung des Kühlungsaufwands (Verringerung von Nebenaggregateleistung und Ölvorrat)
- Verringerung der Sensibilität der Kolbentemperatur auf Änderungen der Betriebsbedingungen (Öl- und Kühlmitteltemperatur, Kühlölmenge)
- Verringerung der thermischen Wechsellasten auf den Kolben bei Betriebspunktwechsel des Motors.

2. Grundlagen der Untersuchung

Um das Thema einer optimierten Kühlkanalgestaltung angehen zu können, sind einige grundsätzliche Überlegungen zu den thermischen Verhältnissen am Kolben notwendig. In **Bild 3** ist schematisch dargestellt, welche Wärmeflüsse um den Brennraum herum bei den verschiedenen Phasen des 4-Takt-Zyklusses vorherrschen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.



AV	Auslassventil	[-]
BR	Brennraum	[-]
EV	Einlassventil	[-]
Ko	Kolben	[-]
KoB	Kolbenbolzen	[-]
KoR	Kolbenringe	[-]
Pl	Pleuel	[-]

ZK	Zylinderkopf	[-]
ZKG	Zylinderkurbelgehäuse	[-]
Q_{KW}	über das Wasser abgeführte Wärme	[W]
$Q_{Öl}$	über das Öl abgeführte Wärme	[W]

Wärmestromrichtung

warm → kalt

Wärmeabfuhr →

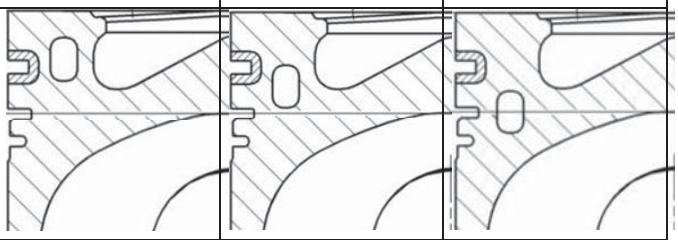
Bild 3: Wärmestromwege im 4-Takt-Zyklus

Der Wärmeeintrag in den Kolben kann bei der Kolbenentwicklung im Regelfall nicht beeinflusst werden, da die brennraumseitige Gestaltung der Kolbenform abhängig vom Brennverfahren ist. Folglich können nur die Bereiche der Wärmeabfuhr am Kolben aktiv beeinflusst werden. Da bei Kolben mit Kühlkanal über eben diesen der Großteil der Wärme aus dem Kolben abgeführt wird, findet sich hier auch der wirksamste Ansatzpunkt für Optimierungen. Ausgehend von den Gleichungen der Wärmeübertragung ergeben sich die Faktoren, welche es zu variieren gilt, um die Wärmeabfuhr über das Öl im Kühlkanal zu optimieren. Beschränkt man sich also auf die in der Kolbenkonstruktion veränderbaren Parameter, so ergibt sich eine Untersuchung des Abstands zwischen Brennraumoberfläche und Kühlkanaloberfläche, der Größe der Kühlkanaloberfläche und des Wärmeübergangskoeffizienten am Kühlkanal.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

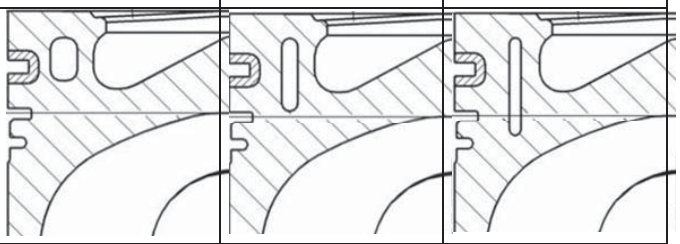
Durch Variation der Kühlkanallage im Kolben und somit Veränderung der Wanddicke zu den thermisch belasteten Bereichen am Kolben ist eine starke Wirkung auf die Kolbentemperatur zu erwarten.

Tabelle 1: Variation der Kühlkanallage

Name	**Z1**	**Z2**	**Z3**
Zeichnung			
Wanddicke [mm]	4	9	14

Kühlkanalquerschnitt und Kühlkanalvolumen aller Versuchsvarianten in **Tabelle 1** sind identisch und entsprechen annähernd einem Vergleichskolben aus der Serieproduktion.
Neben der Positionierung ist die Oberfläche des Kühlkanals maßgeblich für die übertragbare Wärmemenge vom Kolben zum Öl. Unter den Maßgaben gleichen Kühlkanalvolumens und gleicher Wanddicke zwischen Kolbenboden und Kühlkanal sowie zwischen Verbrennungsmulde und Kühlkanal verbleibt die Variation des Oberflächen-Volumen-Verhältnisses zur Änderung der Kühlkanaloberfläche. **Tabelle 2** zeigt die Umsetzung dieser Variation.

Tabelle 2: Variation der Kühlkanaloberfläche

Name	**X1 = Z1**	**X2**	**X3**
Zeichnung			
Kühlkanaloberfläche [mm^2]	4574	5875	7482

Neben der reinen Veränderung von Kühlkanalposition und -querschnitt ist auch die Kenntnis der Strömungsverhältnisse des Öls im Kühlkanal wichtig, um einen ausreichenden Öldurchsatz durch den Kühlkanal gewährleisten zu können. Bei zu geringem Öldurchsatz durch den Kühlkanal wird das Motoröl stark thermisch belastet und neigt zur vorzeitigen Alterung. Außerdem ist die erreichbare Kühlwirkung nicht optimal. Um sicher zu stellen, dass alle untersuchten Kühlkanalvarianten einen vergleichbaren Öldurchsatz haben, sind außermotorische Messungen auf einem speziellen Shakerprüfstand notwendig. Zudem können mit den Erkenntnissen des Shakerprüfstands zu Öldurchsatz und Füllungsverhalten des Kühlkanals

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Strömungssimulationsrechnungen durchgeführt werden, um die Wärmeübergangskoeffizienten an der Kühlkanalwand zu ermitteln.
Neben den hier explizit vorgestellten Versuchsvarianten finden sich in der zu Grunde liegenden Dissertation ebenfalls Untersuchungen zur Wirkung der Rauhigkeit der Kühlkanaloberfläche, der Kühlölgeschwindigkeit und der Kühlölviskosität auf den Wärmeübergang an der Kühlkanaloberfläche und folglich auf die Kolbentemperatur [6].

Um die Wirksamkeit der verschiedenen Kühlkanalvarianten hinsichtlich Kolbentemperatur im motorischen Versuch ermitteln zu können, wird das MAHLE-RTM-System (RTM: Real-time Telemetry Temperature Measurement) verwendet (siehe **Bild 4**). Es erlaubt die Messung von je 7 Temperaturen an bis zu 6 Kolben. Die verwendeten NiCr-Ni-Thermoelemente haben einen Durchmesser von 0,5 mm, womit jede interessierende Position am Kolben ohne nennenswerte Beeinflussung der Wärmestromwege erreicht werden kann.

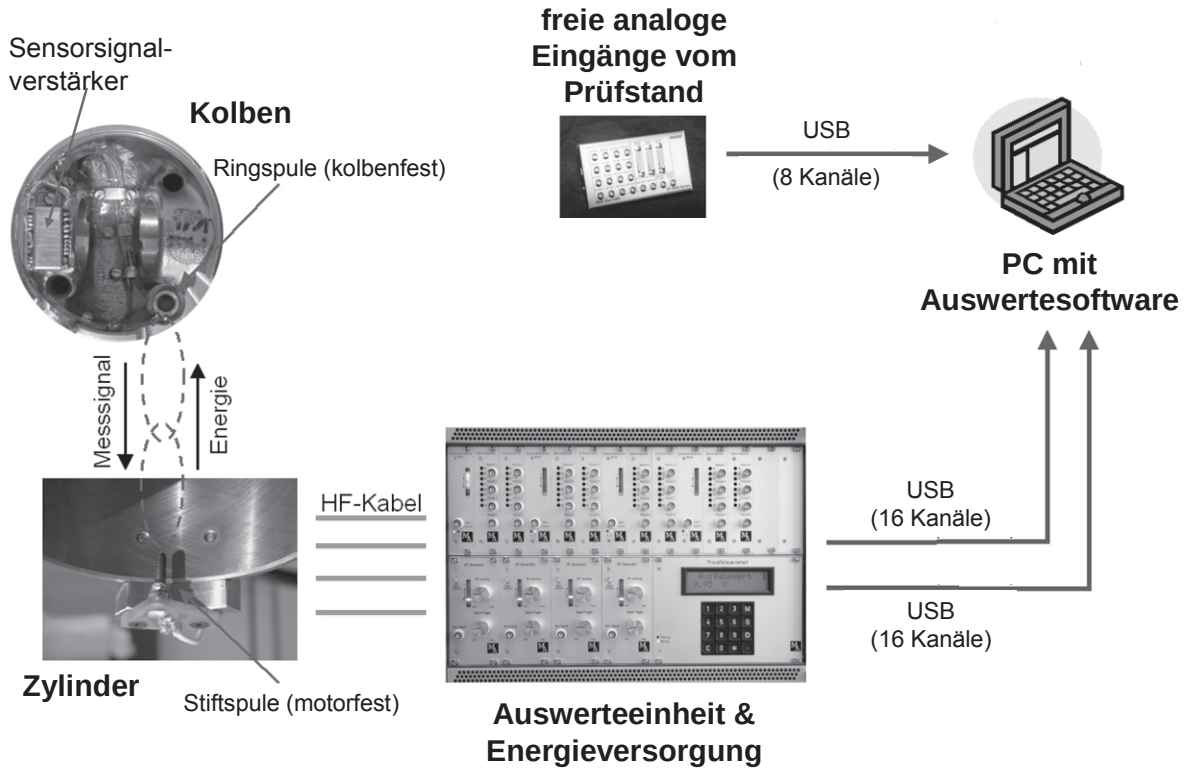


Bild 4: Aufbau eines Messsystems zur Kolbentemperaturmessung mit NiCr-Ni-Thermoelementen, Messwertübertragung erfolgt mittels Telemetrie (RTM-System), nach [7]

Die im Kolben fixierten Thermoelemente sind an einen Sensorsignalverstärker angeschlossen, der an der Kolbenbolzennabe angebracht ist. Dieses thermisch isolierte Halbleiterbauelement übernimmt nicht nur die Aufgabe eines Multiplexers und Signalverstärkers, sondern führt auch den Messwertabgleich mittels einer Pt-100-Vergleichsmessstelle durch. Zudem wandelt dieser Sensorsignalverstärker diese analogen Informationen in ein digitales Datenpaket um. Dieses Datenpaket wird im unteren Totpunkt des Kolbens über ein Telemetriesystem (Ringspule-Stiftspule) an das Zylinderkurbelgehäuse übertragen. Hierbei befindet sich die Ringspule,

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

angeschlossen an den Sensorsignalverstärker, im Kolben und die Stiftspule am Zylinderkurbelgehäuse. Sobald Ring- und Stiftspule eine induktive Kopplung aufgebaut haben, wird dem Sensorsignalverstärker Energie für die Übertragung der Temperatursignale der Thermoelemente zur Verfügung gestellt. Die Messung der Kolbentemperatur im unteren Totpunkt kann insofern als legitim betrachtet werden, als die Messstellenposition 1 mm unterhalb der Kolbenoberfläche zyklusunabhängige Temperaturwerte ergibt. Nachdem die digitalen Datenpakete vom Sensorsignalverstärker über die Ringspule an die Stiftspule übertragen sind, übernimmt eine Auswerteeinheit die Signaldekodierung und ein PC mit eigens für diese Anwendung entwickelter Software übernimmt die Datenerfassung und grafische Datendarstellung.
Eine detaillierte Beschreibung des Messsystems findet sich in den Ausführungen von Schäfer et al. [8]. Die Messgenauigkeit des RTM-Systems entlang der gesamten Messkette kann mit ± 2 K angegeben werden. Die hohe Messgenauigkeit des Systems resultiert aus der gemeinsamen Kalibrierung aller Messkettenglieder im gesamten zu untersuchenden Temperaturbereich.
Die Lage der Temperaturmessstellen im Kolben richtet sich nach den temperaturkritischen Stellen und den Belangen für die Ermittlung des Kolbentemperaturfeldes mittels numerischer Simulation.

3. Ergebnisse der Untersuchung

Im Folgenden werden Ergebnisse der durchgeführten Kolbentemperaturmessungen und daraus abgeleitete Faktoren dargestellt. Um die Werte der verschiedenen Messungen miteinander vergleichbar zu machen, wird Bezug auf den Motorbetriebspunkt maximaler Leistung genommen. Diese liegt bei dem verwendeten 2-Liter-Turbo-Dieselmotor bei einer Drehzahl von 3500 min-1. Zum Zwecke der Vergleichbarkeit wurden auch Maßnahmen ergriffen, um den Ölvolumenstrom durch den Kühlkanal für alle Versuchsvarianten auf gleichem Niveau zu haben.
Wie in **Bild 5** zu sehen ist, wirkt sich die Kühlkanallage mit bis zu 50 K am Muldenrand, bis zu 45 K an der ersten Ringnut und 18 K an der Kolbenbolzennabe aus. Interessant ist, dass die Richtung dieser Temperaturunterschiede identisch ist. Obwohl die Variante Z2 und besonders die Variante Z3 näher an der Kolbenbolzennabe liegen, kühlen sie diesen Bereich schlechter als die Variante Z1. Es scheint so, als würde über die Kanalvariante Z1 im Vergleich am meisten Wärme abgeführt werden. Diese These wird bestätigt durch die Ergebnisse der Temperatur an der Kühlkanalwand und des Öls am Kühlkanalablauf. Da die Kühlkanalwand bei Variante Z3 ca. 29 K kälter ist und somit das wirksame Temperaturgefälle zum auf 110°C konditionierten Motoröl kleiner ist als bei Variante Z1, fällt die Wärmeübertragung schwächer aus. An dieser Stelle sei die Erkenntnis von Nußelt und Woschni genannt, dass die absolute Temperatur einen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten hat [9, 10].

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

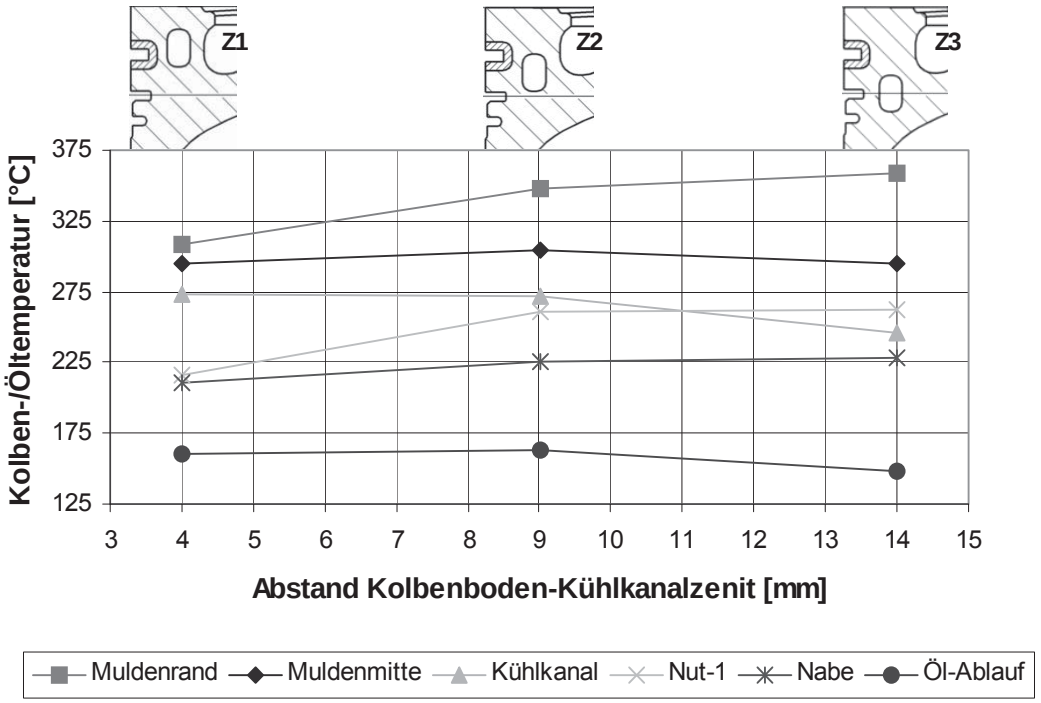


Bild 5: Einfluss der Kühlkanallage auf die Kolben- und Öltemperaturen für den Betriebspunkt maximaler Leistung (n = 3500 min-1; Volllast)

Die in **Bild 6** dargestellten Ergebnisse der Kühlkanaloberflächenvariation zeigen weit weniger große Differenzen der Kolbentemperaturen, als bei der Kühlkanallagenuntersuchung ermittelt wurden. Die maximalen Differenzen betragen 8 K am Muldenrad, 3 K an der ersten Kolbenringnut und 9 K an der Kolbenbolzennabe.

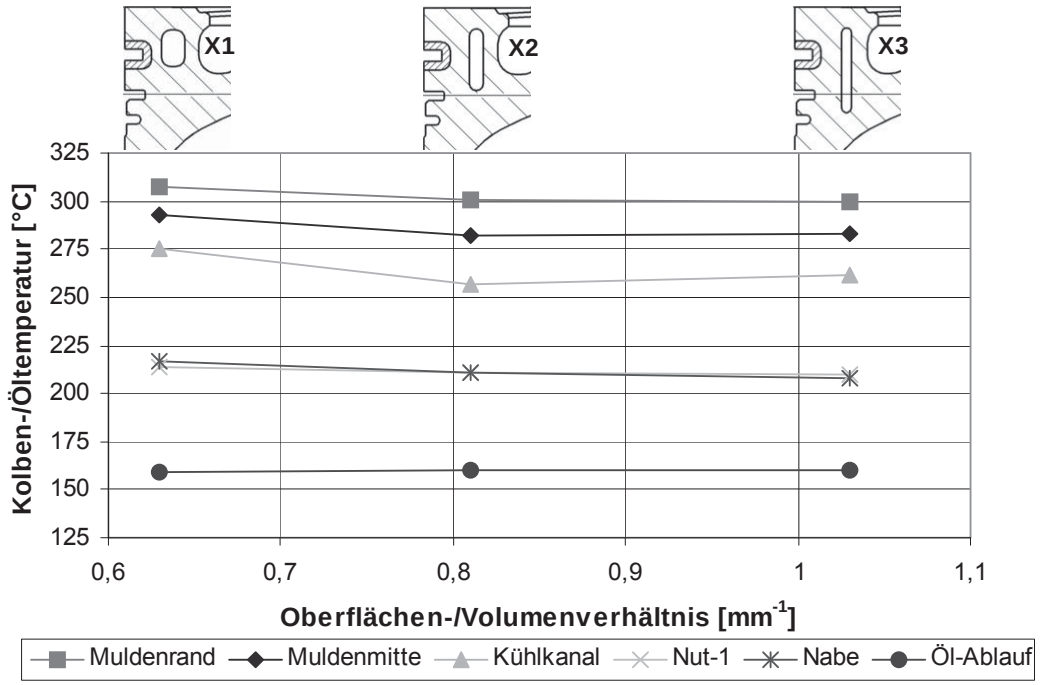


Bild 6: Einfluss der Kühlkanaloberfläche auf die Kolben- und Öltemperaturen für den Betriebspunkt maximaler Leistung bei gleichem Ölvolumenstrom durch den Kühlkanal (n = 3500 min-1, Volllast)

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Allerdings zeigt sich ein anderer interessanter Effekt. Trotz unterschiedlicher Temperaturen am Kühlkanal (= 14 K) zu Gunsten der Variante X1 weist die Variante X3 die niedrigsten Temperaturen an den kritischen Stellen am Kolben auf. Kühlkanaloberfläche und der Wärmeübergang kompensieren das niedrigere Temperaturgefälle – auch zu sehen an nahezu identischen Temperaturen des ablaufenden Öls. Hier sei angemerkt, dass die Kühlkanalhöhe einen strömungsbedingten Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten hat. Von den Messergebnissen ausgehende Simulationen des Temperaturfelds der Kolben mit Überlagerung der oszillationsbedingten Bewegung des Öls im nicht komplett gefüllten Kühlkanal ergeben das in **Bild 7** dargestellte Verhalten.

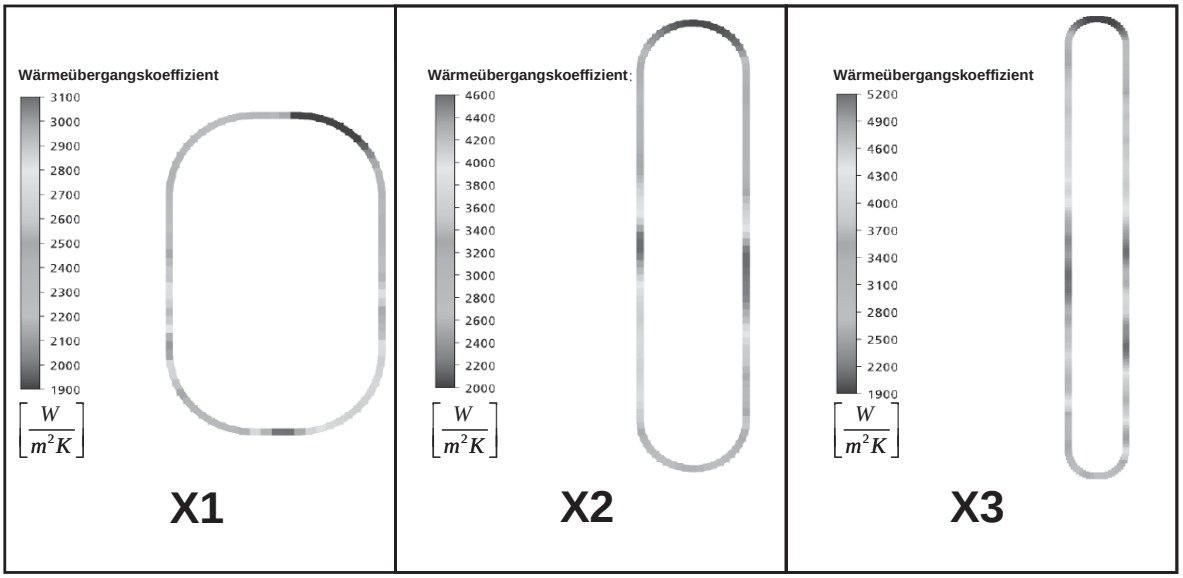
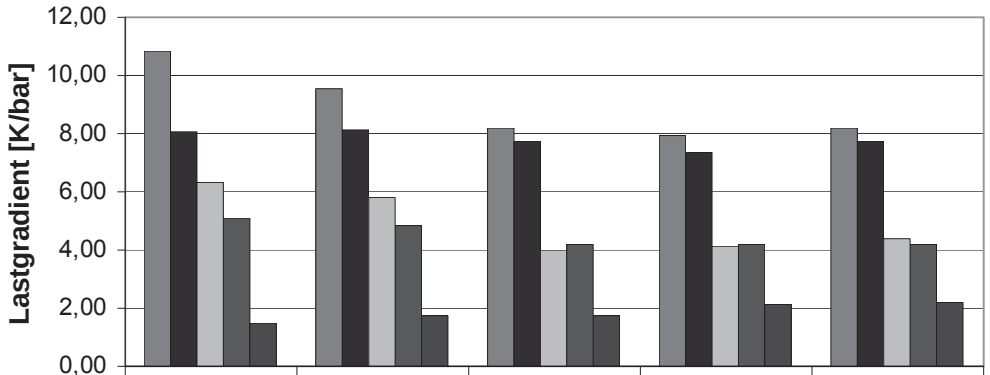


Bild 7: Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten über den Kanalumfang aus einer 2D-CFD-Simulation (Abbildungen nicht maßstäblich; Skalenwerte verschieden)

Neben den absoluten Temperaturwerten ist für die Haltbarkeit von Kolben die thermische Wechselbelastung entscheidend. Um die oben beschriebenen Kolbenvarianten bezüglich Ihres Instationärverhaltens bewerten zu können, wird die Sensibilität auf Betriebspunktänderungen als K-Kolbentemperatur je Inkrement der Parameteränderung dargestellt. Neben der Motordrehzahl ist die Motorlast der Hauptfaktor zur Definition des Betriebspunkts.

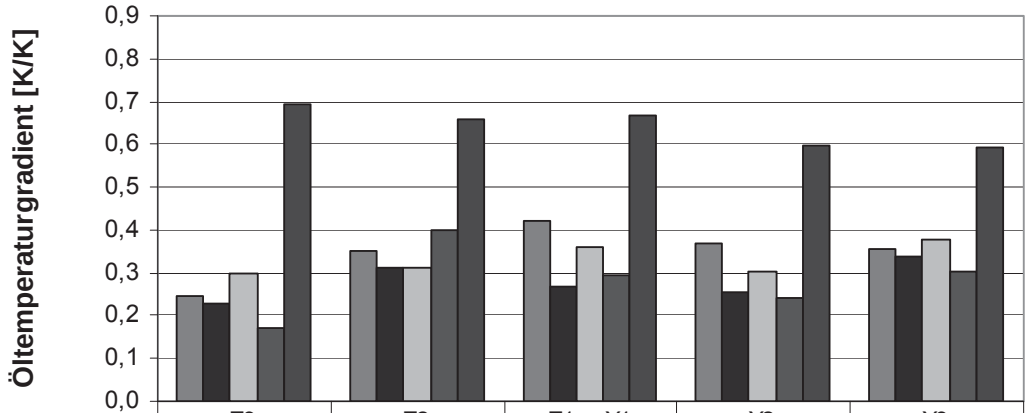
Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.



	Z3	Z2	Z1 = X1	X2	X3
Muldenrand	10,82	9,56	8,20	7,93	8,17
Muldenmitte	8,05	8,12	7,72	7,38	7,72
Nut 1	6,33	5,80	4,03	4,10	4,37
Nabe	5,07	4,86	4,21	4,21	4,18
Öl-Ablauf	1,51	1,76	1,74	2,10	2,20

Bild 8: Einfluss der Motorlast auf diverse Kolbentemperaturen und die Öltemperatur am Ablauf. Dargestellt als Temperaturgradient von Kolben-/Öltemperatur zum effektiven Mitteldruck (n = 3500 min-1).

In **Bild 8** ist die Sensibilität der Kolbentemperaturen der vorgestellten Kolbenvarianten gegenüber dem effektiven Mitteldruck dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Kolbenvarianten, die bisher die niedrigsten Kolbentemperaturen gezeigt haben, auch bezüglich der Lastabhängigkeit der Kolbentemperaturen die geringste Sensibilität aufweisen. Lediglich die Öltemperatur am Ablauf des Kühlkanals weist bei den gut kühlenden Kühlkanalvarianten eine höhere Sensibilität auf.

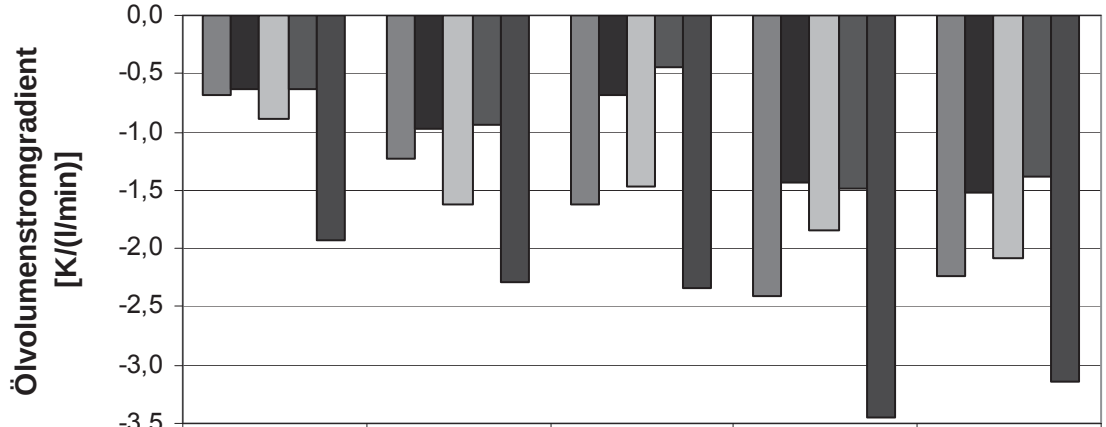


	Z3	Z2	Z1 = X1	X2	X3
Muldenrand	0,25	0,35	0,42	0,37	0,36
Muldenmitte	0,23	0,31	0,27	0,25	0,34
Nut 1	0,30	0,31	0,36	0,30	0,38
Nabe	0,17	0,40	0,29	0,24	0,30
Öl-Ablauf	0,69	0,66	0,67	0,60	0,59

Bild 9: Einfluss der Kühlöltemperatur auf diverse Kolbentemperaturen und die Öltemperatur am Ablauf. Dargestellt als Temperaturgradient von Kolben-/Öltemperatur zur Kühlöltemperatur (n = 3500 min-1; Volllast).

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Die Temperaturen der Betriebsmedien Kühlwasser und Motoröl haben ebenfalls eine Wirkung auf die Kolbentemperatur, da diese über das Durchströmen des Zylinderkurbelgehäuses bzw. des Kolbens zur Wärmeabfuhr vom Kolben beitragen. In **Bild 9** ist die Wirkung unterschiedlicher Öltemperaturen auf die Kolbentemperatur dargestellt. Die entsprechenden Werte für die Kühlwassertemperaturen liegen bei maximal 0,3 K-Kolbentemperatur je K-Kühlwassertemperatur.
Es bleibt festzustellen, dass die gut kühlenden Kolbenvarianten leicht erhöhte Sensibilitäten gegenüber Änderungen der Öltemperatur haben, wenn man die Kolbentemperaturen betrachtet. Lediglich die Öltemperatur am Ablauf des Kühlkanals zeigt ein anderes Verhalten, da diese unmittelbar von der Motoröltemperatur beeinflusst wird und bei den Varianten Z2 und Z3 auf einem grundsätzlich sehr hohen Niveau liegt.
Die über die Kühlkanalkühlung verbesserte Kolbenkühlung offenbart bei der Betrachtung der Sensibilität gegenüber unterschiedlichen Kühlölmengen, die den Kühlkanal durchfließen, eine Schwäche (siehe **Bild 10**).



	Z3	Z2	Z1 = X1	X2	X3
Muldenrand	-0,68	-1,23	-1,62	-2,41	-2,24
Muldenmitte	-0,64	-0,98	-0,69	-1,43	-1,51
Nut 1	-0,89	-1,62	-1,48	-1,84	-2,08
Nabe	-0,63	-0,94	-0,44	-1,48	-1,38
Öl-Ablauf	-1,92	-2,30	-2,33	-3,46	-3,14

Bild 10: Einfluss des Ölvolumenstroms an den Kühlöldüsen auf diverse Kolbentemperaturen und die Öltemperatur am Ablauf. Dargestellt als Temperaturgradient von Kolben-/Öltemperatur zum Ölvolumenstrom der Kühlöldüsen (n = 3500min -1; Volllast).

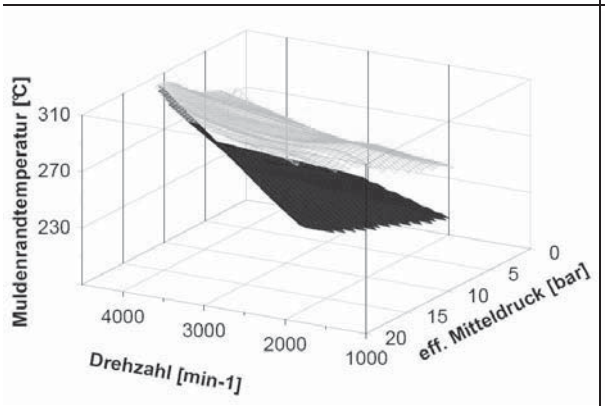
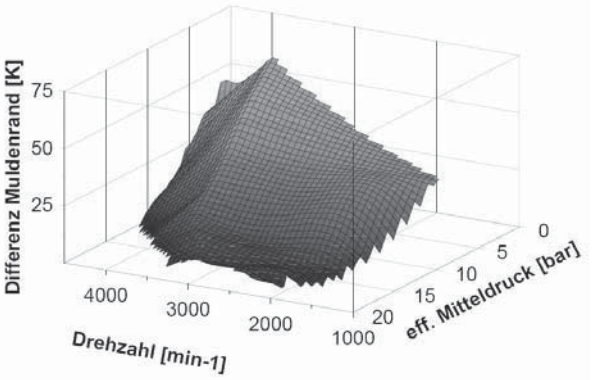
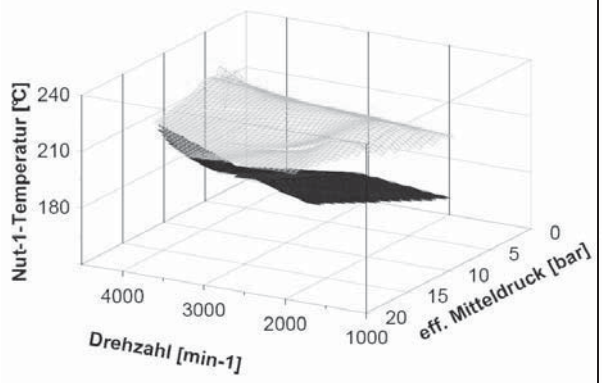
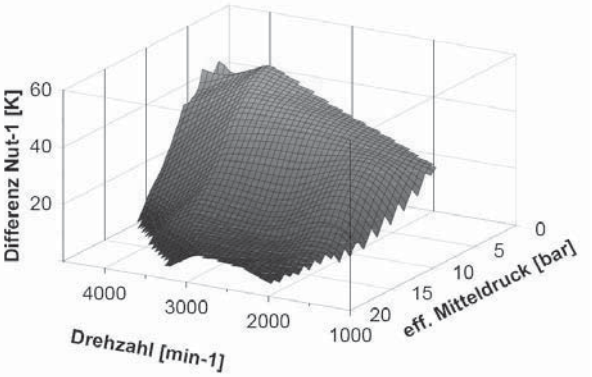
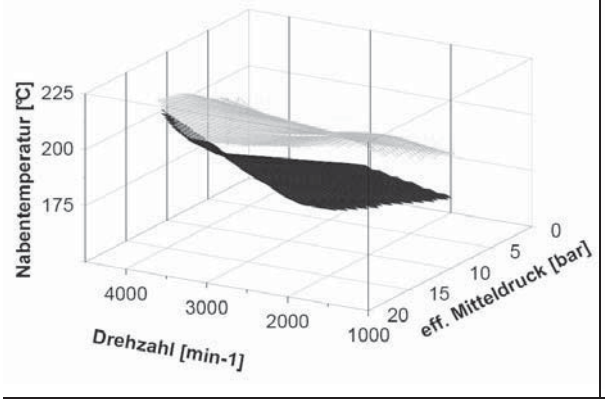
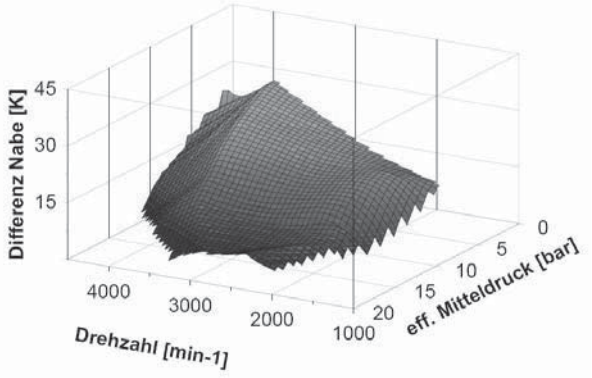
Insbesondere die Kolbenvarianten X2 und X3 zeigen eine sehr starke Abhängigkeit der Kolben- und insbesondere der Ölablauftemperatur von der dem Kühlkanal zur Verfügung gestellten Ölmenge. Für diese Kolbenausführungen ist eine gute Absicherung der verwendeten Kühlölmenge notwendig. Anderseits lassen sich bei diesen Varianten durch geringe Mehraufwände an Kühlölmenge weitere signifikante Absenkungen der Kolbentemperaturen realisieren.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

4. Weiterführende Erkenntnisse

Bedient man sich den Ergebnissen aus dem vorherigen Kapitel bezüglich der Abhängigkeiten von Motorlast und Ölvolumenstrom, so ergibt sich daraus ein Ansatz, der das Ziel verfolgt, die thermische Wechselbelastung des Kolbens infolge Motorlast- und Drehzahländerungen durch eine gezielte Verringerung der Kühlölmenge zu verringern. Öl- und Kühlwassertemperatur werden in diese Untersuchung nicht mit einbezogen, da diese bei heutigen Motoren bei dauerhaftem Betrieb auf ein konstantes Niveau eingestellt werden.

Tabelle 3: Temperatur(-differenz)-kennfelder mit serienmäßigem und reduziertem Ölvolumenstrom

Temperaturkennfelder dunkel-blau: Serienzustand hell-blau: mit Ölvolumenstromanpassung	**Temperaturdifferenzkennfelder** zwischen den Temperaturkennfeldern mit/ohne Ölvolumenstromanpassung
	
	
	

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

In **Tabelle 3** sind Temperatur(differenz)kennfelder dargestellt, die zeigen, wie über eine drehzahl- und motorlastabhängige Reduzierung des Ölvolumenstroms für die Kolbenkühlung das Temperaturniveau an den interessierenden Stellen des Kolbens vergleichmäßigt werden kann.
Es zeigt sich, dass mit dieser Methode keine komplette Justierung der Kolbentemperatur auf einen Wert möglich ist, da die unterschiedlichen Stellen am Kolben unterschiedlich auf die Variation der Kühlölmenge reagieren. In diesem Fall fand eine Begrenzung der Temperatur der ersten Kolbenringnut statt, was abfallende Kennfelder für den Muldenrand und die Kolbenbolzennabe nach sich zieht. Der Bezugspunkt für die Reduzierung des Ölvolumenstroms stellt die Maximaltemperatur des Kolbens im Punkt maximaler Leistung dar. Da als Basis für die hier vorgestellten Ergebnisse eine Kolbenvariante ähnlich der bereits beschrieben Variante Z3 dient, liegen diese Kolbentemperaturen auf einem sehr niedrigen Niveau. Wie an den Temperaturdifferenzkennfeldern zu sehen ist, ist die Lastabhängigkeit der Kolbentemperatur wesentlich stärker als deren Drehzahlabhängigkeit.
Die hier getroffene Maßnahme zur Reduzierung der Temperaturwechselbelastung bei Betriebspunktwechsel kann ebenfalls effektiv zur Reduzierung der Antriebsleistung des Nebenaggregats Ölpumpe verwendet werden. Bei Verwendung einer gesteuerten bzw. geregelten Ölzuführung zum Kolben ermöglicht die Verwendung einer variablen Ölpumpe Einsparungen an mechanischer Energie, die zum Antrieb der Ölpumpe gebraucht wird. **Bild 11** zeigt eine variable Pendelschieberzellenölpumpe, die dem Motor einen definierten Öldruck zur Verfügung stellt und den benötigten Volumenstrom kontinuierlich den Bedürfnissen des Motors anpasst.

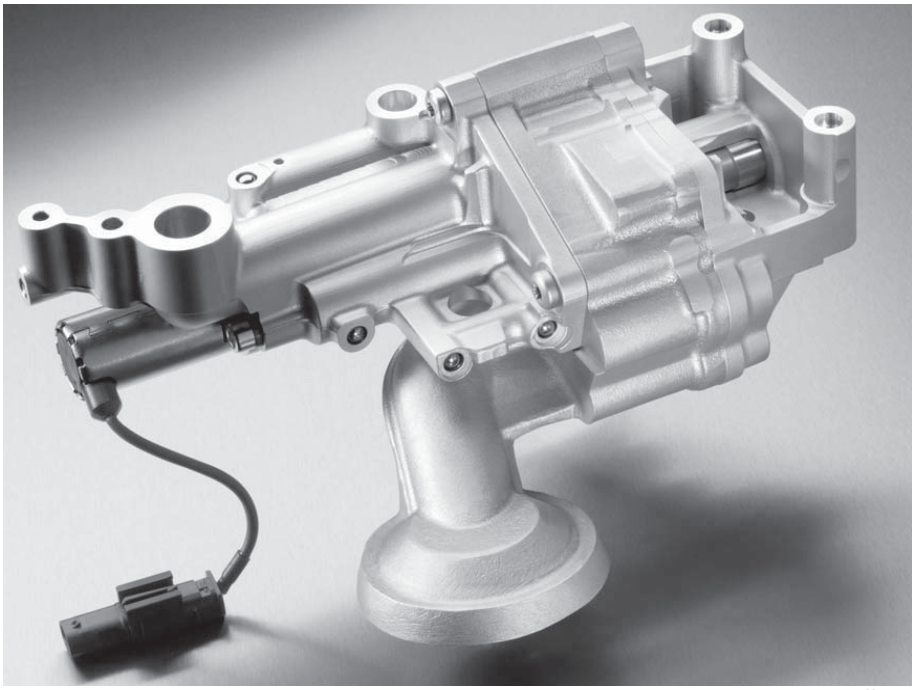


Bild 11: Variable Pendelschieberzellenölpumpe zur bedarfsgerechten Ölversorgung eines Verbrennungsmotors

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

5. Ausblick

Die hier vorgestellten Ergebnisse sind direkt in die Kolbenentwicklung der Firma MAHLE eingeflossen. Sie dienen hier als eine Richtlinie für die Kolbenkonstruktion. Des Weiteren gilt es, die erarbeiteten Kolbenkonzepte hinsichtlich Ihrer Dauerhaltbarkeit am befeuerten Vollmotor zu validieren.
Die Entwicklungsprämisse der Automobilindustrie den Kraftstoffverbrauch und damit die CO2-Emissionen zu reduzieren, treibt zudem die Bestrebungen voran, die Kolbenkühlung dahingehend zu optimieren, dass möglichst wenig Motoröl zum Kolben gefördert werden muss. Die bauteilübergreifende Entwicklung von Teilen des Ölkreislaufs ist hier der nächste Schritt. Denkbar wäre die hier vorgestellte Kolbentemperaturmessung als Werkzeug zur Abstimmung einer bedarfsgerechten Kolbenkühlung. Die Auslegung einer Ölpumpe, die die dadurch erarbeiteten Durchflusswerte mittels Anpassung der Förderleistung erreicht, wäre die logische Konsequenz auf dem Weg zur Einsparung von Nebenaggregateantriebsleistung.

Literatur

[1] von Pastau, J.: Die Verbesserung der Wärmeableitung aus den Kolben für Verbrennungsmotoren in den Jahren 1910-1960. Dissertation, TH München, 1961.

[2] van Basshuysen, R. und Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotoren. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, 3. Auflage, Wiesbaden, 2005.

[3] Pflaum, W. und Mollenhauer, K.: Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag, Wien & New-York, 1977.

[4] Röhrle, M.D.: Kolben für Verbrennungsmotoren: Grundlagen der Kolbentechnik. Verlag Moderne Industrie, Band 98, Landsberg/Lech, 2001.

[5] Köhler, E.: Verbrennungsmotoren. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1998.

[6] Stitterich, E.: Experimentelle Untersuchung zur Wirkung von Kühlkanälen in Kolben von Pkw-Dieselmotoren. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2012.

[7] Klipsch, H.E.: Implementierung eines Systems zur Temperaturmessung mittels Telemetrie und NiCr-Ni Thermoelementen als Standardverfahren für die Messung von Kolbentemperaturen. Diplomarbeit, Universität Stuttgart 2005.

[8] Schäfer, B.H., Schneider, V., und Geisselbrecht, M.: Piston Temperature Measurement with Telemetry-Based Data Transmission. JSAE-20075002, 2007.

[9] Nußelt, W.: Der Wärmeübergang in der Dieselmaschine. VDI-Zeitung, Band 70, Nr. 14, S. 468-470, 1926.

[10] Woschni, G.: Experimentelle Untersuchung des Wärmeflusses in Kolben und Zylinderbüchse eines schnellaufenden Dieselmotors. MTZ, Jahrgang 39, Heft 12, 1978.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Optimierung des Betriebsverhaltens hochaufgeladener kleinvolumiger Ottomotoren

Fabian Herbst, Peter Eilts

Kurzfassung

Die Abgasturboaufladung hat in den letzten Jahren besonders in dem ottomotorischen Segment enorm an Bedeutung gewonnen. Im Gegensatz zu den früheren Spitzenleistungsvarianten, bei denen die Aufladung hauptsächlich zur Steigerung der Nennleistung eingesetzt wurde, liegt heute der Fokus bei der Auslegung der Motorenkonzepte auf einem guten dynamischen Ansprechverhalten bei gleichzeitig hohen Nennleistungswerten. Mit dieser Zielsetzung gehen erhöhte Anforderungen an die Aufladesysteme einher, so dass aufgrund der Betriebsgrenzen der Strömungsmaschinen ein Kompromiss aus darstellbarer Nennleistung und Low-end-Torque eingegangen werden muss. Um Potentiale zur Verbesserung des Betriebsverhaltens aufzuzeigen, wird in dieser Arbeit das motorische Betriebsverhalten eines aufgeladenen kleinvolumigen Ottomotors mit Hilfe der Motorprozesssimulation untersucht. Unterstützt durch experimentelle Betrachtungen eines Serienmotors mit zweistufiger Aufladung, der um eine Ventiltriebsvariabilität erweitert wird, erfolgen der Aufbau und die Validierung eines prädiktiven Motormodells. Anhand von Motorprozessrechnungen erfolgt die Untersuchung des Potentials eines VTG-Laders mit externem Wastegate zur Hochaufladung von kleinvolumigen Ottomotoren. Zusätzlich erfolgt die Berücksichtigung von verdichtersetitiger Variabilität, durch die eine Verbreiterung des Verdichterkennfeldes möglich wird und so großes Potential zur Hochaufladung des Motors mit einer Druckstufe bietet.

1. Einleitung und Motivation

Die Verringerung des Hubraums in Kombination mit Abgasturboaufladung stellt den derzeit vielversprechendsten Weg zur Realisierung der aktuellen und künftigen CO_2- und Emissionslimitierung dar. Bei dieser als Downsizing bezeichneten Maßnahme werden hubraumgroße Saugmotoren durch leistungsgleiche hubraumverkleinerte Turbomotoren ersetzt, wodurch sich eine Steigerung des motorischen Wirkungsgrades durch eine Betriebspunktverschiebung zu höheren Lasten erzielen lässt. Die Darstellung von leistungsstarken und gleichzeitig emissionsarmen Motorkonzepten stellt jedoch hohe Anforderungen an das Aufladesystem. Die Verringerung des Hubvolumens geht mit einer Reduzierung des spontan zur Verfügung stehenden Saugmotormomentes einher und führt zu einem geringen Enthalpieangebot an der Turbine bei niedrigen Motordrehzahlen. Für ein gutes dynamisches Ansprechverhalten und ein hohes Low-end-Torque ist die Verwendung

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

eines kleinen Turboladers nötig. Der Verdichter sollte über einen steilen Anstieg der Pumpgrenze bei geringen Massenströmen verfügen und die Turbine einen kleinen effektiven Strömungsquerschnitt besitzen, um dem Verdichter bei geringen Motordrehzahlen genügend Antriebsleistung zur Verfügung stellen zu können. Die darstellbare motorische Nennleistung wird jedoch durch die kleine Dimensionierung des Abgasturboladers begrenzt, da der Verdichter mit steigendem Luftmassenstrom an seine Stopfgrenze stößt. Zusätzlich weist die Turbine bei steigender Motordrehzahl ein zu starkes Aufstauverhalten auf, so dass zur Darstellung von hohen Nennleistungen ein größer dimensionierter Turbolader erforderlich ist. Verschärft wird dieser Zielkonflikt aufgrund des größeren Drehzahlbandes im Besonderen bei der Aufladung von Pkw-Ottomotoren.
Eine Möglichkeit zur Entschärfung dieses Konflikts stellt die Beeinflussung der Kennfelder des Turboladers dar, wie es bereits mit der variablen Turbinengeometrie erfolgt. Diese Technologie wurde ebenfalls im ottomotorischen Bereich eingesetzt [1], jedoch stehen dem großserienmäßigen Einsatz das höhere Abgastemperaturniveau und die große Durchsatzspreizung derzeit noch im Wege. Eine weitere Technologie zur Entschärfung des Zielkonflikts stellt die variable Verdichtergeometrie dar, mit der die Verdichtereintrittsströmung beeinflusst und eine Verschiebung der Pumpgrenze realisiert werden kann [2],[3].
In diesem Beitrag soll das Potential einer variablen Turbinengeometrie mit externem Wastegate zur Hochaufladung eines kleinvolumigen Ottomotors aufgezeigt werden. Zusätzlich wird die Möglichkeit einer kennfelderweiternden Maßnahme auf Seiten des Verdichters bewertet.

2. Methodik und Versuchsträger

Als Benchmark für die Untersuchungen wurde ein kleinvolumiger Ottomotor ausgewählt, der über eine 2-stufige Aufladung verfügt. Bei diesem Konzept besteht das Aufladesystem aus einer Reihenschaltung eines schaltbaren mechanischen Kompressors und eines Wastegate-Abgasturboladers, der für den Nennleistungsbereich ausgelegt ist [4]. Ziel des Vorhabens ist es, die Drehmoment- und Leistungscharakteristik dieses Motors mit einer Laderstufe und erhöhtem Prozesswirkungsgrad abbilden zu können.
Der in [4] vorgestellte Referenzmotor wurde mit einigen Modifikationen auf einem hochdynamischen Motorenprüfstand, der neben der Standardmesstechnik über eine Hoch- und Niederdruckindizierung verfügt, aufgebaut und vermessen. Der Aufbau des Motors erfolgte ohne den mechanischen Kompressor, die Magnetkupplung und die Bypassklappe. Zusätzlich wurde der serienmäßige Luft-Luft-Ladeluftkühler durch einen in das Saugrohrmodul integrierten Wasser-Luft Ladeluftkühler der leistungsschwächeren Variante ersetzt [5], der über ein regelbares Kälteaggregat mit Kühlmittel versorgt wird und so eine Regelung der Ladelufttemperatur ermöglicht. Die serienmäßige Ventiltriebsvariabilität in Form eines Phasenstellers auf der Einlassnockenwelle wurde durch einen zusätzlichen Phasensteller auf der Auslassseite zur Vergrößerung des darstellbaren Ventilüberschneidungsbereichs erweitert.
Neben den experimentellen Prüfstandsuntersuchungen erfolgten auf Basis der Messdaten der Aufbau und die Validierung eines Motormodells in der Simulationsumgebung GT-Power der Firma Gamma Technologies in der Version 7.3.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Auf Basis dieses Motormodells werden verschiedene Ansätze zur Optimierung des Betriebsverhaltens untersucht.

3. Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

In Bild 1 sind die gemessenen Volllastkurven für den Referenzmotor in verschiedenen Konfigurationen für den Low-end Torque Bereich dargestellt. Die Volllastkurve des 2-stufigen Motors wurde durch Zuführen von bereits vorverdichteter Luft über einen Hausverdichter dargestellt. Ab einer Motordrehzahl von 1500 min^{-1} steht das maximale Drehmoment zur Verfügung. Durch das Entfernen des mechanischen Laders bzw. der Fremdaufladung ergibt sich im relevanten Drehzahlbereich bis 2000 min^{-1} eine deutliche Reduzierung des darstellbaren Momentes um bis zu 45%. Aufgrund der Auslegung des Turboladers auf den Nennleistungsbereich reicht das geringe Enthalpie- und Massenstromangebot im unteren Drehzahlbereich des Motors nicht aus, um dem Verdichter ausreichend Antriebsleistung zur Verfügung stellen zu können. Um das Betriebsverhalten des Motors in diesem Bereich zu verbessern, wurde der zusätzliche Auslassnockenwellensteller (ANWS) an den Versuchsmotor verbaut. Durch eine Anpassung der Auslasssteuerzeiten lässt sich das Drehmoment der 2-stufigen Variante 250 min^{-1} früher darstellen. Im Besonderen bei einer Motordrehzahl von 1500 min^{-1} kann das Drehmoment um 43% gesteigert werden. Das Wastegate wurde bei diesen Messreihen jeweils komplett geschlossen bis das gewünschte Volllastmoment erreicht wurde. Die Zündung wurde an die Klopfgrenze der steuergerätseitigen Klopfregelung gesetzt.

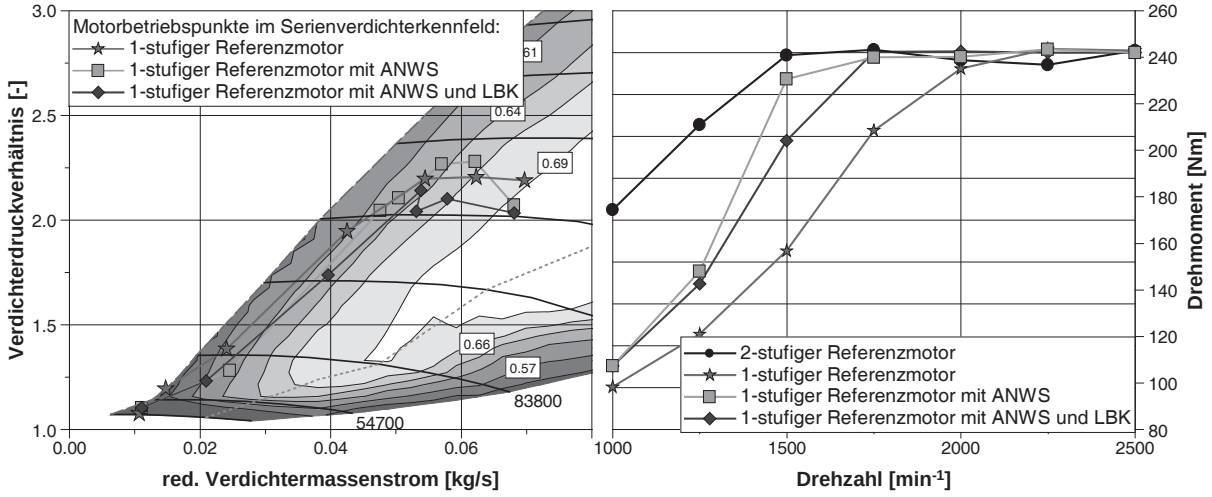


Bild 1: Motorbetriebspunkte im Verdichterkennfeld und darstellbares Low-End-Torque des Referenzmotors

Durch den verbauten Auslassphasensteller kann eine Vergrößerung des Ventilüberschneidungsbereichs erzielt werden, wodurch eine Durchspülung des Brennraums mit Frischluft realisiert werden kann. Dieser Effekt, der auch als Scavenging bezeichnet wird, setzt ein positives Spülgefälle im Bereich der Ventilüberschneidung voraus. Die durchgespülte Luftmasse führt zu einer Reduzierung des Restgasgehaltes im Brennraum, das mit einer Steigerung des motorischen Wirkungsgrades durch eine verbesserte Verbrennungsschwerpunktlage

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

aufgrund einer Reduzierung der Klopfgefahr einhergeht. Zusätzlich wird der Luftmassenstrom durch den Motor vergrößert, was zu einer Erhöhung der Turbinenleistung und damit zu einer Steigerung des darstellbaren Ladedrucks führt. Auf Seiten des Verdichters werden die Betriebspunkte im Kennfeld durch den vergrößerten Massenstrom zu höheren Wirkungsgraden und vergrößertem Abstand zur Pumpgrenze verschoben, wie in Bild 1 für den 1-stufig aufgeladenen Motor mit und ohne Phasensteller dargestellt ist.
Neben der Steigerung des Luftmassenstroms durch den Motor führt ein zweiter Effekt zu der Steigerung der Enthalpie, die der Turbine zur Verfügung gestellt werden kann: der durch den Zylinder gespülte Luftmassenstrom führt zu einer Erhöhung des Sauerstoffanteils im Abgas, der zu einer Erhöhung des Luft-Kraftstoffverhältnisses führt. Die motorseitige Lambdaregelung, deren Sonde hinter der Abgasturbine und vor dem 3-Wegekatalysator sitzt, erhöht zur Einhaltung des applizierten Luft-Kraftstoffverhältnisses die Kraftstoffmenge, die direkt in den Brennraum eingespritzt wird. Im Brennraum steht zu Beginn der Verbrennung mehr Kraftstoff zur Verfügung, als bei dem vorliegenden Betriebspunkt verbrannt werden kann. Dieser unverbrannte Kraftstoff wird im folgenden Ladungswechsel ausgeschoben und vermischt sich mit der Frischluft, die durchgespült wird. Durch das hohe Temperaturniveau im Abgassystem werden die unverbrannten Kohlenwasserstoffe mit dem Sauerstoff oxidiert und aufgrund dieser exothermen Reaktion kommt es zu einer Steigerung der Abgastemperatur, wodurch der Turbine eine höhere Enthalpie zur Verfügung gestellt wird. Aufgrund der kompakten Bauweise und der kurzen Laufwege von den Auslassventilen bis zur Turbine verlaufen diese Reaktionen jedoch nicht nur vor der Turbine ab, sondern auch in und nach der Turbine. Dies führt zu einer erhöhten thermischen Belastung der Turboladerlagerung und des stromabwärts liegenden Katalysators, wodurch der nutzbare Scavenging-Bereich begrenzt wird. Zusätzlich ergibt sich aufgrund der zu fetten Verbrennung eine deutliche Verschlechterung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, so dass hier ein Kompromiss aus Drehmomentsteigerung, Bauteilfestigkeit und Verbrauchsverschlechterung eingegangen werden muss.
Für die Realisierung eines positiven Spülgefälles zur Nutzung der Scavenging-Effekte sind möglichst hohe Turboladerwirkungsgrade nötig. Bei der Abgasturbolaufladung von kleinvolumigen Motoren stellt sich jedoch zumeist mit steigender Drehzahl ein negatives Spülgefälle aufgrund des steigenden Gegendrucks vor Turbine ein. Im relevanten niedrigen Drehzahlbereich lässt sich bei entsprechender Auslegung auch ein positives Spülgefälle realisieren. Hierbei reicht jedoch aufgrund der Stoßaufladung und kompakten Bauweise des Abgasysstems die alleinige Betrachtung des statischen Spülgefälles nicht aus, wie anhand von Bild 2 erläutert werden soll.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

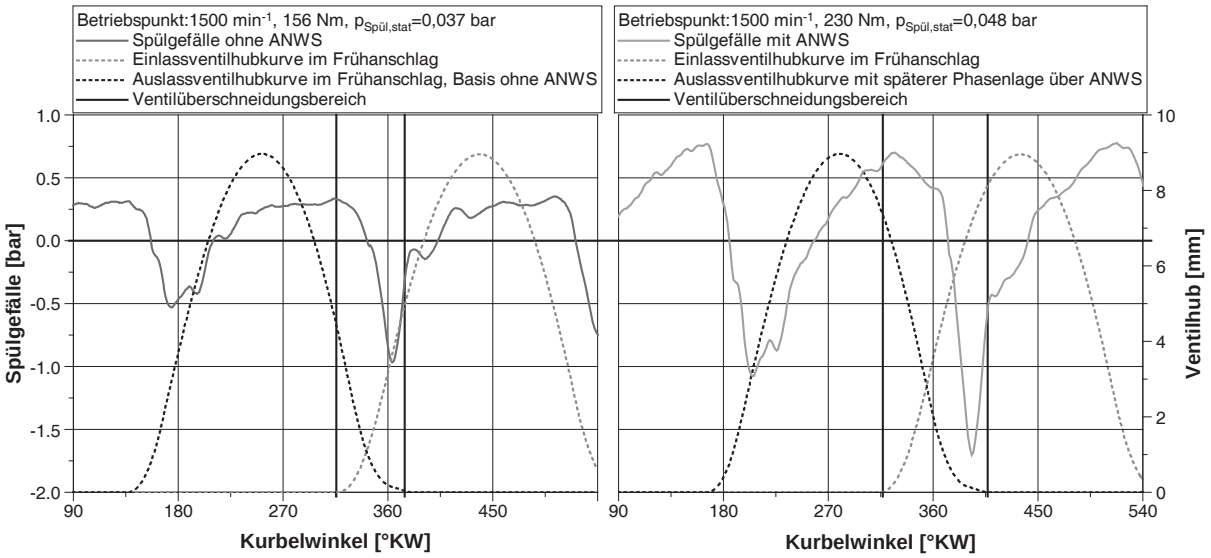


Bild 2: Vergleich des Spülgefälles der Volllastbetriebspunkte bei 1500min^{-1} mit und ohne Auslassphasensteller

Der Zündabstand von 180°KW bei einem 4-Zylindermotor stellt in Kombination mit einer Single-Scroll-Turbine erhöhte Anforderungen an den Ladungswechsel des Motors. Aufgrund der Zusammenführung der Abgaspulse der einzelnen Zylinder in einer Leitung wird der Ladungswechsel eines Zylinders durch den Vorauslassstoß des zuvor gespülten Zylinders beeinflusst. Dies kann zu einem Rückströmen von Abgas in den Zylinder bei einem negativen Spülgefälle in der Ventilüberschneidungphase führen. In Bild 2 sind die Volllastbetriebspunkte bei 1500 min^{-1} mit und ohne den zusätzlichen Auslassnockenwellensteller dargestellt. Das stationäre Spülgefälle unterscheidet sich nur um 11 mbar, doch im Bereich der Ventilüberscheidung zeigen sich die durch die pulsierende Beaufschlagung der Turbine einstellenden Unterschiede im kurbelwinkelaufgelösten Spülgefälle. Durch die Vergrößerung des Ventilüberscheidungsbereichs durch die Phasenverschiebung der Auslassventile steht beim Öffnen der Einlassventile ein positives Spülgefälle von über 0,5 bar zur Verfügung, das zu einem effektiven Durchspülen von Frischluft und einer Reduzierung des Restgasgehaltes um 95% führt. Zum Ende der Überschneidungsphase stellt sich auch bei diesem Betriebspunkt ein deutlich negatives Spülgefälle ein, das in der reinen Phasenverschiebung des Auslasspulses begründet liegt. Aufgrund des großen Anteils an zuvor durchgesetzten Frischluft wird ein Teil dieser wieder in den Brennraum zurückgeschoben, so dass sich am Ende des Ladungswechsels ein sehr geringer Anteil an verbrannten Bestandteilen im Zylinder verbleibt. Ohne die Phasenverschiebung steht beim Öffnen der Einlassventile ebenfalls ein positives Spülgefälle zur Verfügung, das jedoch deutlich geringer ausfällt und sich aufgrund der Rücklaufenden Druckpulse kurz danach ins Negative umkehrt.

Eine weitere Verbesserung dieses Verhaltens kann durch eine Beeinflussung der Öffnungsdauern der Auslassventile erfolgen. Neben einer vollvariablen Verstellung bieten sich im Besonderen auf der Auslassseite Umschaltnocken an, die zwischen einer Nockenkontur für den Low-end-Torque- und den Nennleistungsbereich umschalten können [10].

Ebenfalls in Bild 1 ist die Volllastkurve und die sich einstellenden Betriebspunkte im Verdichterkennfeld bei zusätzlicher Verwendung der Ladungsbewegungsklappen des Referenzmotors dargestellt. Die erhöhte Ladungsbewegung führt zu einer

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Reduzierung der Klopfneigung, so dass die Verbrennungsschwerpunktlage in wirkungsgradoptimale Bereiche verschoben werden kann. Dies führt zu einer Steigerung des Wirkungsgrades und einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Die frühere Verbrennungsschwerpunktlage geht zusätzlich mit einer Verringerung der Abgastemperatur einher, was den Anfettungsbedarf zum Bauteilschutz verringert. In Summe führt dies jedoch zu einer Reduzierung der für die Turbine zur Verfügung stehenden Enthalpie. In Kombination mit dem Wastegatelader des Referenzmotors wird hierdurch das Potential der größeren Ventilüberschneidung zur Drehmomentsteigerung verringert.
Die experimentellen Untersuchungen zeigen ein deutliches Potential zur Optimierung des motorischen Betriebsverhaltens durch die Verwendung von zusätzlicher auslassseitiger Ventiltriebsvariabiliät auf. Durch die Erhöhung der Ladungsbewegung kann eine zusätzliche Wirkungsgradsteigerung auf Kosten der Performance erzielt werden. Abhilfe kann hier die Anpassung des Aufladesystems an die geänderten motorischen Randbedingungen schaffen. Der effektive Strömungsquerschnitt der Turbine muss verkleinert werden, um dem Verdichter im niedrigen Drehzahlbereich ausreichend Antriebsleistung zur Verfügung stellen zu können. Gleichzeitig wird ein ausreichend großer Querschnitt zur Darstellung der Nennleistung benötigt, so dass mit dem validierten Motormodell im nächsten Schritt die rechnerische Optimierung des motorischen Betriebsverhaltens mit einem Turbolader mit variabler Turbinengeometrie und einem externen Wastegate erfolgt.

4. Ergebnisse der Simulationen

Innerhalb der Simulationsumgebung erfolgt die Auslegung und Optimierung des motorischen Verhaltens mit einem VTG-Lader, der um ein externes Wastegate erweitert wird. Die Kombination der beiden Ladedruckregelungsmöglichkeiten bietet eine erhöhte Flexibilität in der Einstellung der Betriebspunkte im Turbinenkennfeld, so dass über den zusätzlichen Bypass die Betriebspunkte aus den Bereichen mit geringen Wirkungsgraden bei voll geöffnetem Leitschaufelapparat der Turbine verschoben werden können. Da durch das Bypassen auch ein geringerer Anteil der Abgasenthalpie genutzt wird, muss hier der Wirkungsgrad des gesamten Aufladesystems bei der Optimierung einbezogen werden.

4.1 Validierung des Simulationsmodells

Die Validierung des Simulationsmodells erfolgt anhand der gemessenen Volllast und des Kennfeldes des Referenzmotors mit den ermittelten Brennverläufen für die jeweiligen Betriebspunkte. Um im weiteren Verlauf wirkungsgradsteigernde Maßnahmen in der Simulationsumgebung bewerten zu können, ist die Parametrierung eines prädiktiven Verbrennungsmodells und eines Klopfmodells zwingend erforderlich, die eine Veränderung der motorischen Parameter wie z.B. den Restgasgehalt auf den Brennverlauf und die Klopfneigung berücksichtigen. Zu diesem Zweck wird ein Entrainment Verbrennungsmodell parametriert, dessen Modellvorstellungen auf [6] beruhen und später durch [7] und [8] erweitert wurden. Bild 3 zeigt die Übereinstimmung des parametrierten Verbrennungsmodells an der gemessenen Volllast des Motors für zwei Drehzahlen. Die gemessenen

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Druckverläufe stellen hierbei die gemittelten Druckverläufe aller 4 Zylinder bei 140 gemessenen Zyklen dar, auf deren Basis die Abstimmung des Modells erfolgt. Die Brennverläufe aus der Messung werden mit Hilfe einer Druckverlaufsanalyse ermittelt, bei der neben den gemessenen Zylinderdruckverläufen die indizierten Verläufe im Ansaug- und Abgassystem des Motors genutzt werden.

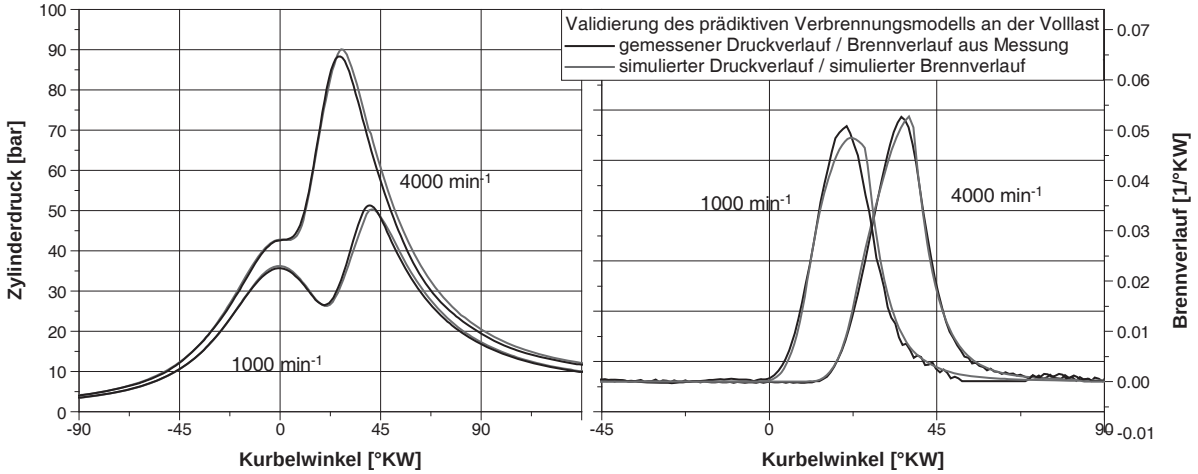


Bild 3: Validierung des prädiktiven Verbrennungsmodells [2]

Im Zuge der steigenden Aufladegrade der Motoren stellen die auftretenden Verbrennungsanomalien einen weiteren limitierenden Faktor des darstellbaren Low-end-Torque dar. Zur Berücksichtigung dieser Limitierung wird ein Klopfmodell in das Simulationsmodell integriert, das auf [9] basiert. Zur Bestimmung des Klopfbeginns wird in diesem Modell ein vereinfachter nulldimensionaler reaktionskinetischer Ansatz verwendet, bei dem keine Elementarreaktionen betrachtet, sondern eine globale Zündverzugszeit (Integraler Zündverzug) ermittelt wird. Das gebildete Integral kann als Konzentration von reaktionsbestimmenden Zwischenprodukten aufgefasst werden. Diese Vorreaktionen laufen mit fortschreitender Verbrennung im Endgas beschleunigt ab, da die unverbrannte Zylinderladung durch die zunehmende Flammenausbreitung verdichtet wird. Die Selbstzündung (das Klopfen) setzt ein, wenn im Endgas eine ausreichende Konzentration an reaktionsbestimmenden Zwischenprodukten vorhanden ist. Anhand eines gemessenen klopfenden Betriebspunktes kann dieses kritische Vorreaktionsniveau zum Klopfbeginn (α_K) bestimmt werden. Innerhalb des Klopfmodells wird für jeden Betriebspunkt das Vorreaktionsintegral bestimmt und ermittelt, ob das kritische Niveau erreicht oder überschritten wird. Zur Bestimmung ob eine klopfende Verbrennung vorliegt reicht dieses Kriterium allein jedoch nicht aus. Zusätzlich muss der Verbrennungsfortschritt zu diesem Zeitpunkt berücksichtigt werden. Im Modell wird ein weiterer Kurbelwinkel berechnet (α_E), bis zu dem das kritische Niveau erreicht sein muss, damit eine klopfende Verbrennung auftritt. Anhand der Winkeldifferenz aus α_K und α_E lässt sich eine Aussage über die Lage zur Klopfgrenze des Betriebspunktes treffen. Für eine detaillierte Darstellung des Modells sei auf [9] verwiesen.
Zur Abstimmung dieses Modells an den Referenzmotor wurden eine Vielzahl an Betriebspunkten an der motorischen Klopfgrenze eingefahren. Die steuergerätseitige Klopfregelung wurde für diese Versuche deaktiviert, um Betriebspunkte außerhalb des serienmäßig fahrbaren Bereichs bei der Abstimmung des Klopfmodells berücksichtigen zu können. Der in [9] festgestellte Streubereich bei der Ermittlung

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

der Klopfgrenzenlage kann auf Basis der Messdaten des Referenzmotors bestätigt werden.
Innerhalb des Simulationsmodells erfolgt der Aufbau einer Klopfregelung auf Basis der berechneten Winkeldifferenz aus α_K und α_E des Klopfmodells. Bei der Simulation der Betriebspunkte wird die Verbrennungsschwerpunktlage auf 8°KWnOT eingestellt, bis eine klopfende Verbrennung detektiert wird. Der Klopfregler verschiebt die Schwerpunktlage nach spät, so dass sich ein konstanter Abstand zur Klopfgrenze für alle Betriebspunkte einstellt (konstante Winkeldifferenz von α_K und α_E). Diese Winkeldifferenz wurde an den oberen ermittelten Streubereich der klopfenden Betriebspunkte aus den Messungen gesetzt um einen Sicherheitsabstand zur Klopfgrenze zu gewährleisten.
Ein zusätzlicher Aspekt, der in dem Simulationsmodell berücksichtigt werden muss, sind die Nachreaktionen von reaktionsfähigen Komponenten stromabwärts des Zylinders. Anhand der Messungen wurde eine deutliche Steigerung der Enthalpie vor Turbine durch exotherme Reaktionen festgestellt, die standardmäßig nicht in GT-Power berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck wurde das Modell um ein Bauteil erweitert, in dem der durchgespülte Sauerstoff mit den unverbrannten Kohlenwasserstoffen reagiert und in einer Temperatursteigerung vor Turbine umgesetzt wird.

4.2 Simulation mit variabler Turbinengeometrie und externem Wastegate

Für die Simulation stehen verschiedene Verdichterkennfelder eines VTG-Turboladers aus dem dieselmotorischen Segment zur Verfügung, die ebenfalls in Hardware für die anschließende experimentelle Verifikation der Simulationsergebnisse am Motorenprüfstand ihren Einsatz finden werden. Die Verwendung des Diesel-VTG-Laders setzt eine Limitierung der Abgastemperatur voraus, die im Simulationsmodell durch eine Lambdaregelung realisiert wurde. Hierbei wird die Turbineneintrittstemperatur zunächst auf eine Temperatur von 850°C limitiert. Der Motor wird stöchiometrisch betrieben und die Anfettung erfolgt bei Überschreiten der definierten Grenztemperatur zum Bauteilschutz des Verstellmechanismus der Turbine.
Durch den zusätzlichen Freiheitsgrad des externen Wastegates wird zunächst der Einfluss der maximalen VTG-Stellung des verwendeten Laders auf den Wirkungsgrad des Aufladesystems und den Kraftstoffverbrauch des Motors untersucht. Bei diesen Simulationen wird die VTG-Stellung auf einen maximalen Wert begrenzt und das Wastegate bei weiterer erforderlicher Absenkung der Turbinenleistung geöffnet. In Bild 4 sind für diese Simulationen der Turboladergesamtwirkungsgrad und der spezifische Kraftstoffverbrauch im Low-end-Torque Bereich des Motors dargestellt. Für die Berechnung des Gesamtwirkungsgrades wird der gesamte Abgasmassenstrom zugrunde gelegt, so dass die Wirkungsgradverschlechterung durch das Umgehen der Turbine über den externen Bypass Berücksichtigung findet.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

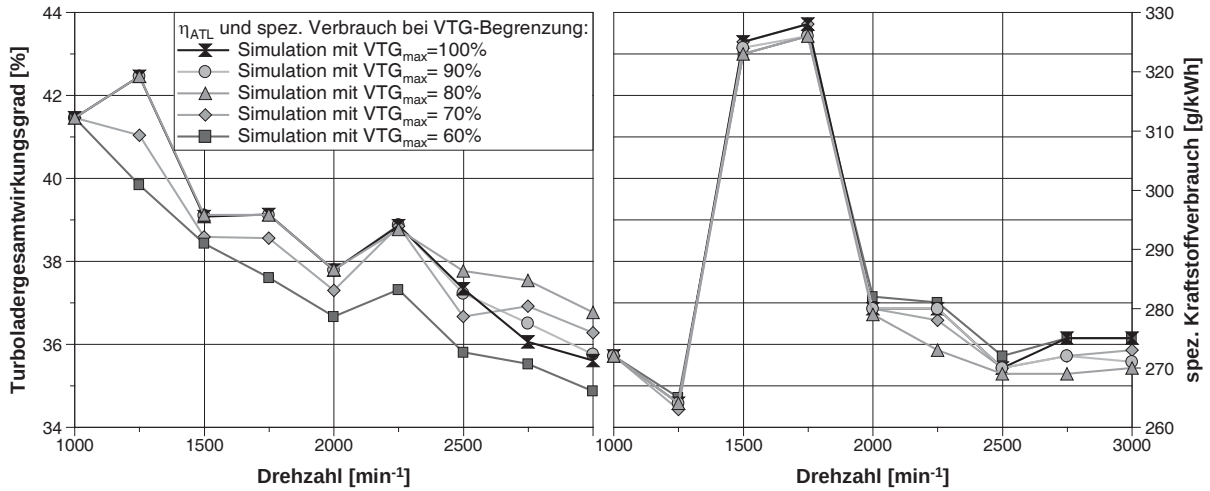


Bild 4: ATL-Wirkungsgrad und spezifischer Kraftstoffverbrauch für unterschiedliche maximale VTG-Stellungen

Im Drehzahlbereich bis 2000 min^{-1} ergeben sich nur minimale Unterschiede im Wirkungsgrad und Verbrauch bei den maximalen Stellungen von 80 bis 100% VTG-Öffnung. Dies liegt in der Pumpgrenzenlage des Verdichters begründet, da diese den darstellbaren Ladedruck in diesem Bereich begrenzt und die Turbine zur Reduzierung der Leistung eine Öffnung von über 70% aufweist. Durch die Begrenzung der maximalen Öffnung unterhalb dieses Wertes ergeben sich zwar steigende Turbinenwirkungsgrade durch eine Verlagerung der Betriebspunkte im Turbinenkennfeld, jedoch verschlechtert sich der ATL-Gesamtwirkungsgrad durch den größer werdenden Wastegatemassenstrom. Mit steigender Drehzahl stellt sich eine maximale Öffnung der VTG von 80% als wirkungsgradoptimal heraus. Durch diese Begrenzung wird eine zu starke Abnahme des Turbinenwirkungsgrades mit weiter öffnendem Verstellmechanismus umgangen, so dass sich trotz größer werdendem gebypassten Massenstrom ein guter Gesamtwirkungsgrad einstellt. Anhand der Simulation mit 90 und 100% Öffnung wird die Reduzierung des Gesamtwirkungsgrades aufgrund des abnehmenden Turbinenwirkungsgrads mit steigender Motordrehzahl deutlich.

Die Steigerung des Gesamtwirkungsgrades führt zu einer Verringerung des Abgasgegendrucks, der mit einer verringerten Klopfneigung einhergeht. Durch den in das Simulationsmodell integrierten Klopfregler erfolgt eine Anpassung der Verbrennungsschwerpunktlage, woraus die in Bild 4 dargestellte Verbesserung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei Motordrehzahlen ab 2000 min^{-1} für eine maximale VTG-Stellung von 80% resultiert. Die deutliche Zunahme des spezifischen Verbrauchs bei 1500 und 1750 min^{-1} liegt in den bereits genannten Scavenging-Effekten begründet, die zu einer Reduzierung des Kraftstoff-Luftverhältnisses im Brennraum führen. Zusätzlich erfolgt aufgrund der Temperaturbegrenzung und der auftretenden Nachreaktionen durch den durchgespülten Frischluftanteil eine Anfettung zum Bauteilschutz.

Eine Verbesserung des Verbrauchs mit diesem Aufladekonzept kann durch verschiedene Maßnahmen erzielt werden. Die Verwendung von Hochtemperaturwerkstoffen beim Verstellmechanismus der Turbine führt durch eine Reduzierung des Anfettungsbedarfs zu einer Verbrauchsabsenkung, die jedoch auch mit einer Zunahme der Kosten für das Aufladessystem einhergehen. In [1] wurde eine Dauerhaltbarkeit des Verstellmechanismus aus Hochtemperaturwerkstoffen bei Temperaturen von 1000°C nachgewiesen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Integration des Abgaskrümmers in den Zylinderkopf, wie sie z.B. in [11] vorgestellt wird, oder eine Wasserkühlung des Krümmers dar [12]. Durch diese Maßnahmen kann eine Reduzierung der Turbineneintrittstemperatur von bis zu 100 K im Volllastbereich erzielt werden. Die Umströmung des Abgaskrümmers mit Kühlwasser kann jedoch im Besonderen bei niedrigen Motordrehzahlen zu einer ungewollten Reduzierung des Enthalpieangebotes führen und in Kombination mit einem zu groß ausgelegten Turbolader das darstellbare Low-end-Torque verringern [12]. In Bild 5 ist das Potential zur Verbrauchsreduktion verschiedener Maßnahmen gegenübergestellt.

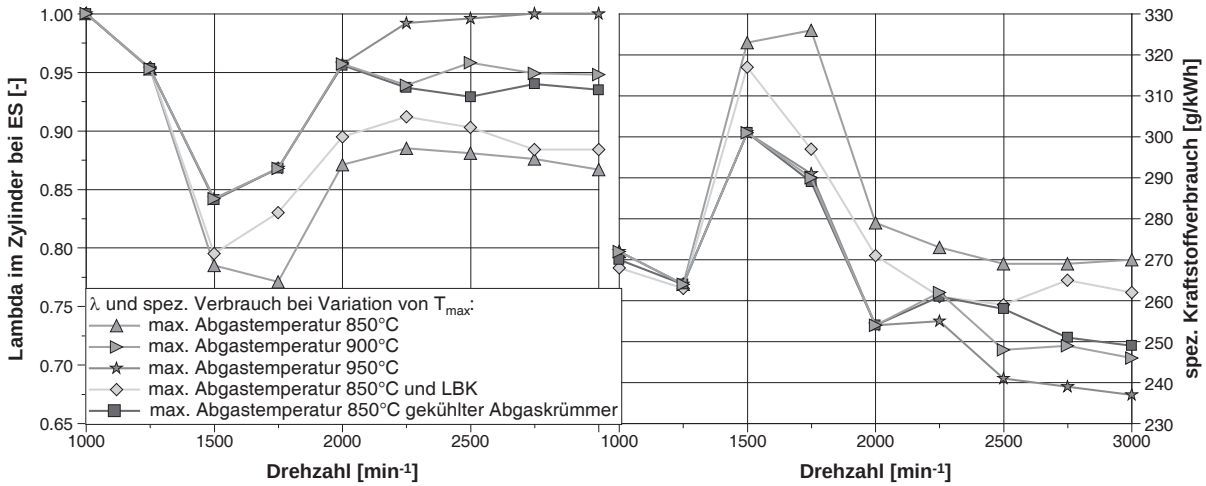


Bild 5: Lambda und spezifischer Kraftstoffverbrauch bei Erhöhung der zulässigen Abgastemperatur

In den Simulationen wurde die maximale Turbineneintrittstemperatur von 850°C auf 950°C schrittweise erhöht. Auf der linken Seite ist das Luft-Kraftstoffverhältnis zum Zeitpunkt des Einlassschlusses im Zylinder dargestellt. Im Bereich von 1250 bis 2500 min^{-1} wird der Einfluss des Scavengings auf das resultierende Zylinderlambda deutlich. Der Fanggrad ist aufgrund der Ventilüberschneidung in diesem Bereich deutlich kleiner als 1, so dass sich auch bei der maximalen Eintrittstemperatur von 950°C ein fettes Brennraumgemisch einstellt. Mit steigender Drehzahl und kleiner werdender Ventilüberschneidung ergeben sich ein stöchiometrischer Betrieb des Motors und eine deutliche Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Durch eine Erhöhung der Temperaturabfuhr im Krümmer durch einen Kühlmantel, der im Simulationsmodell durch eine Anpassung der Wandwärmeverluste realisiert wurde, kann auch bei dieselmotorischen Turbineneintrittstemperaturen eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs erzielt werden.
Durch eine Erhöhung der Ladungsbewegung, wie es am verwendeten Referenzmotor durch schaltbare Tumble-Klappen realisiert wird, lässt sich aufgrund schneller ablaufenden Verbrennung und geringerer Klopfneigung eine Reduzierung der Abgastemperatur erreichen. Hierdurch kann der spezifische Verbrauch über eine Reduzierung des Anfettungsbedarfs und eine verbesserte Verbrennungsschwerpunktlage gesenkt werden.
In Bild 6 sind die Motorbetriebspunkte im Verdichterkennfeld des VTG-Laders und das darstellbare Drehmoment im Vergleich zum Referenzmotor dargestellt. Der Verdichter des Turboladers ist zur Darstellung der Nennleistung dimensioniert, so dass er ein ausreichendes Schluckvermögen aufweist. Die damit einhergehende Lage der Pumpgrenze limitiert das darstellbare Druckverhältnis im niedrigen

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Massenstrombereich, so dass mit dem System keine Steigerung des Drehmomentes im Vergleich zum Serien-Wastegatelader möglich ist.

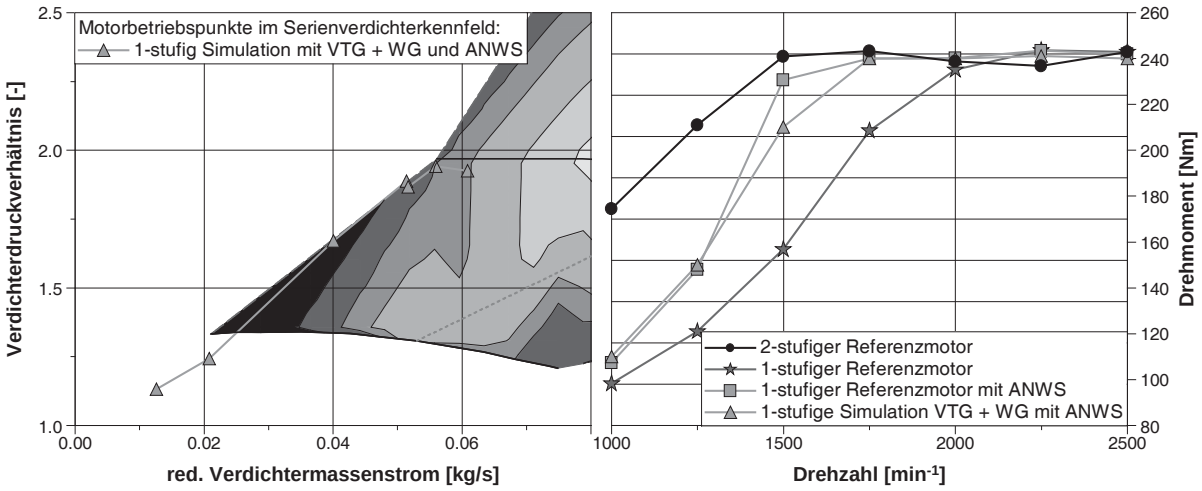


Bild 6: Motorbetriebspunkte im Verdichterkennfeld und darstellbares Low-End-Torque mit dem VTG-Lader

Mit der Vergrößerung der Ventilüberschneidung kann auch bei diesem Aufladesystem durch eine Betriebspunktverschiebung im Verdichterkennfeld das Drehmoment gesteigert werden, jedoch werden durch diesen Aspekt die Verbrauchsverschlechterungen in Bild 5 in Kauf genommen.
Zur weiteren Verbesserung des Betriebsverhaltens soll eine verdichterseitige Variabilität in die Betrachtung mit einbezogen werden.

4.3 Simulation mit verdichterseitiger Variabilität

In [2] wurde ein variabler Vorleitapparat ausgelegt, mit dem der Strömung in den Verdichtereintritt ein Vordrall aufgeprägt werden kann. Durch diesen werden im Besonderen im Bereich der Pumpgrenze die auftretenden Fehlanströmungen des Laufrades, die zu einer Ablösung der Strömung und zum Einsetzen des Verdichterpumpens führen, korrigiert. Mit Hilfe eines Vordralls von 20° konnte eine Verschiebung der Pumpgrenze um bis zu 21% geringeren Massenströmen ermittelt werden.
Ein anderer Ansatz zur Beeinflussung der Verdichterkennfeldcharakteristik wurde in [3] vorgestellt. Hierbei wird der Trimm des Verdichters verändert, in dem der Eintrittsdurchmesser des Verdichters variabel gestaltet ist. Anhand von Messungen konnte hierbei eine Verschiebung der Pumpgrenze um bis zu 33% ermittelt werden.
Auf Basis der genannten Quellen erfolgte eine Skalierung des Verdichterkennfelds des verwendeten Laders, so dass sich die angegebenen Pumpgrenzenlagen ergeben. In Bild 7 sind die Betriebspunkte im Verdichterkennfeld samt verschobener Pumpgrenze sowie das darstellbare Drehmoment dargestellt.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

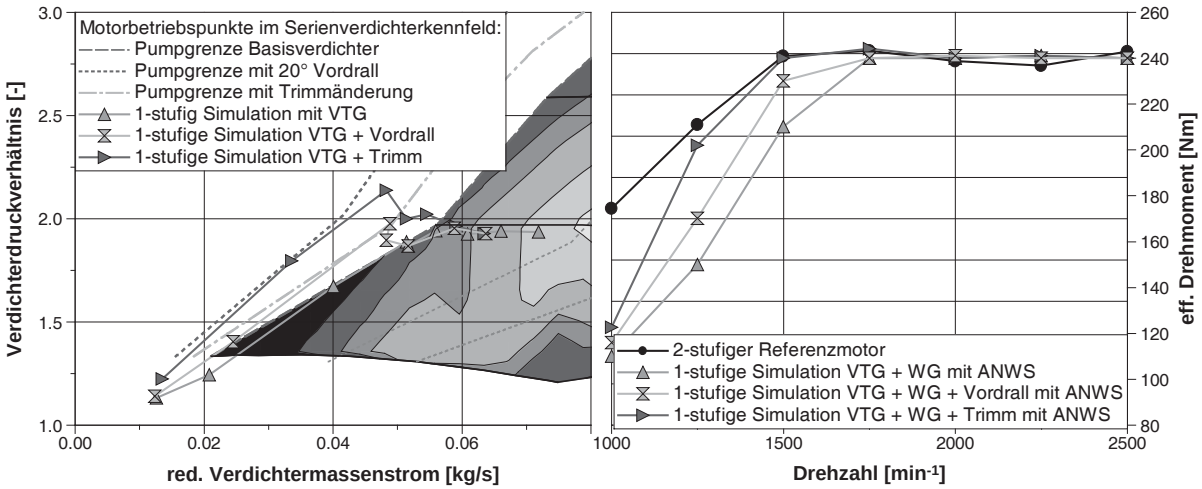


Bild 7: Motorbetriebspunkte im Verdichterkennfeld und darstellbares Low-End-Torque mit zusätzlicher Verdichtervariabilität

Durch die Verschiebung der Pumpgrenze kann das Drehmoment im niedrigen Drehzahlbereich weiter gesteigert werden, so dass mit einer Verschiebung der Pumpgrenze um 30% das Eckdrehmoment des 2-stufigen Referenzmotors erreicht wird. Unterhalb von 1500 min^{-1} verbleibt eine Differenz zum Referenzmotor. Die Limitierung des Momentes resultiert zum einen aus einer erhöhten Klopfgefahr bei der Aufladung mit dem VTG-System, die beim 2-stufigen Motor aufgrund des deutlich positiven Spülgefälles durch den mechanischen Kompressor verringert ist. Zum anderen reicht die skalierte Pumpgrenzenverschiebung in diesem Bereich nicht aus, um genügend Verdichterdruckverhältnis erzeugen zu können.
Eine weitere Trimmveränderung bzw. die Generierung eines größeren Vordralls könnte die Drehmomentdifferenz zum Referenzmotor schließen. Anhand von experimentellen Versuchen soll im weiteren Verlauf der Arbeiten die Bewertung des variablen Aufladesystems für die Eignung zur Hochaufladung erfolgen.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde anhand von Simulationen das Potential eines Turboladers mit variabler Turbinengeometrie und einem zusätzlichen Wastegate für die Hochaufladung eines kleinvolumigen Ottomotors aufgezeigt. Durch die Kombination der beiden Technologien kann die Turbinenleistung in jedem Betriebsbereich des Motors optimal eingestellt werden. So lässt sich einerseits im niedrigen Drehzahlbereich durch das Verkleinern des effektiven Strömungsquerschnitts der Turbine über die Leitschaufeln genügend Antriebsleistung aus dem geringen Enthalpieangebot für den Verdichter bereitstellen und andererseits kann der Abgasgegendruck durch eine angepasste VTG- und Wastegatestellung mit steigender Motordrehzahl reduziert werden. Das volle Potential des Aufladesystems kann jedoch nur bei einem breiten Verdichterkennfeld genutzt werden, das sowohl einen hohen maximalen Durchsatz als auch eine steile Pumpgrenze bei niedrigen Massenströmen aufweist. Hierbei kann durch einen Eingriff in die Strömung am Verdichtereintritt das Kennfeld des Verdichters zu niedrigen Massenströmen verschoben werden, so dass der Verdichter für die Nennleistung dimensioniert werden kann, ohne Einbußen beim Low-end-Torque in

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Kauf nehmen zu müssen. Das variable Aufladesystem, bestehend aus einem variablen Verdichter und einer VTG-Turbine mit Wastegate, bietet großes Potential die Anforderungen zur Hochaufladung künftiger Motorenkonzepte in einer Druckstufe zu erfüllen.
Neben den vorgestellten stationären Betrachtungen erfolgt im weiteren Verlauf des Projektes eine rechnerische Optimierung des dynamischen Verhaltens unter Berücksichtigung der vorgestellten Variabilität. Parallel werden die Rechnungen mit Versuchen abgeglichen. Hierbei soll neben der Untersuchung der variablen Turbinengeometrie auch die experimentelle Bewertung der vorgestellten Verdichtervariabilität erfolgen.

Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen des am Institut für Verbrennungskraftmaschinen bearbeiteten NTH Projektes „Grundlegende Technologien zur Hochaufladung“. Die Autoren möchten der Niedersächsischen Technischen Hochschule und dem Niedersächsischen Ministerium für Wissenschaft und Kultur für die Förderung des Projektes danken.

Literatur

[1] Gabriel, H.; Lingenauber, R.; Ramb, T.: Der Turbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) für den neuen Porsche 911 Turbo – Ein Meilenstein in der Ottomotorenaufladung, 11. Aufladetechnische Konferenz 2006 Dresden

[2] Herbst, F., Stöber-Schmidt, C., Eilts, P., Sextro, T., Kammeyer, J., Natkaniec, C., Seume, J., Porzig, D., Schwarze, H.: The Potential of Variable Compressor Geometry for Highly Boosted Gasoline Engines, SAE Technical Paper 2011-01-0376, 2011

[3] Grigoriadis, P., Benz, A., Sens, M.; Variable Trim Compressor – Ein Ansatz für eine variable Verdichtergeometrie, ATK 2011

[4] Middendorf; Der weltweit erste doppeltaufgeladene Otto-Direkt-Einspritzmotor von Volkwagen; 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2005

[5] Szengel, R., Middendorf, H., Voeltz, S., Laumann, A., Tilchner, L., Theobald, J., Etzrodt, T., Krebs, R.; Der TSI-Motor mit 90kW – Erweiterung der verbrauchsgünstigen Ottomotoren-Baureihe von Volkswagen, MTZ 07-08 2007 Jahrgang 68

[6] Blizard, Norman C.; Keck, James C.: Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines, SAE Technical Paper 740191, 1974

[7] Hires, S. D.; Tabaczynski, R. J.; Novak, J. M.: The prediction of ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine, SAE Technical Paper 780232, 1978

[8] Tabaczynski, R. J.; Ferguson, C. R.: A turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion, SAE Technical Paper 770647, 1977

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

[9] Spicher, Ulrich; Worret, Ralph: Klopfkriterium. [Vorhaben Nr. 700], Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze , Abschlussbericht Frankfurt am Main: FVV (Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V, H. 741), 2002

[10] Budack, R.; Kuhn, M.; Trost, W.; Poida, R.: Vorteile auslasseitiger Ventiltriebsvariabilität beim Turbomotor, Haus der Technik Konferenz Variable Ventilsteuerung, Essen 2009

[11] Hadler, J.; Neußler, H.-J.; Szengel, R.; Middendorf, H.; Theobald, J.; Möller, N.: Der neue TSI, 33. Internationales Wiener Motorensymposium, 2012

[12] Wieske, P.; Lüddecke, B.; Ewert, S.; Elsäßer, A.; Hoffmann, H.: Optimierung von Dynamik und Verbrauch beim Ottomotor durch Technikkombination, MTZ 11/2009 Jahrgang 70

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Das Reibverhalten der Kolbengruppe eines Pkw-Dieselmotors

Thomas Deuß, Holger Ehnis, Rudolf Freier, Reiner Künzel

Kurzfassung

In der Arbeit „Reibverhalten der Kolbengruppe eines Pkw-Dieselmotors“ wird der Einfluss verschiedener konstruktiver Parameter der Kolbengruppe (Kolben, Kolbenringe, Kolbenbolzen) auf den Reibmitteldruck eines Pkw-Dieselmotors aufgezeigt. Den Schwerpunkt der experimentellen Untersuchungen bildet die Kolbenschaftreibung, auf die Kolbenringreibung und die Kolbenbolzenreibung wird jeweils anhand eines konstruktiven Parameters beispielhaft eingegangen.
Zur Bestimmung des Reibmitteldrucks wird die sogenannte Indiziermethode eingesetzt. Dadurch ist es möglich den Reibmitteldruck bei realen, d.h. befeuerten Betriebsbedingungen im gesamten Betriebskennfeld des Motors zu ermitteln. Man erhält auf diese Weise für jede untersuchte Variante ein Reibmitteldruck-Kennfeld. Durch Differenzenbildung zwischen den einzelnen Varianten bzw. zu einer Basis entstehen sogenannte Reibmitteldruck-Differenzkennfelder. Anhand dieser Reibmitteldruck-Differenzkennfelder werden Aussagen zum Reibverhalten der verschiedenen untersuchten konstruktiven Parameter getroffen.
Mit dem sogenannten fremdgeladen geschleppten Motorbetrieb ist eine Trennung von mechanischen und thermischen Einflüssen auf die Motorreibung möglich. Die bei dieser Motorbetriebsart durchgeführten Messungen liefern bei der Interpretation der befeuerten Reibmitteldruck-Differenzkennfelder nützliche Hinweise.
Abschließend wird anhand von Rankings die Wertigkeit der einzelnen Parameter dargestellt, so dass eine Aussage über das Potenzial der verschiedenen Parameter hinsichtlich einer Reibungsreduzierung getroffen werden kann. Mit Hilfe einer Fahrzyklussimulation wird aus den am Motorprüfstand gemessenen Reibmitteldruck-Kennfeldern der einzelnen untersuchten konstruktiven Parameter das jeweilige Potenzial zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO_2-Emission in einem Fahrzyklus ermittelt.

1. Motivation

In den letzten Jahren ist eine große Diversifizierung in der Antriebstechnologie der Kraftfahrzeuge zu erkennen. Hybridfahrzeuge gewinnen an Bedeutung, die Entwicklungen auf dem Gebiet der Brennstoffzelle und des Wasserstoffantriebs schreiten fort und bis 2020 sollen eine Million Elektrofahrzeuge in Deutschland in Betrieb sein [1]. Dennoch ist nach Meinung vieler Experten [2, 3, 4, 5] der Verbrennungsmotor auch in Zukunft der vorherrschende Antrieb für Kraftfahrzeuge.
Die Effizienzsteigerung am Verbrennungsmotor ist damit weiterhin eine der Hauptaufgaben in der Motorenentwicklung. Um die gesetzlich vorgeschriebenen CO_2-

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Grenzwerte zu erreichen, müssen alle verlustbringenden Bereiche sehr genau analysiert und optimiert werden. Neben Downsizing mit Aufladung, der Entwicklung neuer Brennverfahren und der Entdrosselung des Ansaugsystems, ist die Reduzierung der mechanischen Verluste ein weiterer wichtiger Ansatz zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs.
Eine Vielzahl von Reibleistungsuntersuchungen bei Schleppbetrieb zeigt, dass die mechanischen Verluste der Kolbengruppe einen erheblichen Anteil an der Gesamtreibleistung eines Motors ausmachen. Bei befeuertem Motorbetrieb ist jedoch davon auszugehen, dass sich gegenüber dem Schleppbetrieb eine veränderte Verlustteilung einstellt. Der Reibleistungsanteil der Kolbengruppe nimmt mit zunehmender Motorlast deutlich zu.
Zielsetzung der Arbeit ist es, den Einfluss verschiedener konstruktiver Parameter der Kolbengruppe (Kolben, Kolbenringe, Kolbenbolzen) auf den Reibmitteldruck eines Verbrennungsmotors aufzuzeigen. Die verschiedenen Einflüsse sollen für das gesamte Betriebskennfeld eines Motors ermittelt werden, wobei von realen, d.h. befeuerten Betriebsbedingungen ausgegangen werden soll.

2. Messprinzip und Versuchsaufbau

Bei der Reibmitteldruckbestimmung mittels Indiziermethode wird mit Hilfe von speziell ausgewählten Brennraumdrucksensoren der indizierte Mitteldruck p_{mi} bestimmt. Die hochgenaue Messung des abgegebenen Drehmoments am Schwungrad führt zum effektiven Mitteldruck p_{me}. Der Reibmitteldruck p_{mr} ergibt sich nun aus der Differenz dieser beiden Werte.
Bei der Indiziermethode sind sehr hohe Reproduziergenauigkeiten von Betriebszuständen und damit von Reibzuständen erforderlich. In **Bild 1** ist der verwendete Versuchsaufbau schematisch dargestellt.

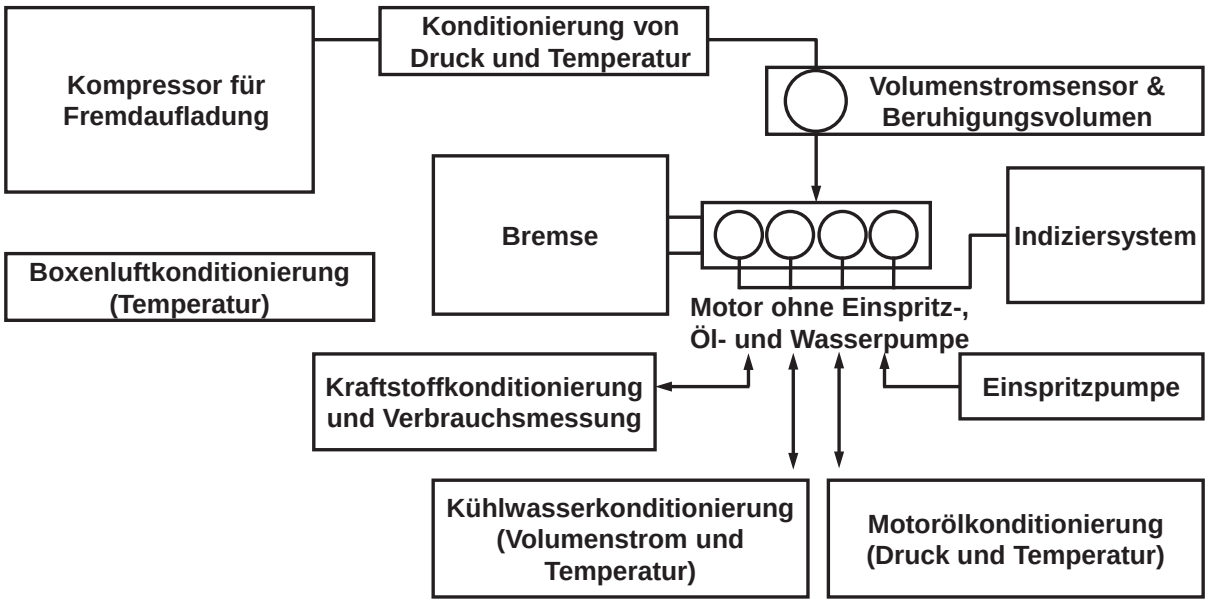


Bild 1: Schematischer Aufbau des Reibleistungsprüfstands

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Für eine möglichst genaue Einhaltung und Reproduzierbarkeit der Randbedingungen werden die Öl- und die Kühlmittelpumpe durch externe Konditionieranlagen ersetzt. Auch für die Druckerzeugung im Kraftstoffrail kommt eine extern angetriebene Pumpe zum Einsatz. Die Messung des Kraftstoffverbrauchs erfolgt mit einem entsprechenden Mess- und Konditioniersystem. Neben den genannten Motorbetriebsmedien muss auch die Raumlufttemperatur präzise und reproduzierbar geregelt werden.
Um auch bei geschlepptem Betrieb den Motor mit einem definierten Zylinderspitzendruck (Last) betreiben zu können, ist im Prüfstand ein Fremdladesystem installiert. Durch Variation des Ladedrucks kann auch bei Schleppbetrieb stufenlos ein gewünschter Verdichtungsenddruck von bis zu 200 bar eingestellt werden. Mit diesem sogenannten „fremdgeladen geschleppten“ Betrieb kann der Einfluss der mechanischen Belastung der Kolbengruppe auf die Reibung isoliert von der thermischen Belastung dargestellt werden.

3. Mess- und Auswerteverfahren

Die Ermittlung des Einflusses konstruktiver Parameter der Kolbengruppe auf den Reibmitteldruck erfolgt sowohl im befeuerten als auch im fremdgeladen geschleppten Betrieb. Die Reibmitteldruckmessungen in Abhängigkeit von Last, Drehzahl und Motortemperatur werden im gesamten Betriebskennfeld anhand eines DoE-Programms durchgeführt. Die Auswirkung einzelner geometrischer Parameteränderungen kann mit Hilfe von sogenannten Reibmitteldruck-Differenzkennfeldern als Differenz einzelner Reibmitteldruck-Kennfelder dargestellt werden. In **Bild 2** sind links die zwei Reibmitteldruck-Kennfelder der untersuchten Varianten A und B dargestellt. Da durch einen direkten visuellen Vergleich eine detaillierte Interpretation aufgrund der geringen Unterschiede nur schwer möglich ist, ist zusätzlich die Differenz der beiden Kennfelder abgebildet. So können auch geringe Reibmitteldruckunterschiede gut analysiert werden. Die Interpretation derartiger Reibmitteldruck-Differenzkennfelder erlaubt grundsätzliche Aussagen über den Einfluss der durchgeführten Parameteränderungen auf die Charakteristik der Reibmitteldruckänderung im Kennfeld.

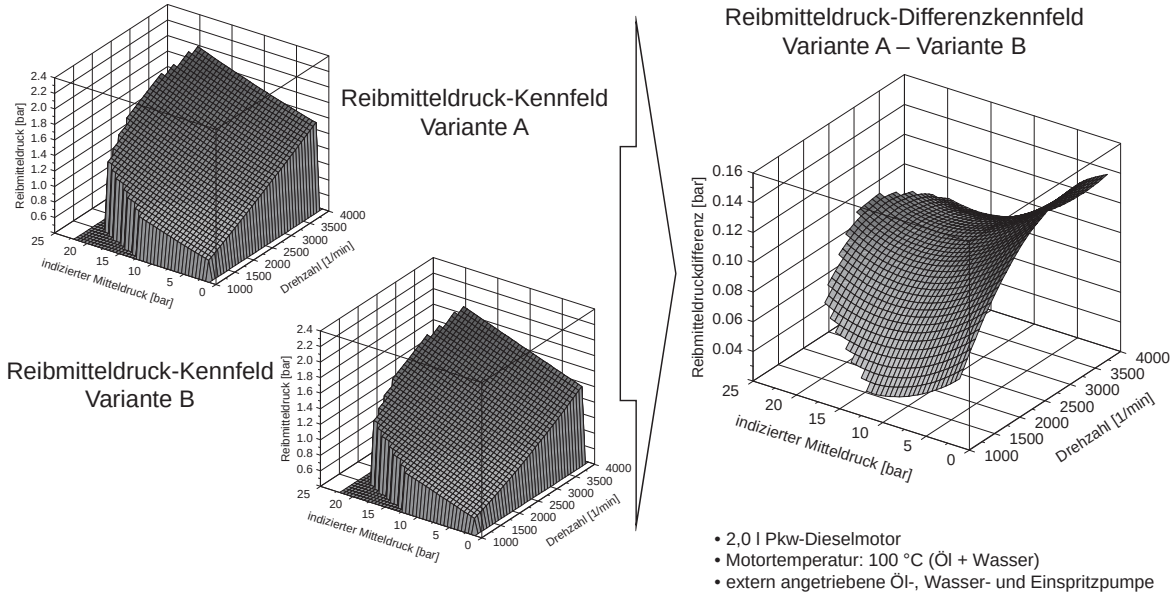


Bild 2: Auswertemethode Differenzkennfeldbildung

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

4. Ergebnisse zum Reibverhalten

Alle im Beitrag vorgestellten Ergebnisse wurden an einem 2,0l Vierzylinder-Dieselmotor mit Common-Rail-Einspritzung ermittelt. Der Motor wurde dabei mit entsprechenden Konditioniereinheiten betrieben und zusätzlich auf Trockensumpfschmierung umgebaut. Somit werden Verlustleistungen, die nicht in die Untersuchungen eingehen, weitgehend eliminiert.
In **Tabelle 1** sind die untersuchten konstruktiven Parameter aufgelistet. Im Folgenden wird auf die Parameter „Einbauspiel“ und „Tangentialkraft Ölring“ näher eingegangen.

Tabelle 1: Untersuchte konstruktive Parameter der Kolbengruppe

Komponente der Kolbengruppe	Parameter
Kolben	- Einbauspiel - Kolbenbolzendesachsierung - Schaftrauheit - Kolbenform - Schaftbeschichtung - Schaftsteifigkeit - Schaftfläche - Kolbenmasse
Kolbenringe	- Tangentialkraft Ölring
Kolbenbolzen	- Kolbenbolzenbeschichtung
Sonstiges	- Ölviskosität

4.1 Kolbenreibung – Einfluss des Einbauspiels

Unter dem Einbauspiel des Kolbens versteht man die Differenz aus Zylinderdurchmesser und Kolbennenndurchmesser im Neuzustand. Der Durchmesser des Kolbens variiert über der Kolbenhöhe, der größte Durchmesser wird als Nenndurchmesser (DN) bezeichnet (**Bild 3**). Bei den Angaben im Folgenden handelt es sich immer um die vergleichbaren Messwerte, jedoch der eingelaufenen Bauteile.
Am Kolbenschaft kann bei normalem Motorbetrieb weitestgehend von hydrodynamischen Schmierverhältnissen ausgegangen werden, lediglich im Bereich der Umkehrpunkte kann Mischreibung auftreten, die jedoch aufgrund der geringen Gleitgeschwindigkeiten in diesen Bereichen von untergeordneter Bedeutung ist. Die Kolbenschaftreibung lässt sich somit durch das Newton’sche Reibungsgesetz näherungsweise beschreiben. Das Einbauspiel des Kolbens hat demzufolge einen entscheidenden Einfluss auf die Kolbenschaftreibung, denn je nach Einbauspiel stellt sich bei warmem Motor das entsprechende Betriebsspiel ein. Über das Betriebsspiel wird die Schmierfilmhöhe und damit das Schergefälle bestimmt. Eine Vergrößerung des Einbauspiels bzw. des Betriebsspiels, d.h. eine Verkleinerung des Schergefälles bedeutet folglich eine geringere Reibung.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

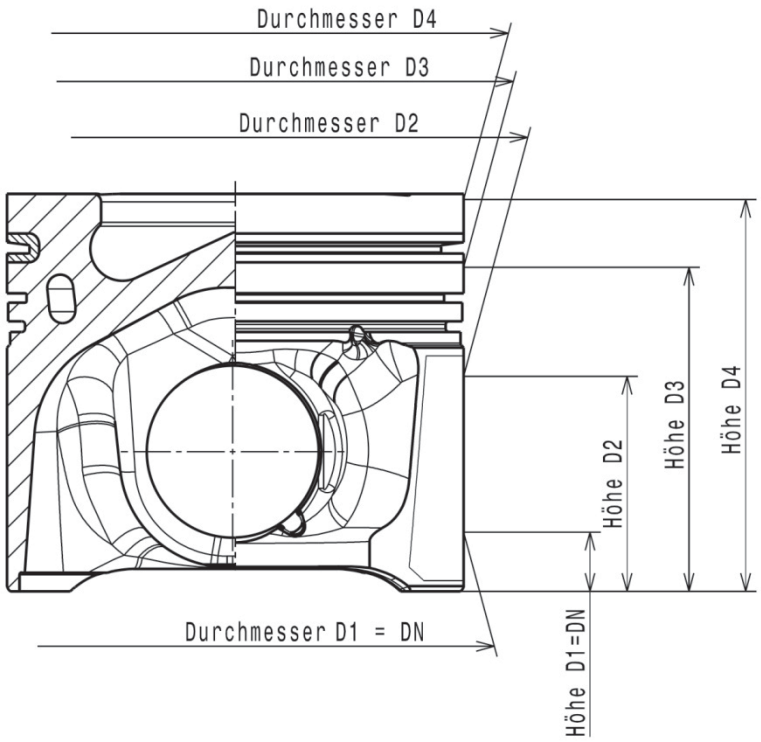


Bild 3: Definition der unterschiedlichen Kolbendurchmesser über der Kolbenhöhe

In **Bild 4** ist der Reibmitteldruck für drei unterschiedliche Lasten über dem Einbauspiel aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass sich bei ca. 120 µm Einbauspiel ein Reibungsminimum ergibt. Es ist zu beachten, dass der Reibmitteldruck mit größer werdenden Einbauspielen aufgrund von ausgeprägteren Kolbensekundärbewegungen und damit verbundenen größeren Kippwinkeln wieder ansteigt. Auch mit kleiner werdenden Einbauspielen steigt der Reibmitteldruck wieder an, denn mit kleiner werdenden Schmierfilmhöhen vergrößert sich das Schergefälle. Damit geht wiederum eine Erhöhung der Reibung einher. Kommt es gar zur Überdeckung von Kolben und Zylinder ist zu vermuten, dass diese Reibmitteldruckzunahme zum Teil auch auf geringere hydrodynamische Anteile und höhere Mischreibungsanteile am Kolbenschaft zurückzuführen ist.
Das Reibungsminimum bei 120 µm Einbauspiel kann jedoch nicht als allgemeingültig angenommen werden. Die hier als Basis verwendete „aufgerichtete“ Kolbenform führt dazu, dass es im oberen Schaftbereich (Höhe D2) vermutlich schon in der Teillast zur Überdeckung kommt und damit zu einem Reibungsanstieg. Eine Reduzierung des Durchmessers an D2 durch einen Einzug am oberen Schaftende würde vermutlich zu einer Verschiebung des Reibungsminimums hin zu kleineren Einbauspielen führen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

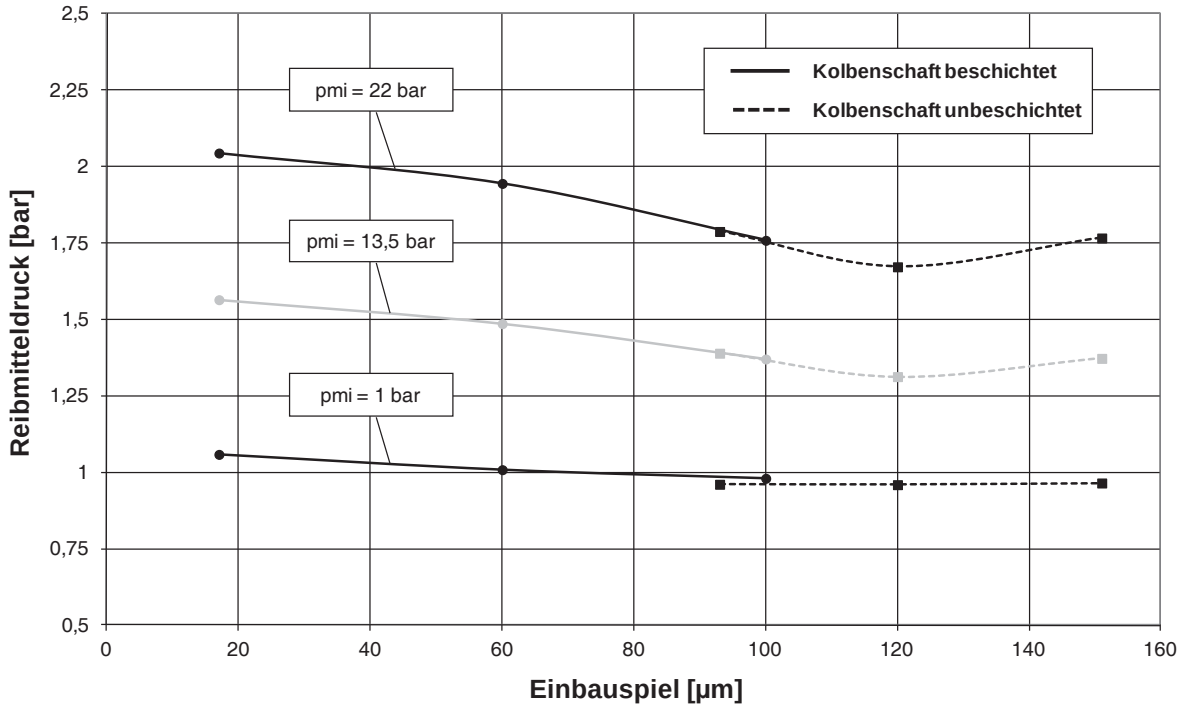


Bild 4: Reibmitteldruck in Abhängigkeit des Einbauspiels bei verschiedenen Lasten; n = 2429 min^{-1}; Motortemperatur = 75 °C

Der Vergleich zweier Varianten mit extrem unterschiedlichen Einbauspielen (17 µm und 101 µm im eingelaufenen Zustand nach Versuch) führt zu den Reibmitteldruck-Differenzkennfeldern in **Bild 5**. Es wurde lediglich das Einbauspiel variiert, alle anderen Parameter wurden beibehalten. Allerdings ist bei der Interpretation der Ergebnisse zu berücksichtigen, dass sich aufgrund von Wechselwirkungen sekundäre Änderungen in den konstruktiven Parametern ergeben können. Die gelaufene Kolbenform und vor allem die Schaftrauheit der gelaufenen Bauteile unterscheiden sich trotz des gleichen Ausgangszustandes deutlich voneinander. Bei gleicher Schaftrauheit vor Versuch ist bei der Variante mit kleinem Einbauspiel nach Versuch ein glatterer Kolbenschaft als bei der Variante mit großem Einbauspiel festzustellen.
Die Variante mit großem Einbauspiel zeigt erwartungsgemäß bei beiden Motorbetriebsarten einen niedrigeren Reibmitteldruck. Dies drückt sich in positiven Reibmitteldruckdifferenzen aus. Bei gleicher Schaftrauheit der gelaufenen Bauteile würde der Reibungsvorteil der Variante mit großem Einbauspiel vermutlich noch größer ausfallen.
Im Reibmitteldruck-Differenzkennfeld für den fremdgeladenen geschleppten Betrieb ist eine deutliche Drehzahlabhängigkeit zu erkennen, jedoch nur eine äußerst geringe Lastabhängigkeit. Im Vergleich dazu ist im befeuerten Betrieb zusätzlich eine sehr deutliche Lastabhängigkeit vorhanden. Mit steigender Last, d.h. steigendem indizierten Mitteldruck, ergeben sich zunehmend größere Vorteile der Variante mit großem Einbauspiel.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

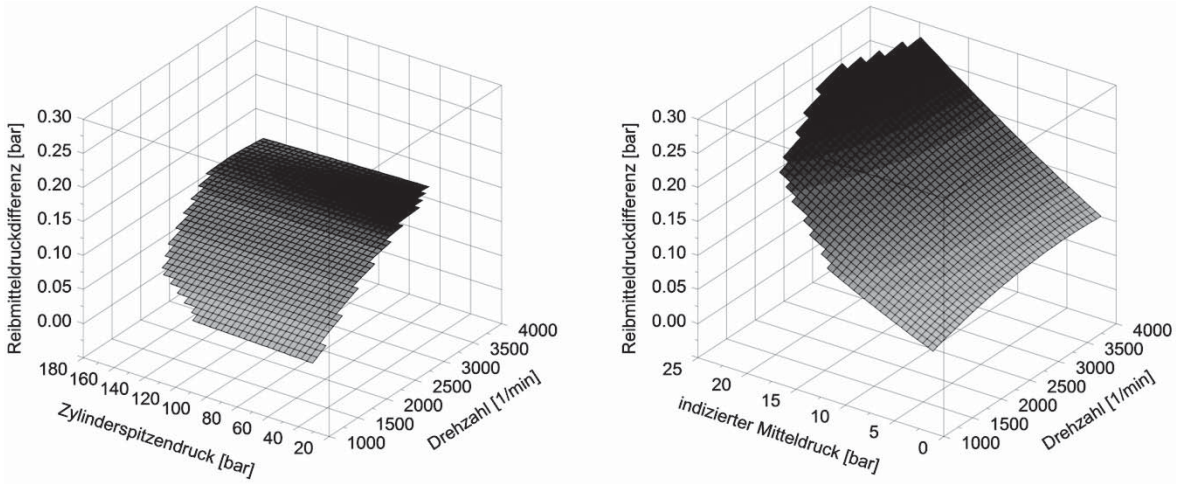


Bild 5: Reibmitteldruck-Differenzkennfelder, unterschiedliches Kolbeneinbauspiel (17 µm im Vergleich zu 101 µm), fremdgeladen geschleppt (links) und befeuert (rechts), Motortemperatur 100 °C

Diese unterschiedliche Charakteristik, speziell das Verhalten über der Last, ist auf die unterschiedlichen Bauteiltemperaturen bei fremdgeladen geschlepptem und bei befeuertem Motorbetrieb zurückzuführen. Insbesondere die Kolbentemperaturen unterscheiden sich erheblich. **Bild 6** zeigt das Ergebnis aus Kolbentemperaturmessungen, bei denen die Drehzahl und die Last (Zylinderspitzendruck) stufenweise erhöht wurden. Bei fremdgeladen geschlepptem Motorbetrieb beträgt die Differenz der Kolbentemperatur zwischen Nulllast und Volllast lediglich ca. 20 °C, wohingegen bei befeuertem Motorbetrieb ein wesentlich stärkerer Anstieg der Kolbentemperatur mit steigender Last zu verzeichnen ist, die Differenz liegt hier bei ca. 100 °C.
Die Wärmedehnung des Kolbens dürfte somit bei fremdgeladen geschlepptem Betrieb vergleichsweise gering ausfallen. Deshalb weisen die Kolben bei gleichem Zylinderspitzendruck in beiden Motorbetriebsarten unterschiedliche Betriebsspiele auf. So ist beim Kolben mit kleinem Einbauspiel, im Gegensatz zum Kolben mit großem Einbauspiel, mit steigender Last bei befeuertem Betrieb das Betriebsspiel früher aufgebraucht. Aufgrund der auftretenden Überdeckung führt dies zu dem sehr starken Ansteigen der Reibmitteldruckdifferenz bei befeuertem Betrieb (**Bild 5 rechts**). Bei fremdgeladen geschlepptem Betrieb tritt dieser Anstieg aufgrund der niedrigeren Bauteiltemperaturerhöhungen nicht auf (**Bild 5 links**).
Mit dem fremdgeladen geschleppten Motorbetrieb ist es somit möglich, den Einfluss der Gaskraft auf die Reibung isoliert von der Bauteiltemperatur darzustellen. Bei befeuertem Betrieb hingegen wird diesem gaskraftbedingten Einfluss noch zusätzlich ein thermischer Einfluss auf die Reibleistung überlagert.
Ein fremdgeladen geschlepptes Reibmitteldruck-Differenzkennfeld ist aus obengenannten Gründen nur bedingt zu einer Motoroptimierung des realen Fahrbetriebs geeignet. Es trägt aber wesentlich zum Verständnis von Reibmechanismen bei, vor allem zum Erkennen von thermischen Einflüssen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

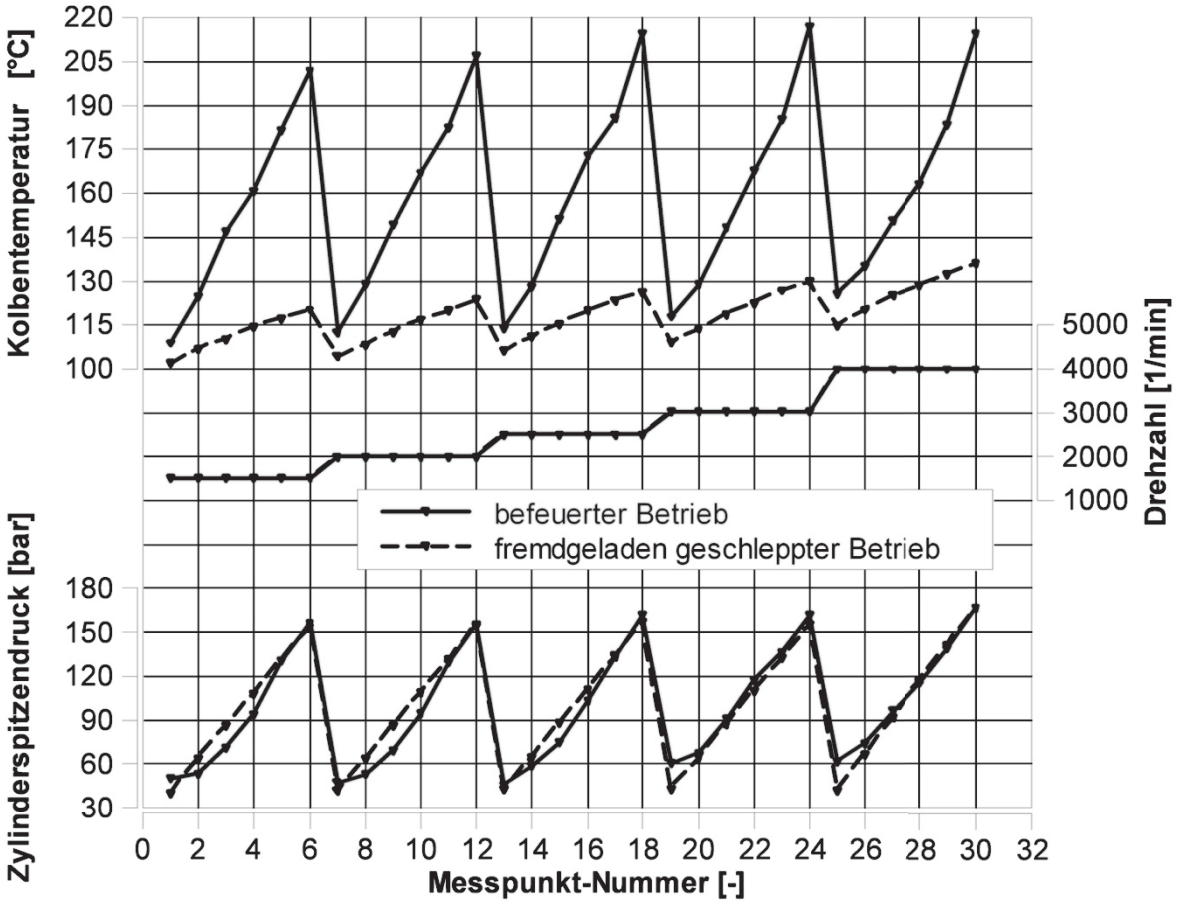


Bild 6: Gemessene Kolbentemperaturen (Kolbennabe) bei fremdgeladen geschlepptem und befeuertem Motorbetrieb mit jeweils gleichen Zylinderspitzendrücken

4.2 Kolbenringreibung – Einfluss der Tangentialkraft

Neben dem Kolbenschaft tragen die Kolbenringe zu einem erheblichen Anteil zu den mechanischen Verlusten der Kolbengruppe bei. Die Kolbenringreibung war bereits Gegenstand zahlreicher Untersuchungen, wobei die variierten Parameter und die jeweils verwendeten Versuchsträger und Messmethoden sehr unterschiedlich waren [6-10]. Die Kolbenringhöhe, die Geometrie der Kolbenringlauffläche und die Tangentialkraft können als Parameter mit starkem Einfluss auf den Reibmitteldruck genannt werden.

Unter der Tangentialkraft versteht man die radiale Kraft aufgrund der Vorspannung der Kolbenringe ohne zusätzliche Gaskraftbeaufschlagung. Sie ist zur Erfüllung der verschiedenen Aufgaben der jeweiligen Kolbenringe notwendig. Die Aufgabe der Kompressionsringe (erster und zweiter Ring) besteht in der Abdichtung des Brennraums gegenüber dem Kurbelgehäuse und der Wärmeabfuhr über den Zylinder an die Kühlflüssigkeit. Über den Ölabstreifring soll das Motoröl definierter von der Zylinderlauffläche abgestreift werden [11]. Die Tangentialkraft der Kolbenringe beeinflusst folglich den Ölverbrauch und die Durchblasemenge (Blow-by).

Das Formfüllungsvermögen ist ein Maß für die Fähigkeit eines Kolbenrings, sich an die Unrundheit der Zylinderlauffläche anzupassen, es wird durch den Formfüllungskoeffizienten k (siehe Gleichung (1)) beschrieben [12]:

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

$$k = \frac{F_t \cdot \left(d_1 - 2 \cdot t_y\right)^2}{4 \cdot E \cdot I} \qquad (1)$$

Mit k = Koeffizient der Formfüllung
F_t = Tangentialkraft des Kolbenrings
d_1 = Nenndurchmesser der Zylinderlaufbuchse
t_y = radialer Abstand der neutralen Faser zur Ringlauffläche
E = Elastizitätsmodul des Kolbenringwerkstoffs
I = axiales Trägheitsmoment des Kolbenringquerschnitts

Je höher der Formfüllungskoeffizient k ist, desto besser ist das Formfüllungsvermögen. Eine Reduzierung der Tangentialkraft führt nach der obigen Gleichung zu einer Verschlechterung des Formfüllungsvermögens. Der Idealfall ist folglich ein unter allen Motorbetriebsbedingungen runder Zylinder, denn nur so könnten die Tangentialkräfte zur Reduzierung der Reibverluste auf ein Minimum herabgesetzt werden ohne zu einem unzulässig hohen Ölverbrauch und Blow-by zu führen. Das heißt, dass ein möglichst runder Zylinder ohne Verzüge anzustreben ist. In der Realität kann dies allerdings nur näherungsweise erreicht werden, z.B. durch spezielle Bearbeitungsverfahren der Zylinderlaufbuchse [10, 13, 14, 15].
Durch eine Halbierung der Tangentialkraft soll deren Einfluss auf den Reibmitteldruck gezeigt werden. Für den hier verwendeten Motor wurde in Vorversuchen abgesichert, dass es durch diese Reduzierung zu keiner nennenswerten Beeinflussung des Ölverbrauchs und des Blow-bys kommt. Die Spezifikationen der untersuchten Varianten sind **Tabelle 2** zu entnehmen. Es wurden die üblichen Auslegungsgrenzen für die Tangentialkraft am Ölabstreifring berücksichtigt. Diese liegen im Bereich zwischen $Ft_{min} = 0{,}2 * D_R$ und $Ft_{max} = 0{,}5 * D_R$.

Tabelle 2: Untersuchte Tangentialkraftvarianten

Dachfasenring mit Schlauchfeder (DFS -Ring)	Variante A	Variante B
Abmessung [mm]	84 x 2	84 x 2
Stoßspiel [mm]	0,31	0,33
axiale Höhe [mm]	0,018	0,020
radiale Wanddicke [mm]	1,968	1,980
Tangentialkraft [N]	36	18
Laufsteghöhe [mm]	0,19	0,18

Die Variante mit reduzierter Tangentialkraft weist sowohl im Reibmitteldruck-Differenzkennfeld für den fremdgeladen geschleppten als auch für den befeuerten Motorbetrieb Reibmitteldruckvorteile im gesamten Motorbetriebskennfeld auf (**Bild 7**). Für beide Motorbetriebsarten ist eine deutliche Drehzahlabhängigkeit zu erkennen. Im fremdgeladen geschleppten Betrieb zeigt der Parameter Tangentialkraft des Ölabstreifrings wie erwartet keine Lastabhängigkeit, wohingegen im befeuerten Betrieb eine geringe Lastabhängigkeit zu bemerken ist.
Der steigende Reibungsvorteil mit steigender Last im befeuerten Betrieb ist vermutlich auf die höhere Zylinderwandtemperatur und die damit verbundene Viskositätsabsenkung des Motoröls zurückzuführen. Eine Verringerung der Viskosität führt ent-

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

sprechend des Newton'schen Reibungsgesetzes zu einer Reduzierung der Reibkraft. Auch bei der Variante mit größerer Tangentialkraft bedeutet eine Viskositätsabsenkung eine Reduzierung der Reibkraft. Allerdings reduziert sich durch die größere Tangentialkraft bei einer geringeren Viskosität auch die Schmierfilmhöhe. Dadurch erhöht sich das Schergefälle und der Vorteil durch die niedrigere Viskosität wird zumindest teilweise kompensiert. Bei einer reduzierten Tangentialkraft scheint dieser Effekt weniger stark ausgeprägt zu sein, daher sind bei hoher Last, das heißt bei einem hohen Wärmeeintrag Reibungsvorteile aufgrund einer Viskositätsabsenkung zu erkennen.
Die Reibmitteldruckvorteile der Variante mit reduzierter Tangentialkraft nehmen mit der Drehzahl zu, da sich durch die geringere Anpresskraft des Ölabstreifrings ein hydrodynamischer Schmierfilm besser aufbauen kann. Es wird weniger Öl von der Zylinderwand abgestreift, so dass ausreichend Öl für einen raschen hydrodynamischen Schmierfilmaufbau vorhanden ist. In den Umkehrpunkten ist der Mischreibungsanteil aufgrund der geringeren Tangentialkraft geringer. Außerdem ist der Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms bei der sich anschließenden Auf- bzw. Abwärtsbewegung schneller möglich.

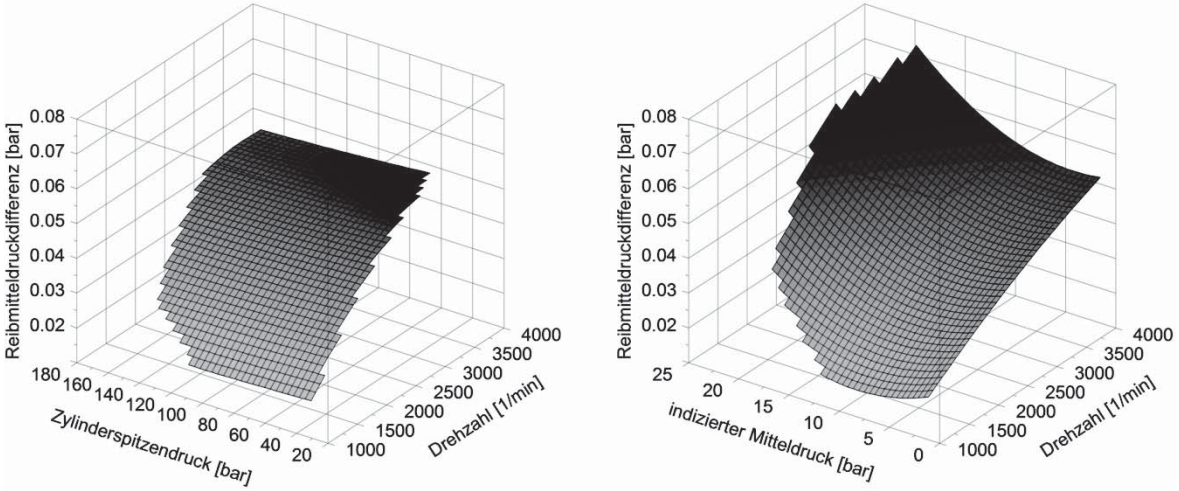


Bild 7: Reibmitteldruck-Differenzkennfelder, Tangentialkraftverringerung des Ölabstreifrings um 18 N (Halbierung), fremdgeladen geschleppt (links) und befeuert (rechts), Motortemperatur 100 °C

Bei dieser Parametervariation ist besonders auffällig, dass sich die Reibmitteldruck-Differenzkennfelder des fremdgeladen geschleppten und des befeuerten Motorbetriebs sowohl betragsmäßig als auch charakteristisch nicht signifikant unterscheiden. Demzufolge ist der Parameter Tangentialkraft am Ölabstreifring nahezu unabhängig von thermischen Einflüssen wie z. B. Spieländerungen infolge von Wärmedehnungen. Auch die mechanische Belastung durch den Zylinderdruck spielt nahezu keine Rolle, da der erste und der zweite Kolbenring ihre Aufgabe – die Abdichtung zum Brennraum hin – zuverlässig erfüllen.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

5. Vergleichende Bewertung der Ergebnisse

Mit Hilfe der Reibmitteldruck-Differenzkennfelder können Aussagen zum Reibverhalten einzelner konstruktiver Parameter im Motorbetriebskennfeld getroffen werden. Bisher wurden nur Reibmitteldruck-Differenzkennfelder für eine Motortemperatur von 100 °C gezeigt, allerdings erlauben die Messungen diese Differenzkennfelder für eine beliebige Temperatur zwischen 50 °C und 100 °C darzustellen. Neben der Last- und Drehzahlabhängigkeit der untersuchten Parameter kann damit auch der Einfluss der Motortemperatur auf den Reibmitteldruck anhand der entsprechenden Kennfelder ermittelt werden.
Bild 8 zeigt die Zusammenführung aller Ergebnisse der durchgeführten Parameterstudie in einem sogenannten Ranking. Dazu werden, unabhängig von Last, Drehzahl und Motortemperatur, die Maximalwerte der Reibmitteldruckdifferenz aus den jeweiligen Kennfeldern aufgetragen.

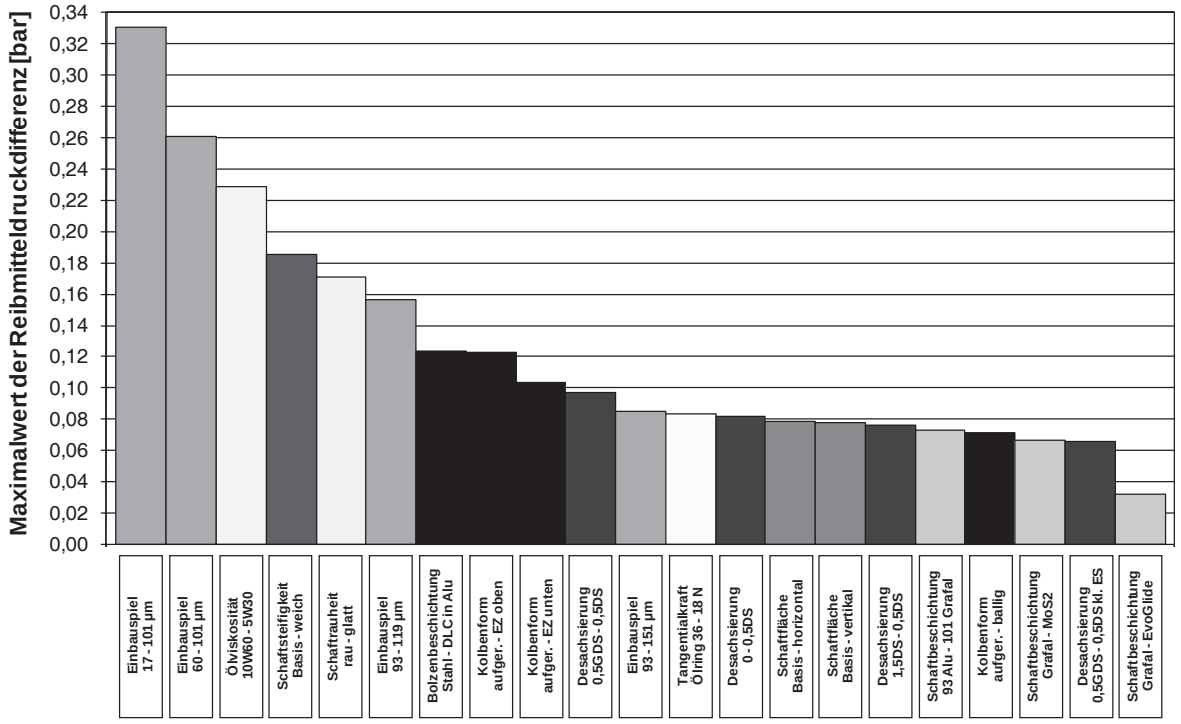


Bild 8: Ranking der Maximalwerte der Reibmitteldruckdifferenz verschiedener konstruktiver Parameter an der Kolbengruppe des untersuchten 2,0-l-Vierzylinder-Dieselmotors (diverse Drehzahlen, diverse Lasten, diverse Temperaturen). Befeuerter Motorbetrieb

Es ist zu erkennen, dass das Einbauspiel mit ca. 0,30 bar der Parameter mit der größtmöglichen Reibmitteldruckeinsparung ist, gefolgt von der Ölviskosität, der Schaftsteifigkeit und der Schaftrauheit. Die Bolzenbeschichtung und die Kolbenform „Einzug oben“ weisen ein ähnlich großes maximales Reibmitteldruckeinsparpotenzial auf. Die maximal mögliche Reibmitteldruckeinsparung der weiteren untersuchten Parameter liegt im Bereich zwischen 0,10 bar und 0,06 bar. Eine Superposition der einzelnen Einsparpotenziale darf jedoch nicht vorgenommen werden, da diese bei unterschiedlichen Betriebspunkten ermittelt wurden.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

6. Nutzen und Einsatzmöglichkeiten

Meist liegt der Fokus der Optimierung nicht auf einzelnen Kennfeldpunkten, sondern auf der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO_2-Emissionen in einem Fahrzyklus. Die direkte Bestimmung der reibleistungsbedingten Kraftstoffersparnis am Motorenprüfstand ist für einzelne Parameteränderungen nur sehr schwer möglich, da in den Kraftstoffverbrauch eine Reihe von verschiedenen Wirkungsgraden eingehen. Diese können nicht ausreichend genau konstant gehalten bzw. für alle Messung reproduziert werden. Die Varianz dieser Einflüsse kann das zu erwartende Ergebnis einer einzelnen konstruktiven Parameteränderung um ein Vielfaches überlagern.
Die Fahrzyklussimulation ist jedoch ein geeignetes Werkzeug, um den Kraftstoffverbrauch und damit die CO_2-Emissionen in einem Zyklus abzuschätzen. Sie bietet die Möglichkeit einzelne konstruktive Parameteränderungen an der Kolbengruppe mit guter Genauigkeit und Wiederholbarkeit zu untersuchen, ohne dabei andere Wirkungsgrade zu beeinflussen. Somit kann eine rein reibungsbezogene Bauteiloptimierung in einem Fahrzyklus anhand des Kraftstoffverbrauchs pro 100 km bzw. von CO_2-Einsparung pro gefahrenem Kilometer dargestellt werden.

Die Vorgehensweise zur Umrechnung der am Motorprüfstand gewonnenen Reibmitteldruck-Kennfelder in einen fahrzyklusrelevanten Kraftstoffverbrauch bzw. die entsprechende CO_2-Emission wird in [16] ausführlich beschrieben.
Das Ranking in **Bild 9** zeigt die Ergebnisse aus der Fahrzyklussimulation. Es sind die entsprechenden CO_2-Einsparungen in Gramm pro gefahrenem Kilometer dargestellt. Es ist zu beachten, dass diese Ergebnisse nur für die hier untersuchte Kombination von Fahrzeug, Motor und Getriebe Gültigkeit haben. Die Wahl eines anderen Fahrzeugs hätte eine Verschiebung der erforderlichen Lastpunkte zur Folge, damit würde zwangsläufig eine Änderung des Kraftstoffverbrauchs einhergehen.
Im Vergleich mit dem entsprechenden Ranking in bar (**Bild 8**) ist zu erkennen, dass sich in der Wertigkeit der einzelnen Parameter teilweise erhebliche Änderungen ergeben. Die Gründe hierfür sind in der Charakteristik der jeweiligen Reibmitteldruck-Differenzkennfelder zu suchen.
Eine Superposition der CO_2-Einsparungen im NEFZ ist zumindest bedingt möglich, da für jeden untersuchten Parameter dieselben Betriebspunkte im NEFZ zugrunde liegen. Allerdings ist dabei auf eventuelle Wechselwirkungen zwischen den einzelnen konstruktiven Parametern zu achten. Es ist daher empfehlenswert abschließend die entsprechend ausgearbeiteten Maßnahmenpakete als Konzeptvariante am Motor zu erproben.
Mit dieser Vorgehensweise ist es dem Entwickler somit möglich, die Auslegung der Motormechanik nach den Kriterien des realen Fahrbetriebs auszurichten. Durch die breitgefächerte Untersuchung einer Vielzahl von einzelnen konstruktiven Parametern ist nun eine gezielte Kombination von Optimierungsmaßnahmen möglich. Die so erreichbaren Einsparungen im Kraftstoffverbrauch sind ausschließlich auf die Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades, d.h. auf eine Reduzierung der mechanischen Reibung zurückzuführen und nicht auf veränderte Verbrennungsverhältnisse.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

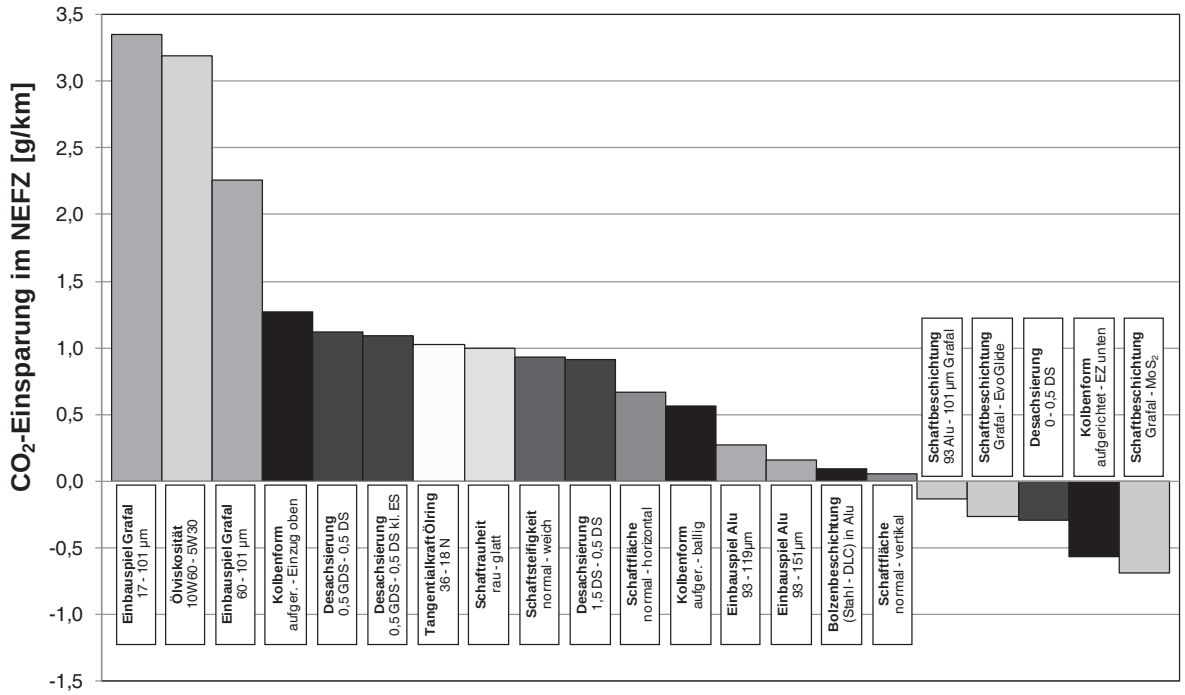


Bild 9: Ranking der Einsparpotenziale verschiedener konstruktiver Parameter an der Kolbengruppe. Akkumulierte CO_2-Einsparung im NEFZ

Die Rankings in Kapitel 5 und 6 (**Bild 8 und 9**) machen deutlich, dass bei einer Reibungsoptimierung das jeweilige Optimierungsziel klar definiert sein muss. Eine ausschließliche Betrachtung der Maximalwerte der Reibmitteldruck- bzw. Reibleistungsdifferenz reicht nicht aus, um die Potenziale der einzelnen konstruktiven Parameter zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO_2-Emissionen aufzuzeigen. Das Optimierungsziel wird in den meisten Fällen ein Fahrzyklus, wie zum Beispiel der NEFZ, sein, aber auch eine Optimierung einzelner Kennfeldbereiche wie beispielsweise der Bereich der Volllast ist denkbar. Wie sich gezeigt hat ist letztendlich die Charakterstik des jeweiligen Reibmitteldruck-Differenzkennfelds für die Höhe der erzielbaren Reibungseinsparungen entscheidend.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel die Reibungsuntersuchungen im gesamten Motorbetriebskennfeld unter realen, d.h. befeuerten Betriebsbedingungen durchzuführen, konnte mit Hilfe der Indiziermethode realisiert werden. Messungen am geschleppten Motor liefern prinzipbedingt keine Aussagen zum realen Lasteinfluss auf die Reibung. Mit einer Fremdaufladung des Motors im Schleppbetrieb ist es gelungen den Einfluss der Gaskraft nachzubilden. Eine entsprechende Wärmeausdehnung der Bauteile ist aufgrund der fehlenden Verbrennung nicht gegeben. Somit ist nicht, wie im realen Motorbetrieb, von einer deutlichen Änderung der Betriebsspiele und der damit verbundenen Änderung der Schmierverhältnisse mit steigender Last auszugehen. Ergebnisse aus Kolbentemperaturmessungen zeigen aber, dass genau diese Phänomene neben der Drehzahl einen signifikanten Einfluss auf die Reibverluste eines Verbrennungsmotors haben. Untersuchungen zur Motorreibung, speziell von

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Bauteilen der Kolbengruppe, sollten daher möglichst am befeuerten Motor durchgeführt werden.
Die Ergebnisse des fremdgeladen geschleppten Motorbetriebs liefern jedoch nützliche Informationen zur Interpretation der Ergebnisse des befeuerten Motorbetriebs. Das Reibverhalten einzelner konstruktiver Parameter der Kolbengruppe konnte sowohl für den befeuerten als auch für den fremdgeladen geschleppten Motorbetrieb im gesamten Betriebskennfeld dargestellt werden. Durch den Vergleich der Reibmitteldruck-Differenzkennfelder der beiden Motorbetriebsarten konnten mögliche Ursachen für den jeweiligen Verlauf der Kennfelder herausgearbeitet werden. Außerdem konnte der Temperatureinfluss durch den Vergleich von befeuertem und fremdgeladen geschlepptem Motorbetrieb separiert werden.
Durch den Vergleich der Maximalwerte der Reibmitteldruckdifferenzen aller untersuchten Varianten konnten die Parameter mit dem stärksten Einfluss identifiziert werden. Das Kolbeneinbauspiel und die Schaftsteifigkeit sind hier zu nennen, ebenso wie die Schaftrauheit und die Kolbenform. Der Einfluss der Ölviskosität ist ebenfalls deutlich ausgeprägt, allerdings ist hierbei zu beachten, dass das Motoröl nicht nur das Tribosystem Kolbenschaft – Zylinderwand beeinflusst, sondern auch zahlreiche andere Tribosysteme des Motors.
Die Reduzierung der Tangentialkraft am Ölabstreifring und die Beschichtung des Kolbenbolzens zeigen bei der Betrachtung der Maximalwerte der Reibmitteldruckdifferenzen ebenfalls Potenzial zur Reduzierung des Reibmitteldrucks. Bei der Betrachtung der Kolbenbolzenreibung ist zu beachten, dass es sich um zwei verschiedene Tribosysteme handelt. Zum einen entsteht Reibung zwischen Kolbennabe und Kolbenbolzen, zum anderen zwischen Kolbenbolzen und kleinem Pleuelauge.
Mit Hilfe einer Fahrzyklussimulation und den am Motorprüfstand ermittelten Reibmitteldruck-Kennfeldern ist es gelungen die Reibmitteldruckeinsparungen der einzelnen untersuchten konstruktiven Parameter in die jeweils entsprechende Kraftstoffverbrauchs- bzw. CO_2-Emissionsreduzierung im NEFZ umzurechnen. Die Ergebnisse wurden in einem Ranking zusammengefasst. Dabei fällt auf, dass sich die Reihenfolge der untersuchten Varianten im Vergleich zum Ranking der Maximalwerte der Reibmitteldruckdifferenz teilweise sehr deutlich ändert. Das heißt also, dass eine ausschließliche Betrachtung der Maximalwerte der Reibmitteldruck- bzw. Reibleistungsdifferenz nicht ausreicht, um die Potenziale der einzelnen konstruktiven Parameter zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO_2-Emissionen aufzuzeigen. Entscheidend für das Reduzierungspotenzial in einem Fahrzyklus ist die Charakteristik des Reibmitteldruck-Differenzkennfelds. Die vorgestellte Vorgehensweise ermöglicht somit eine Reibungsoptimierung der Motormechanik nach den Kriterien eines beliebigen Fahrzykluses.
Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das Potenzial der Kolbengruppe zur Reduzierung der Reibverluste noch nicht ausgeschöpft ist. Die Ergebnisse aus der vorgestellten systematischen Parameterstudie erlauben nun eine gezielte Kombination von einzelnen Parametern. Erste Konzeptvergleiche haben ein Einsparpotenzial von bis zu 5 g CO_2/km gezeigt.
In weiteren Untersuchungen müssen nun geeignete Kombinationen der untersuchten konstruktiven Parameter gefunden werden und als Konzeptvergleiche im Motor getestet werden. Die Kolbenringreibung und die Kolbenbolzenreibung müssen in systematischen Parameterstudien ausführlich untersucht werden, denn es ist davon auszugehen, dass hier noch weiteres Potenzial zur Reibungsreduzierung vorhanden ist. Darüber hinaus sind Reibungsuntersuchungen am Ventiltrieb, an der Kurbelwelle

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

und den Lagern sowie den Nebenaggregaten zu empfehlen, um eine gesamtmotorische Reibungsoptimierung zu ermöglichen. Außerdem ist der Zusammenhang zwischen Thermomanagementsystemen und den Reibverlusten zu klären. Gleiches gilt für Start-Stopp-Systeme und Reibverluste.
Die vorgestellten Ergebnisse wurden an einem Pkw-Dieselmotor ermittelt. Da deren Übertragbarkeit auf andere Motorkonzepte nur in eingeschränktem Maße möglich ist, sind weitere Untersuchungen am Ottomotor und am Lkw-Dieselmotor zu empfehlen. Nur so können zuverlässige Aussagen zu den Reibverlusten dieser Motorkonzepte getroffen werden und nur so kann eine motorspezifische Reibungsoptimierung durchgeführt werden.

Literatur

[1] N.N.: www.bmwi.de. [Online] Pressemitteilung der Bundesregierung, 19.08. 2009. [Zitat vom: 29. 09. 2011.] http://www.bmwi.de/BMWi/Navigation/Presse/pressemitteilungen,did=309868.html.

[2] von Hohenthal, M.-Y.: www.atzonline.de. [Online] 29. 03. 2010. [Zitat vom: 29. 09. 2011.] http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/11505/Am-Verbrennungsmotor-fuehrt-noch-kein-Weg-vorbei.html.

[3] Junker, H. K.: Die Zukunft des Verbrennungsmotors. *ATZ extra Die Zukunft in der Hand - 125 Jahre Automobil.* 2009, April.

[4] N.N.: www.rhein-zeitung.de. [Online] 17. 04 2007. [Zitat vom: 13. 12 2011.] http://archiv.rhein-zeitung.de/on/07/04/17/service/auto/t/rzo328612.html.

[5] VDA (Verband der Automobilindustrie): *VDA-Position zur Elektromobilität.* Frankfurt : VDA, 2008.

[6] Thiele, E.: *Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbentriebwerken.* Hannover : Dissertation, Universität Hannover, 1982.

[7] Szengel, R.: *Einfluss konstruktiver Parameter auf die Reibungsverluste der Kolbengruppe eines Hubkolbentriebwerkes.* Hannover : Dissertation, Universität Hannover, 1985.

[8] Huck, A.: *Beitrag zur Optimierung des Tribosystems Kolbenring-Zylinderlaufbuchse.* Hannover : Fortschrittsbericht VDI Reihe 5 Nr.281, 1992.

[9] Halsband, M.: *Entwicklung reibungsoptimierter Kolbengruppen unter Anwendung spezifischer Meßverfahren.* Hannover : Fortschrittsbericht VDI Reihe 12 Nr.221, 1994.

[10] Karrar, E.: *Untersuchungen zum Reibungsverhalten und Ölverbrauch der Kolbengruppe von Verbrennungsmotoren.* Aachen : Dissertation, RWTH Aachen, 2009.

[11] MAHLE GmbH (Hrsg.): *Zylinderkomponenten: Eigenschaften, Anwendungen, Werkstoffe.* Stuttgart : Vieweg+Teubner Verlag, 2009. ISBN-10 3834804372.

[12] MAHLE GmbH (Hrsg.): *Kolben und motorische Erprobung.* Stuttgart : Vieweg+Teubner Verlag, 2010. ISBN-10 3834814524.

[13] Pischinger, S.; Dohmen, J.; Maassen, F.; Karrar, E.: *Potenziale zur Reibleistungsreduktion der Kolbengruppe.* Esslingen : 1. ATZ-Fachtagung Reibungsminimierung im Antriebsstrang, 2009.

[14] Wiens, A.; M., Lahrens; H.-W., Hoffmeister; Flores, G.: Fertigungstechnischer Ansatz zur Kompensation von Zylinderverzügen mittels Formhonen. *VDI-Berichte Nr 2109.* 2010.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

[15] Flores, G., Klink, U. und Abeln, T.: Honen von Funktionsformen in Zylinderkurbelgehäusen. *VDI-Berichte Nr. 1994.* 2008.
[16] Deuß, T.; Ehnis, H.; Bassett, M.; Bisordi, A.: Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Zyklusrelevante CO2-Ersparnis. *MTZ Motortechnische Zeitschrift.* 12/2011, Jahrgang 72.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Die Autoren

Herausgeber

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Lutz Eckstein
Institut für Kraftfahrzeuge,
RWTH Aachen University

Prof. Dr.-Ing. Dr.h.c. Helmut Tschöke
Institut für Mobile Systeme,
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Prof. Dr.-Ing. Axel Munack
Thünen-Institut für Agrartechnologie, Braunschweig

Prof. Dr. habil. Jürgen Krahl
Technologietransferzentrum Automotive der Hochschule Coburg (TAC)

Autoren und Co-Autoren

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Abel
Institut für Regelungstechnik,
RWTH Aachen University

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c.
Torsten Bertram
Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik,
TU Dortmund

Prof. Dr. Jürgen Bünger
Ruhr-Universität Bochum

Dipl.-Ing. Frederic Christen
Forschungsgesellschaft
Kraftfahrwesen mbH Aachen

Dipl.-Ing. Thomas Deuß
MAHLE International GmbH

Prof. Pierre Duysinx
Automotive Engineering Research
Group, University of Liège

Dipl.-Ing. Holger Ehnis
MAHLE International GmbH

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts
Institut für Verbrennungskraft-
maschinen, Technische Universität
Braunschweig

Dipl.-Ing. Barbara Fey
Johann Heinrich von Thünen-Institut,
Braunschweig

Dipl.-Ing. (FH) Rudolf Freier
MAHLE International GmbH

Dipl.-Ing. Stephan Fuchs, M.Sc.
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (FTM),
TU München

Prof. Dr.-Ing. Stefan Gast
Hochschule für angewandte
Wissenschaften, Coburg

Prof. Dr. rer.nat. Frank Gauterin
Karlsruher Institut f. Technologie (KIT)

Dipl.-Ing. Matthias Geisselbrecht
MAHLE International GmbH

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Georg-Friedrich Graf
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (FTM),
TU München

Dipl.-Ing. Stefan Hans
BMW AG

Dipl.-Ing. Fabian Herbst
Institut für Verbrennungskraft-
maschinen, TU Braunschweig

Dipl.-Ing. Jérôme Homann
Forschungsgesellschaft
Kraftfahrwesen mbH Aachen

Dipl.-Inf. Alexander Katriniok
Institut für Regelungstechnik,
RWTH Aachen University

Dr.-Ing. Reiner Künzel
MAHLE International GmbH

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (FTM),
TU München

Dipl.-Ing. Stephan Matz
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (FTM),
TU München

Dipl.-Ing. Maximilian Meißner
BMW AG

Dipl.-Ing. Ralf Oberfell
Daimler AG

Dipl.-Ing. (FH) Christoph Pabst
Johann Heinrich von Thünen-Institut,
Braunschweig

Dipl.-Chem. Kevin Schaper
Johann Heinrich von Thünen-Institut,
Braunschweig

Dipl.-Chem. Olaf Schröder
Hochschule Coburg

Dipl.-Ing. Claus Schulte-Cörne
Institut für Kraftfahrzeuge,
RWTH Aachen University

Dipl.-Ing. Patrick Stenner
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (FTM),
TU München

Dr.-Ing. Eike Stitterich
MAHLE Filtersysteme GmbH

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.

Dieses Werk ist copyrightgeschützt und darf in keiner Form vervielfältigt werden noch an Dritte weitergegeben werden.
Es gilt nur für den persönlichen Gebrauch.