

9. VDI-Fachtagung

Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel 2018

Der Kurbeltrieb im Spannungsfeld unterschiedlicher Anforderungen

Baden-Baden, 05. und 06. Juni 2018

Bildquelle: © MARTINREA HONSEL Germany

VDI-BERICHTE

Herausgeber:

VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek (German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2018

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

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck.

Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder. Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092317-8

Inhalt

► Plenarvorträge

Antriebsstrangkonzeppte für Nutzfahrzeuge1
B. Nielsen, Daimler AG, Stuttgart

Tribologie motorischer Spritzschichten unter dem Einfluss regenerativer Kraftstoffe 7
M. Scherge, H.-J. Winkler, R. Böttcher, M. Dienwiebel,
Fraunhofer IWM MikroTribologie Centrum, Karlsruhe

► Tribologische Systeme

Anforderungen an moderne Tribosysteme in Verbrennungsmotoren17
O. Botz, ROWE MINERALÖLWERK GMBH, Worms

Untersuchung von Ölverbrauch und Verschleiß bei DEUTZ-Motoren23
T. Hoen, T. Ortjohann, DEUTZ AG, Köln

► Poster Session

Formhonen light – Funktion und Fertigungstechnik37
G. Flores, A. Wiens, Gehring Technologies GmbH, Ostfildern

Herstellung und Prüfung von laserstrukturierten Haftreibungsflächen45
T. Machleidt, Gesellschaft für Bild- und Signalverarbeitung GbS (mbH), Ilmenau;
G. Flores, Gehring Technologies GmbH, Ostfildern

Piston ring with Thick @ Tips feature for highly demanded HDD Applications53
G. Faria, K. Ludwig, MAHLE GmbH, Stuttgart;
E. Nocera, MAHLE Metal Leve, Jundiaí-Brazil

► Zylinderlaufbahnbeschichtung

Prozesskette zur Herstellung von thermisch beschichteten Zylinderbohrungen. 59

G. Flores, Gehring Technologies GmbH, Ostfildern;
M. Kesting, Sturm Maschinen- und Anlagenbau GmbH, Salching

Charakterisierung der Mikrostruktur thermisch beschichteter Zylinderlaufflächen und der damit verbundenen Tribologie 73

A. Würfel, B. Gand, GROB-WERKE GmbH & Co. KG, Mindelheim

► Kolben, Kolbenringe

Optimiertes Ölring-Design zur Reduktion von Emissionen 91

J. Adelman, C. Maisch, S. Becker, MAHLE International, Germany;
R. Rabuté, MAHLE France SAS, France; R. Bruno, MAHLE Metal Leve S.A., Brazil;

Eisenbasierte Gusskolben für Medium Duty Anwendungen 105

D. Hrdina, S. Rudolph, MAHLE GmbH, Stuttgart;
G. Ianus, MAHLE Engine Components Japan

► Kurbeltriebsysteme

Der Kurbeltrieb – Im Spannungsfeld unterschiedlichster Anforderungen 123

R. Lach, Ford Werke GmbH, Research & Innovation Center, Aachen;
D. Beismann, Ford Werke GmbH, PT Testing, Köln

Reibungsreduzierung dynamischer Elastomerdichtungen durch Mikrostrukturierung der Dichtungsgleitfläche 137

D. Keller, G. Jacobs, A. Kramer, S. Neumann,
Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung, RWTH Aachen;
D. Paulkowski, Fraunhofer IFAM, Bremen;
S. Eifel, Pulsar Photonics GmbH, Herzogenrath

► Lager

- IROX® 2 – Neue Hochleistungs-Polymerbeschichtung für Gleitlager 153**
J. Häring, Federal-Mogul Wiesbaden GmbH, Wiesbaden
- Bleifreie Hochleistungsleitlager für große Verbrennungsmotoren 169**
E. Gust, K. Gzovsky, ZOLLERN BHW Gleitlager GmbH & Co. KG, Braunschweig
- Optimierte Gleitlagerfunktion eines Pleuels durch die Integration in das große Auge 181**
G. Eitzinger, Miba Coating Group - High Tech Coatings GmbH, Vorchdorf, Austria
- Prognose von Gleitlagerverschleiß im Start-Stopp-Betrieb 197**
F. König, G. Jacobs, C. Sous, RWTH Aachen, Aachen

► Funktionssysteme und Versuch

- Visualisierung der Öl- und Kraftstoffverteilung mittels LIF in der Kolbengruppe an einem optisch zugänglichen Forschungseinzyylinder 209**
H.-J. Füsler, S. Wigger, T. Müller, Daimler AG, Ulm

► Keynote

- Der Einfluss der tribologischen Kontakte von Zylinderbuchse, Kolbenringen und Kolben eines Verbrennungsmotors auf Wirkungsgrad, Verschleiß und Brennverhalten 225**
G. Wachtmeister, J. Binder, J. Schäffer, Technische Universität München

Antriebsstrangkonzepete für Nutzfahrzeuge

Dipl.-Ing. (BA) **Börge Nielsen**, Daimler AG, Stuttgart

Kurzfassung

Eine Reihe von gesellschaftlichen, politischen und kundengetriebenen Faktoren führt dazu, dass als Antrieb für Nutzfahrzeuge Alternativen zum Dieselmotor zum Gegenstand einer intensiven Diskussion sowohl in der Branche als auch in der Öffentlichkeit geworden sind. Einer der wichtigsten Treiber für diese Diskussion ist die angestrebte Absenkung der globalen CO₂-Emissionen. Zur Erfüllung der anspruchsvollen, auf der UN-Klimakonferenz 2015 in Paris formulierten Ziele, wird eine Kombination von technischen Lösungsansätzen erforderlich sein, die batterieelektrische Antriebe auch für schwere Nutzfahrzeuge beinhaltet. Vor diesem Hintergrund steht die Frage im Raum, inwieweit weitere Optimierungen des Verbrennungsmotors, namentlich Optimierungen des Kurbeltriebs, einen sinnvollen Beitrag für die Zukunft des Nutzfahrzeugs leisten können.

Abgeleitet aus einer Gegenüberstellung verschiedener Antriebsstrangtechnologien hinsichtlich ihres Potentials, die CO₂-Emissionen abzusenken, im Verhältnis zum erwarteten Produktkostenanstieg, erscheinen weitere Optimierungen des Wirkungsgrads von Heavy-Duty-Verbrennungsmotoren zielführend. Dabei kann auch die weitere Reduzierung der Reibleistung im Grundmotor einen sinnvollen Beitrag leisten.

1. Treiber für alternative Nutzfahrzeugantriebe

Warum überhaupt werden derzeit mit steigender Intensität Alternativen zum Dieselmotor im Nutzfahrzeug diskutiert, nach 95 Jahren Siegeszug dieser Antriebsart im Güterverkehr auf der Straße? Immer mehr Menschen setzen sich kritisch damit auseinander, wie wir auf unserer Erde zu einem nachhaltigen Wirtschaften kommen können und wie wir das Klima und die Lebensqualität in den Städten schützen können. Verbunden damit sehnen sich auch immer mehr Menschen insbesondere in urbanen Regionen nach Nutzfahrzeugen, die frei von Abgasemissionen und auch weitgehend frei von Geräuschemissionen sind.

Diese gesellschaftlichen Vorstellungen beeinflussen unser Handeln als Nutzfahrzeug-OEM direkt und auch indirekt, indem sie sich in politischem Handeln und in Gesetzen niederschlagen – in Sonderheit auf den Feldern Treibhauseffekt sowie Schadstoffemissionen. Bild 1 gibt einen

Überblick der Faktoren, die zu der intensiven Diskussion um Alternativen zum Dieselmotor führen.

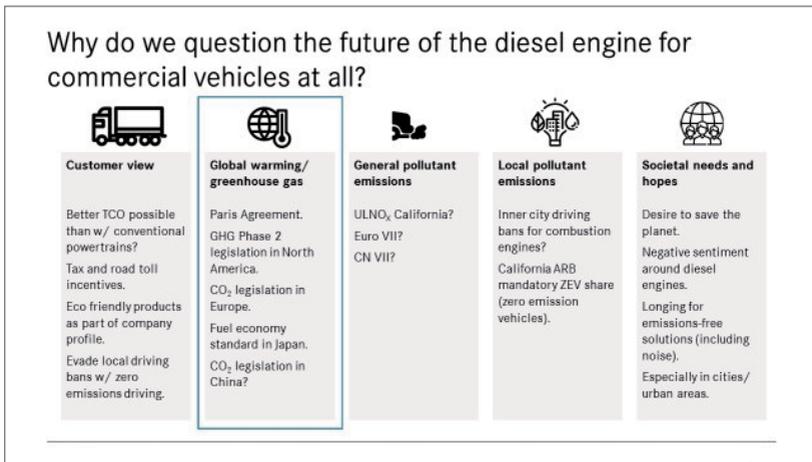


Bild 1: Treiber für die Diskussion um alternative Nutzfahrzeugantriebe

2. Absenkung der globalen Emission von Treibhausgasen

Auf der UN-Klimakonferenz in Paris im Dezember 2015 haben sich die Staaten der Welt dazu verpflichtet, den Temperaturanstieg der Erdatmosphäre auf 2°C, möglichst 1,5°C zu limitieren. Dies erfordert, dass die Treibhausgasemissionen im Jahr 2050 um mindestens 90% niedriger sein müssen als im Jahr 2005 [1].

In der Europäischen Union wurde das in das Ziel übersetzt, die Treibhausgasemissionen von 1990 bis 2030 um 40% und bis 2050 um 80% abzusenken. Bild 2 zeigt die Ziellücke zu unterschiedlichen Szenarien, die für die CO₂-Emissionen aus dem Gütertransport mit Lastkraftwagen in der Europäischen Union modelliert wurden. Ohne zusätzliche Anstrengungen steigen die CO₂-Emissionen mit dem wachsenden Transportaufkommen. Bei Fortführung von konventionellen Maßnahmen, wie Effizienzsteigerung im Antriebstrang und verbesserte Aerodynamik, kann lediglich der Anstieg der CO₂-Emissionen vermieden, aber keine Senkung erzielt werden. Das Szenario „Integrated Approach“ beinhaltet die Annahme, dass in 2030 die Hälfte aller Heavy-Duty-Lastkraftwagen einen Lambda-1-Gasmotor hat und bis dann die Hälfte des

Methans regenerativ erzeugt wird. Auch in diesem Szenario verbleibt eine erhebliche Ziellücke. Zu bedenken ist hier, dass es um die Emissionen des jeweiligen Fahrzeugbestands geht, nicht um die Emissionen neu verkaufter Fahrzeuge.

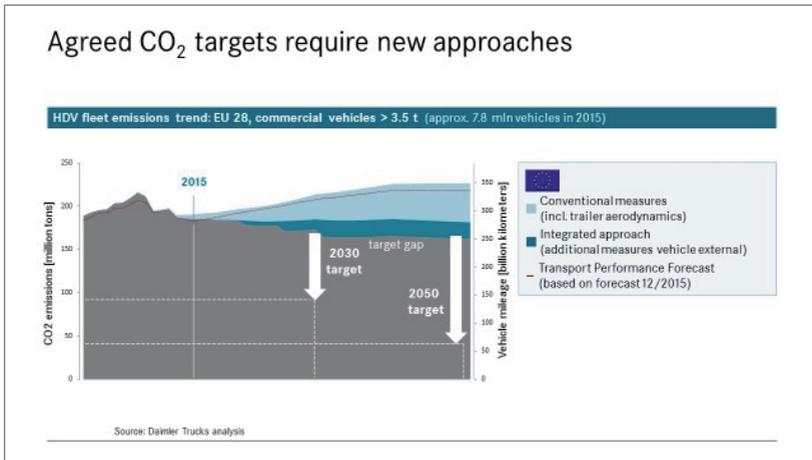


Bild 2: Darstellung der Ziellücke CO₂-Absenkung in hypothetischen Szenarien

Es lastet also ein erheblicher Druck auf dem Dieselmotor als Antrieb für Nutzfahrzeuge. Was können wir tun? Auf den Gütertransport auf der Straße zu verzichten ist undenkbar, denn er ist ein essentieller Grundpfeiler des Wirtschaftens und damit unserer Gesellschaft. Also ist es erforderlich, nach neuen Antriebslösungen für Lastwagen zu suchen.

3. Technologieoptionen

Bild 3 zeigt eine Auswahl möglicher Technologieoptionen für die Absenkung der CO₂-Emissionen von Lastkraftwagen. Kein einzelner Nutzfahrzeughersteller wird alle Optionen verfolgen und auf den Markt bringen können. Gleichzeitig wird auf Sicht keine einzelne Technologie alleine es ermöglichen, die CO₂-Emissionen auf das notwendige Maß zu reduzieren. Es ist also eine Vorauswahl und Priorisierung von Technologien erforderlich. Eine Möglichkeit, dies zu tun, ist die Betrachtung der Produktkosten im Verhältnis zur Reduzierung der CO₂-Emissionen.

Bild 4 zeigt eine solche Betrachtung. Auf der x-Achse wurde die erzielbare Reduzierung der CO₂-Emissionen in der Flotte abgetragen. Flotte heißt hier nicht Fahrzeugbestand sondern die

Menge aller in einem definierten Zeitraum verkauften Neufahrzeuge. Auf der y-Achse sind die durchschnittlichen Kosten pro Fahrzeug im Flottendurchschnitt für die jeweilige Maßnahme angegeben. Eine Kennlinie (Ursprungsgerade) in dieser Darstellung zeigt an, wie hoch der Produktkostenanstieg pro Fahrzeug im Flottendurchschnitt pro Prozentpunkt CO₂-Reduzierung in der Flottenwirkung ist. Die Darstellung gibt keinen Aufschluss über die Gesamtwirtschaftlichkeit einer Maßnahme, denn mögliche Mehrerlöse für die jeweilige Lösung sind hier genauso wenig berücksichtigt wie die notwendigen Mittelbedarfe.

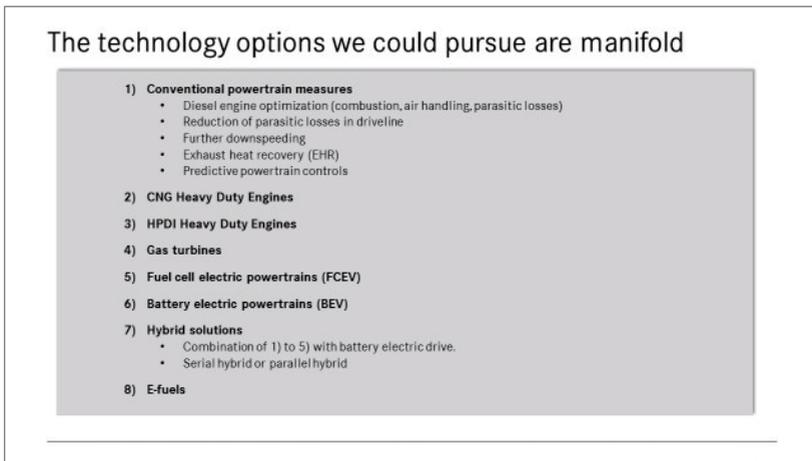


Bild 3: Technologieoptionen zur Reduzierung der CO₂-Emissionen von Lkw

Zu den in dieser Logik weniger attraktiven Maßnahmen zählen Parallelhybride mit Dieselmotor. Die zu erwartende CO₂-Emissionsabsenkung steht hier in einem ungünstigen Verhältnis zu den hohen Kosten, die mit diesen Technologien verbunden sind. Ähnlich unattraktiv ist auf Basis der hier getroffenen Annahmen die Abgaswärmerückgewinnung für Verbrennungsmotoren. Ein günstiges Verhältnis von CO₂-Absenkung zu Produktkostenanstieg weist dagegen u. a. die Reibleistungsreduzierung an Motor, Getriebe und Antriebsachsen auf. Freilich ist die absolute Wirkung, die sich mit diesen Maßnahmen am konventionellen Antriebstrang erzielen lässt, begrenzt. Zusammengenommen können mit ihnen mehrere Prozent CO₂-Absenkung erreicht werden – ein wichtiger, da verhältnismäßig schnell realisierbarer Beitrag.

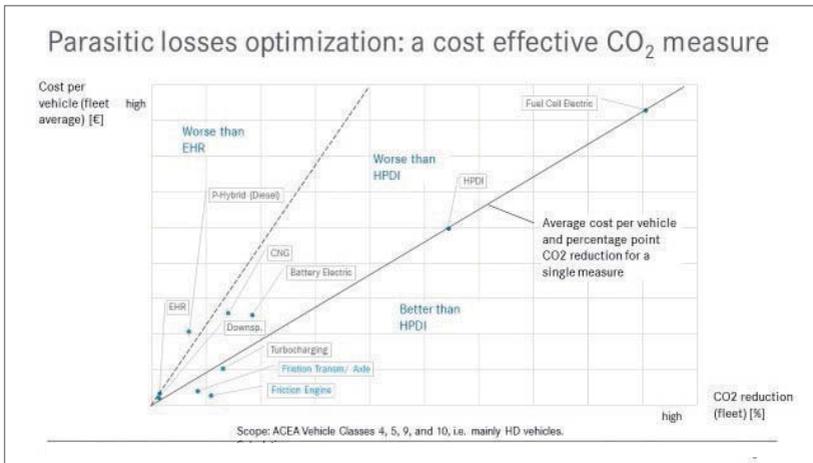


Bild 4: Bewertung von Technologieoptionen auf Basis Produktkostenanstieg

Eine Auswahl weiterer Aspekte zur Bewertung der verschiedenen Technologieoptionen zeigt, ohne Anspruch auf Vollständigkeit, Bild 5.

Further thoughts about some of the technology options

| Tech option | Aspects |
|-----------------|--|
| CNG HD Engines | Limited CO ₂ impact, but addresses ULNO _x requirements. |
| HPDI HD Engines | Considerable CO ₂ impact. Potentially attractive from a customer / TCO point of view. LNG availability currently an issue. |
| Hybrid Drives | Limited CO ₂ impact for long haul vehicles, but allow for locally emissions-free driving, e.g. last mile into urban areas. |
| BEV | Attractive for urban / regional segment but likely not for long haul – limited battery lifetime may spoil resale value, limited energy density impacts payload and customers' business model. |
| FCEV | Many imponderables on product and infrastructure side. However potentially more attractive for long haul than BEV, therefore considerable CO ₂ potential. |
| E-Fuels | Potentially game changing from CO ₂ perspective. H ₂ required for FCEV, synthetic CH ₄ and PtL compatible with all aforementioned ICE activities. Synthetic diesel effective for rolling stock. |

Bild 5: Ausgewählte zusätzliche Aspekte für die Bewertung der Technologieoptionen

4. Zusammenfassung

Heavy-Duty-Verbrennungsmotoren werden in den nächsten Jahren insbesondere im Fernverkehr eine tragende Rolle behalten. Unabhängig von der Motorentechnologie (z. B. Selbstzündung, Fremdzündung) oder der Kraftstoffart wird die Branche weiterhin intensiv nach einer Wirkungsgradoptimierung von Verbrennungsmotoren streben. Dabei wird es unter anderem um die Verlustleistungsreduzierung gehen und dabei wiederum zentral um die Reibleistungs-optimierung des Kurbeltriebs, insbesondere der Kolbengruppe.

Das ist ein wichtiger, aber kein hinreichender Beitrag zur angestrebten Absenkung der CO₂-Emissionen im Gütertransport. So werden sich mit hoher Wahrscheinlichkeit auch batterieelektrische Antriebe in Heavy-Duty-Lastkraftwagen in Teilbereichen des Transportgewerbes durchsetzen.

- [1] Andrew J. Weaver, Kirsten Zickfeld, Alvaro Montenegro, Michael Eby: *Long term climate implications of 2050 emission reduction targets*. In: *Geophysical Research Letters*. Vol. 34, L19703, 2007

Tribologie motorischer Spritzschichten unter dem Einfluss regenerativer Kraftstoffe

**Matthias Scherge, Hans-Jörg Winkler,
Roman Böttcher, Martin Dienwiebel,**
Fraunhofer IWM MikroTribologie Centrum, Karlsruhe

Kurzfassung

Um die Effizienz heutiger Verbrennungsmotoren weiter zu optimieren, werden an Funktionsflächen gezielt Beschichtungen eingesetzt, welche die innermotorische Reibung sowie den Verschleiß reduzieren sollen. In aktuellen Forschungsvorhaben wird Oxymethylenether (OME) wegen seiner stark rußmindernden Wirkung als Kraftstoffzusatz diskutiert. Während des Betriebs des Verbrennungsmotors ist von einer Durchmischung von Motoröl und Kraftstoff auszugehen. In diesem Beitrag wird der Reibungszustand zwischen Kolbenring und Zylinderlaufbahn mit Hilfe eines Stift-Scheibe-Tribometers modellhaft nachempfunden und das Reibungs- und Verschleißverhalten zwischen einer DLC-Beschichtung und einer thermischen Spritzschicht charakterisiert. Durch Radionuklidtechnik (RNT) konnte der Verschleiß der Spritzschicht kontinuierlich erfasst werden. Mit Hilfe von photoelektronenspektroskopischen Messungen (XPS) wurde die Stahlspritzschicht vor und nach den Tribometerläufen chemisch analysiert und der oxidative Einfluss von OME überprüft. Ergänzend wurden Aufnahmen mit Konfokalmikroskopie zur Beurteilung der Topographien der Probenkörper vorgenommen. Die Messungen zeigten zunächst, dass der Reibungskoeffizient stark von der Hertzschen Pressung abhängt. Mit zunehmender Flächenpressung kam es zu Veränderungen bei den tribochemischen Reaktionen. Durch Beimischung von OME zum Schmiermittel sanken Viskosität und Tragfähigkeit des Schmierfilms, was zum Anstieg des Reibungskoeffizienten führte. Während bei 10% OME nahezu kein Verschleiß am Stift detektiert werden konnte, erschienen ab einem OME-Gehalt von 20 % erste sichtbare Materialabträge und bei 30% OME delaminierte die Schicht. Die Auswertung der RNT Verschleißuntersuchungen ergab, dass sowohl die Versuche mit Motoröl als auch mit Motoröl plus 20 % OME sehr geringe Verschleißraten erzielten. Durch XPS konnte keine Korrosion der Stahlspritzschicht nachgewiesen werden. Lediglich der Anteil an Additiven des Motoröls innerhalb der Reibspur stieg bei zunehmender OME-Konzentration an.

1. Versuchsgrundlagen

Vor der Untersuchung des Reib- und Verschleißverhaltens unter OME Beimischung galt es zunächst den Einfluss der Hertzschen Pressung auf den Reibkoeffizient genauer zu betrachten. Durch Polieren der Planseiten des Stifts vor Beschichtung mit DLC wurden unterschiedlich starke Konvexitäten der Oberfläche erzeugt, die zu unterschiedlichen Hertzschen Pressungen und, damit verbunden, zu unterschiedlichen Reibleistungsdichten führten. Das Hauptaugenmerk der Versuchsplanung lag auf der Analyse der oxidativen Wirkung des Oxymethylenethers sowie der Korrosionsneigung der Stahlspritzschicht. Dazu wurden Versuche am Triebmeter mit unterschiedlichen OME-Konzentrationen im Motoröl durchgeführt. Die Öl-Kraftstoff-Gemische enthielten 10, 20, 30 und 50 Vol.-% OME. Um den Verschleiß im Modellsystem DLC – thermische Spritzschicht zu quantifizieren, sind Verschleißmessungen mit Hilfe der Radionuklidtechnik durchgeführt worden.

2. Materialien und Schmiermittel

Scheiben und Stifte

Die auf Grauguss aufgebrachte Spritzschicht (Terolab) hatte eine Dicke von bis zu 500 μm und zeigte typische mikroskopisch große Inhomogenitäten, gekennzeichnet durch Poren, Oxide und bereits im Flug erstarre Partikel, auf. In Bild 1 ist eine Aufnahme eines Querschliffs der Beschichtung sowie der DLC Schicht zu sehen.

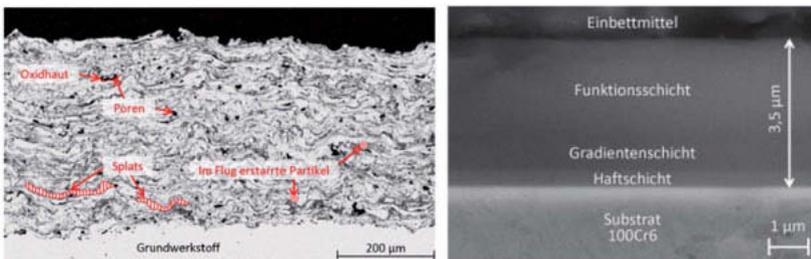


Bild 1: Links: Struktur der Stahlspritzschicht. Rechts: Aufbau der DLC-Schicht.

Die mittlere Härte der Spritzschicht beträgt 400 HV 0,3. Aufgrund der 3 bis 5 %-igen Porosität der LDS-Beschichtung liegt die Dichte bei ca. 7,42 g/cm^3 anstatt den üblichen 7,86 g/cm^3 des Vollmaterials.

Zur Endbearbeitung wurden die beschichteten Scheiben konventionell von der Firma Kiffe Engineering GmbH doppelseitig flachgeschliffen (cBN als Hartphase, Honöl als Kühlschmierung), was der Oberflächengüte des Zylinderhonnens nahe kommen sollte.

Bei den DLC-beschichteten Stiften handelte es sich um einen wasserstoffhaltigen amorphen Kohlenstoff (a-C:H) mit einem Wasserstoffgehalt von ca. 25% und einer 25-30% sp²- bzw. 45-50% sp³-Hybridisierung, welche am Fraunhofer IWM mit Hilfe der plasmaunterstützten CVD abgeschieden wurde. Die Schicht (siehe Bild 1 rechts) besteht aus einer Haftschiicht (Si-haltiges DLC, Ausgangsstoff Tetramethylsilan), einer Gradientenschicht (Austausch der Ausgangsstoffe Tetramethylsilan gegen Toluol) und einer Funktionsschicht (hergestellt aus Toluol). Den Prozessgasen wurden 50% Argon bei einem Prozessdruck von 1,4 Pa beigemischt. Die Beschleunigungsspannung des Plasmas (Bias-Spannung) betrug ca. 500 V. Die Schichtdicke der DLC-Beschichtung beträgt bis zu 3,5 µm bei einem E-Modul von 158 GPa und einer Härte von 1800 HV 0,003.

Schmierstoff und OME

Für die Versuche wurde Fuchs TITAN GT1 LONGLIFE III 5W-30 bei einer konstanten Temperatur von 80 °C verwendet. Die chemische Formel von OME lautet H₃CO-(CH₂-O)*n*-CH₃ mit der sich wiederholenden funktionellen Gruppe (CH₂-O)*n*, namens Oxymethyl. Die Anzahl *n* der Oxymethyleinheiten bestimmt die Molekülgröße und Eigenschaften des Biokraftstoffs. Die dynamische Viskosität bei 80°C beträgt bei OME nur 0,7 mPas im Vergleich zu 15,4 mPas des Motoröls. Der OME Kraftstoff für die Versuche wurde vom Institut für Katalyseforschung und –technologie (IFKT) des Karlsruher Instituts für Technologie bereitgestellt.

3. Tribometrie und Analytik

Tribometer

Die Reibungsexperimente wurden an einem Stift-Scheibe-Tribometer (SST) der Firma TETRA Gesellschaft für Sensorik, Robotik und Automation mbH durchgeführt. Um äußere Temperatureinflüsse zu vermeiden, wurde das Labor klimatisiert und somit bei konstanter Temperatur gehalten. Die Temperatur im Ölkreislauf wurde durch einen Umwälzthermostaten geregelt. Teil des Kreislaufes war ebenfalls die RNT Verschleißmessanlage, deren Funktion ausführlich in [1] beschrieben wurde.

Um das Reibungsverhalten über der Zeit zu analysieren und gegebenenfalls Aussagen über einen möglichen Einlauf zu treffen, wurde ein Dauerlauf von drei Tagen bei einer konstanten Beanspruchung von 150 N (75 MPa) durchgeführt.

Analytik

In dieser Arbeit wurde ein PHI VersaProbe II der Firma Ulvac-PHI Inc. zur chemischen Oberflächenanalyse der Scheiben verwendet. Die Auflösung des Geräts liegt nach Herstellerangaben bei 0,1 eV mit einem Messfleck von 200 μm . Die Sputterrate zur Erzeugung von Tiefenprofilen betrug 2,5 nm/min mit Argon als Prozessgas (1 kV, 500 nA).

Zur Untersuchung der Topographie der Stiftoberfläche sowie der Scheiben wurde ein Konfokalmikroskop der Firma Sensofar Tech S.L. mit der Bezeichnung PL μ 2300 verwendet. Aufgrund eines speziellen Sensorkopfs können durch Umschalten am Messgerät auch Aufnahmen mit der Weißlichtinterferometrie durchgeführt werden. Die Interpretation der Messdaten erfolgte mit der Auswertesoftware SensoMap Standard 6.2.

4. Ergebnisse und Diskussion

Um den Einfluss von OME auf die Reibung zu überprüfen, wurden Tribometerversuche bei verschiedenen OME-Konzentrationen durchgeführt, siehe Bild 2.

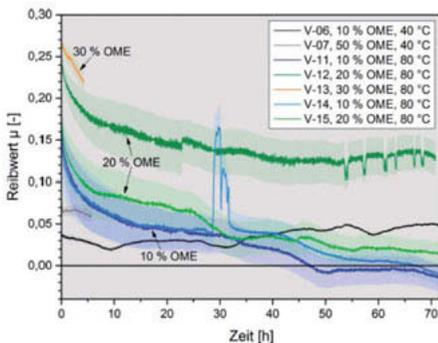


Bild 2: Reibwert bei verschiedenen OME Konzentrationen.

Der kontinuierliche Anstieg des Reibwerts von V-06 (10 % OME, 40°C) lässt sich mit der Verdunstung des Biokraftstoffs erklären. Der Betriebspunkt zu Beginn des Versuchs liegt wegen der hohen Viskosität des Schmiergemisches (29,2 mPas) im Bereich der Hydrodynamik. Nach Ausdunstung des OME steigt die Viskosität noch weiter an und nähert sich dem Wert von reinem Motoröl bei 40°C (58,5 mPas).

Bei zunehmender OME-Konzentration im Schmieröl sinkt die Viskosität des Öl-OME Gemisches weiter ab, sodass der Festkörperanteil im Mischreibungsregime weiter ansteigt. Folglich nimmt der Reibungskoeffizient weiter zu.

Innerhalb der ersten 10 h der OME-Versuche bei 80°C ist ein rapider Abfall des Reibwerts festzustellen, der ebenfalls mit der Verdunstung des OME und der damit höheren Tragfähigkeit des Schmiermittels erklärt werden kann. Die Reibungskoeffizienten im Negativen sind Artefakte und wurden durch Nullpunktverschiebungen des Kraftsensors verursacht.

In Bild 3 werden die Reibverläufe von 10 % OME bei 40 und 80°C mit dem Verlauf bei reinem Motoröl verglichen. Bei 80°C ist eine Erhöhung des Reibwerts durch Senkung der Viskosität festzustellen. Wohingegen bei 40°C der Reibwert, verursacht durch eine erhöhte Viskosität, geringer ausfällt. Wegen der Ausdunstung des OME und einem nachteiligen Anstieg der Viskosität im Bereich der Hydrodynamik nimmt über der Zeit der Reibungskoeffizient zu.

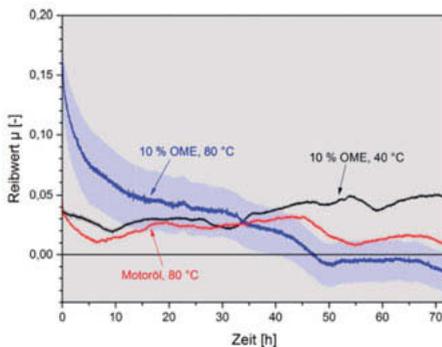


Bild 3: Reibverläufe von Motoröl und Motoröl plus 10 % OME bei 40°C und 80°C.

Eine Beimischung von OME zum Schmieröl sorgt allgemein für eine Herabsetzung der Viskosität. Reibpartner können dadurch weniger effektiv voneinander getrennt und die Bildung eines tragfähigen Schmierfilms unterbunden werden. Ab einem Gehalt von 30% OME (80°C) werden bei den vordefinierten Prüfbedingungen keine Zustände im Bereich der Hydrodynamik mehr erreicht. Betriebspunkte mit sehr geringen Reibwerten (z.B. bei 2,5 m/s, 150 N) werden bereits bei 10% OME in das Mischreibungsregime mit einem wachsenden Anteil an Festkörperreibung verschoben.

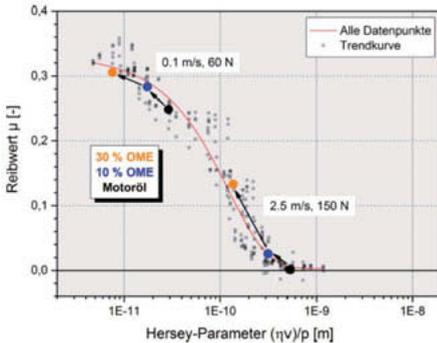


Bild 4: Stribeckkurven für Motoröl und Motoröl mit verschiedenen OME Konzentrationen.

Dieser Trend wird bei zunehmender OME-Konzentration noch weiter verstärkt, siehe Bild 4. In Bild 5 sind die RNT-Versuche mit den korrelierten Reibverläufen dargestellt. Die Auflösungsgrenze der Radionuklidtechnik liegt bei $0,1 \mu\text{g/h}$ ($= 0,05 \text{ nm/h}$ bei dieser Probe). Bei den Versuchen mit Motoröl sowie Motoröl plus 20% OME lagen die Verschleißraten unter 1 nm/h . Aufgrund der geringeren Tragfähigkeit des Schmierfilms des mit 20% OME verdünnten Öls, herrschten im Tribosystem zunächst höhere Kontaktdrücke vor, welche den höheren Beginn des Reibwerts erklären.

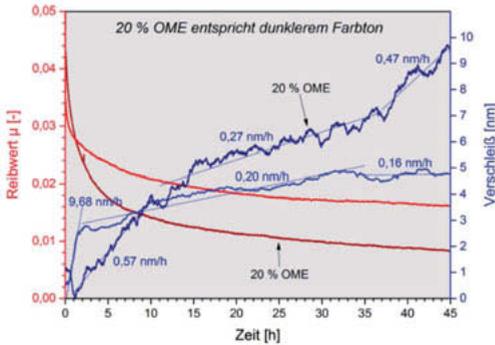


Bild 5: Reibung und Verschleiß in Versuchen mit Motoröl sowie Motoröl plus 20% OME.

Die Beimischung des Biokraftstoffs könnte auch die Schichtbildung von ZnDTP (Zink-Dialkyl-Dithiophosphat) begünstigt haben, da mit zunehmender OME Konzentration höhere Reibleistungsichten umgesetzt wurden. Aus [2] wurde entnommen, dass eine Ölverdünnung mit

Ethanol im tribologischen System DLC – Gusseisen die Schichtbildung von ZnDTP positiv beeinflusst hatte und somit ein geringerer Verschleiß zu messen war. Oxymethylenether könnte in diesem Zusammenhang eine ähnliche Wirkung erzielt haben, was innerhalb der ersten 5 h die geringeren Verschleißraten erklären könnten. Der zunächst starke Abfall des Reibungskoeffizienten bei 20% OME kann überwiegend mit der Ausdunstung des OME und der damit ansteigenden Viskosität in Verbindung gebracht werden. Das Abfallen des Reibwerts unter den des Versuchs mit reinem Motoröl könnte auf die vermehrte Bildung eines reibungsmindernden dritten Körpers unter Beteiligung von ZnDTP zurückzuführen sein. Um diesen Sachverhalt zu klären, wurde mittels XPS in den Reibspuren auf den Scheiben, die mit reinem Motoröl und unter OME Anteil gefahren wurden, analysiert. In allen Reibspuren konnte unabhängig vom OME-Gehalt im Schmiermittel ein vergleichbarer Verlauf der Sauerstoffkonzentration detektiert werden. Somit ist von keiner korrosiven Wirkung von Oxymethylenether während des Reibprozesses auszugehen.

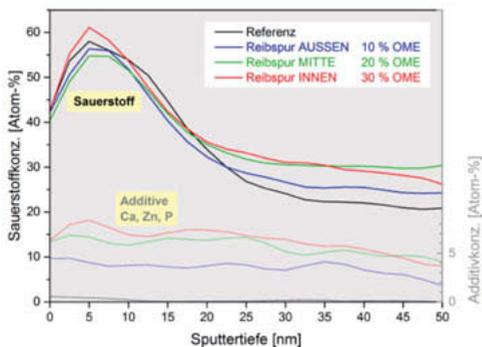


Bild 6: XPS Messungen in der Reibspur.

Dies wird bestätigt, wenn in Bild 6 die Referenzmessung (schwarz) und die Messung bei 30% OME (rot) miteinander verglichen werden. Bei einer oxidativen Wirkung von OME dürften zudem die Verläufe von 10 und 20% OME innerhalb der ersten 15 nm Abtragstiefe nicht unterhalb der Referenzmessung liegen. Der bei einer Tiefe von 50 nm nicht verschwindende Sauerstoffgehalt ist mit der Oxidation der Spritzpartikel beim thermischen Spritzen zu begründen. Des Weiteren liegt eine Korrelation zwischen der Sauerstoffkonzentration und der Konzentration der Additive bei einer Tiefe von über 30 nm vor. Bei größer werdender OME-Konzentration werden zunehmend Oxide der Additive, nämlich Ca, Zn und P registriert, welche gleichzeitig auch zum Anstieg der Sauerstoffkonzentration bei größeren Sputtertiefen führten.

Durch Zusatz von OME zum Schmieröl sinkt die Viskosität, sodass die Reibleistungsdichte im tribologischen Kontakt ansteigt. Die Reibspur könnte somit lokal höheren Temperaturen ausgesetzt worden sein, was eine Adsorption von ZnDTP an die Stahloberfläche bewirkt haben könnte. Bei zunehmendem OME-Gehalt wird die Reibbeanspruchung durch einen höheren Festkörperanteil größer und die Bildung von tribologischen Schichten wahrscheinlicher. Diese Annahme bestätigte sich durch den Anstieg der Additivoxide, die bei steigendem Gehalt des Biokraftstoffs zu messen waren.

5. Zusammenfassung

Um die Effizienz heutiger Verbrennungsmotoren weiter zu optimieren, wurden an Kolbenring und Zylinderlaufbahn Beschichtungen eingesetzt, welche die innermotorische Reibung sowie den Verschleiß reduzieren sollen. Dabei erhielt der Tribometerstift ($\hat{=}$ Kolbenring) eine amorphe Kohlenstoffbeschichtung (DLC). Zum Schutz vor Verschleiß und zur Verringerung von Reibung der Scheibe ($\hat{=}$ Zylinderlaufläche) eine mittels Lichtbogendrahtspritzen hergestellte Stahlspritzschicht.

Bei den tribologischen Untersuchungen kam Oxymethylenether als Kraftstoffzusatz zum Einsatz welches in Verbrennungsmotoren durch Vermischung auch mit Motoröl in Kontakt kommen kann. Aus diesem Grund wurde der oxidative und korrosive Einfluss von OME auf Reibung und Verschleiß der Stahlspritzschicht mit Hilfe des Modellsystems mit Radionuklidtechnik untersucht. Mit Hilfe von XPS-Messungen wurde die Stahlspritzschicht nach den Reibversuchen chemisch analysiert und auf Korrosion hin überprüft. Ergänzend wurden Aufnahmen mit dem Konfokalmikroskop vorgenommen, um eine Beurteilung der Oberflächentopographien durchzuführen.

Bei der Auswertung der RNT Untersuchungen mit und ohne OME ergaben sich vergleichbare Verschleißraten im ein- und zweistelligen Nanometer pro Stunde Regime, wie sie für moderne Verbrennungsmotoren gefordert sind. Die Beimischung von OME reduziert allerdings die Viskosität des Öls, sodass die Reibpartner schlechter voneinander getrennt werden, was zum Anstieg des Reibungskoeffizienten führte. Durch oberflächenchemische Analysen konnte keine Korrosion der Stahlspritzschicht nachgewiesen werden, so dass der Einsatz von OME als Kraftstoff sinnvoll erscheint, wenn ölseitig Maßnahmen zur Viskositätsstabilisierung erfolgen. Somit kann die hier erprobte Paarung von a-C:H im Kontakt mit einer Eisenspritzschicht als aussichtsreiches Tribosystem für einen motorischen Betrieb mit OME gesehen werden und sollte in motorischen Versuchen genauer geprüft werden.

6. Danksagung

Die hier vorgestellte Arbeit wurde im Rahmen eines Initialisierungsprojektes der „Profilregion Mobilitätssysteme Karlsruhe“ durchgeführt, das durch die Fraunhofer-Gesellschaft und von Seiten des Landes Baden-Württemberg zu gleichen Teilen durch das Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst und das Ministerium für Wirtschaft, Arbeit und Wohnungsbau gefördert wurde.

7. Literatur

- [1] Scherge, M.; Pöhlmann, K.; Gervé, A.: Wear measurement using radionuclide-technique (RNT). *Wear* 9(2003), S. 801–817.
- [2] Banerji, A.; Lukitsch, M. J.; Alpas, A. T.: Friction reduction mechanisms in cast iron sliding against DLC: Effect of biofuel (E85) diluted engine oil. *Wear* 368-369 (2016), S. 196–209.

Anforderungen an moderne Tribosysteme in Verbrennungsmotoren

Requirements for modern tribological systems in internal combustion engines

Diplom-Kaufmann **Otto Botz**,
ROWE MINERALÖLWERK GMBH, Worms

Kurzfassung

Der Beitrag beschreibt den Entwicklungsstand und die Leistungsfähigkeit moderner Motoröle für PKW. Die zunehmende Belastung durch Treibhausgase hat die Anforderungen an eine Absenkung des Kraftstoffverbrauchs von Fahrzeugen verstärkt. Unter diesem Gesichtspunkt treten z.B. neben optimierten Werkstoffen zunehmend neue Motoröle in den Fokus und tragen mit optimierten Fuel Economy Eigenschaften zu einer Absenkung des Kraftstoffverbrauchs bei. Die unterschiedlichen Anforderungen der Automobilhersteller an ein Motoröl stellen hier für Neuentwicklungen eine große Hürde dar.

Der Beitrag geht auf bestehende Spezifikationen für Motoröle ein und gibt einen Ausblick auf zukünftige Spezifikationen für PKW Motoröle in Bezug auf die unterschiedlichen Anforderungen verschiedener Märkte. Motorölseitig kann eine grundsätzliche Absenkung der Viskosität aktuell den größten Beitrag bieten die CO₂ Emissionen zu reduzieren.

Dieser globale Trend extrem niedrigviskoser Öle steht im Gegensatz zu verlängerten Ölwechselintervallen und Schutz der Reibpartner vor Verschleiß. Die erfolgreiche Kombination dieser Parameter ist eine große Herausforderung an die Entwickler von neuen Motorölen. Wichtige Parameter wie z.B. Viskosität oder Verdampfungsverlust erfordern einen Einsatz höherwertiger Basisöle für die Formulierung von Motorölen, als dies bisher der Fall war. Es bedarf noch vieler neuer Lösungsansätze die Emissionen zu senken, die Effizienz zu erhöhen ohne dass dies zu Lasten der Haltbarkeit geht.

Abstract

This article describes the development status and performance of modern engine oils for passenger cars. The increasing pollution by greenhouse gases has increased the requirements

for reducing the fuel consumption of vehicles. With this in mind, new engine oils are increasingly coming into focus alongside optimized materials and contribute to a reduction in fuel consumption with optimized fuel economy properties. The different requirements of automobile manufacturers for an engine oil represent a major hurdle for new developments. The article deals with existing specifications for engine oils and gives an outlook on future specifications for car engine oils in relation to the different requirements of different markets. On the engine oil side, a fundamental reduction in viscosity can currently offer the greatest contribution to reducing CO₂ emissions. This global trend towards extremely low-viscosity oils is in contrast to extended oil change intervals and protection of the friction partners from wear. The successful combination of these parameters is a great challenge for the developers of new engine oils. Important parameters such as viscosity or evaporation loss require the use of higher-grade base oils for the formulation of engine oils than was previously the case. Many new solutions are still needed to reduce emissions and increase efficiency without sacrificing durability.

1. Vom Erdöl zum Hochleistungsschmierstoff

Schmierstoffe bestehen in der Regel aus Basisölen, Additiven und Viskositätsindex-Verbessern (VII). Die Gewichtung der Anteile variiert je nach Anwendung. So gestaltet sich z.B. die Zusammensetzung für Motoröle wie folgt:

- Basisöle ca. 65-90%
- Additive ca. 5-20%
- VII ca. 5-15%

1.1 Rohöl das Ausgangsprodukt für Basisöle

Rohöl wird in einer Destillationskolonne unter atmosphärischem Druck in einem Destillationsturm destilliert. Da viele Kohlenwasserstoffe über 400°C zerfallen wird nun der Rohölerest aus dem Sumpf der atmosphärischen Destillation in einem zweiten Schritt unter Vakuum ein weiteres Mal destilliert. Der Anteil an Basisölen für die Schmierstoffproduktion beträgt ca. 5% an diesem Gesamtprozess. Dieser Anteil wird anschließend in einem Raffinationsprozess für die weitere Verarbeitung gereinigt. Je nach Weiterverarbeitungsstufe werden die Basisöle für Schmierstoffanwendungen in unterschiedliche Gruppen eingeteilt. Diese Einstufung der Basisöle erfolgt durch das American Petroleum Institut (API).

1.2 Additive

Zur Erfüllung der unterschiedlichen Anforderungen an Hochleistungsschmierstoffe werden den Basisölen Performanceadditive hinzugemischt. Diese Additive dienen im Allgemeinen der

besseren Schmierung und Haltbarkeit, schützen die Komponenten vor Korrosion und halten das System sauber.

1.3 Viskositätsindexverbesserer

Viskositätsindexverbesserer (VIIs) werden aus Polymeren hergestellt. Diese beeinflussen die Viskosität in Abhängigkeit der Temperatur. Bei einer Temperaturerhöhung kommt es zu einem Viskositätsabfall des Basisöls. Der VII quillt bei Temperaturerhöhung an und garantiert so eine gleichbleibende hydrodynamische Schmierung. Bei tiefen Temperaturen verhalten sich sowohl die Basisöle als auch der VII gegensätzlich.

2. Produktdeklaration

Für den Endverbraucher sind hinsichtlich der Eigenschaften eines Motoröls die Viskositätsklasse sowie die Spezifikation auf dem Etikett des Motorölgebindes ersichtlich.

Die Klassifizierung der Viskositätsklasse erfolgt international durch die Society of Automotive Engineers in genormte SAE-Klassen, z.B. SAE 5W-40. Die Zahl vor dem „W“ beschreibt die Fließeigenschaften des Öls bei Kälte. Je kleiner diese Zahl ausfällt desto kleiner ist die Viskosität des Schmierstoffes bei tiefen Temperaturen. Die Zahl nach dem „W“ beschreibt die Viskosität bei 100 °C. Eine höhere Zahl steht für ein Öl mit einer höheren Viskosität. Diese Klassen sind reine Viskositätsklassen und stellen keine Qualitätsstufen dar.

Motoröle sind je nach Anforderung mit unterschiedlichen Spezifikationen gekennzeichnet. Zwei wichtige Verbände, welche Spezifikationen für PKW- und LKW Motoröle definieren, sind die European Automobile Manufacturers' Association (ACEA) und das American Petroleum Institute (API).

Das API ist eine Kooperation zwischen der Öl- und Additivindustrie und den Fahrzeug- und Motorenherstellern Ford, General Motors und Fiat Chrysler sowie den Vertretern der Japan Automobile Manufacturers Association und der Truck and Engine Manufacturers Association. Die ACEA vertritt die 15 größten europäischen PKW-, Transporter-, LKW- und Busersteller wie die BMW Group, DAF Trucks, Daimler, Fiat Chrysler Automobiles, Ford of Europe, Honda Motor Europe, Hyundai Motor Europe, Iveco, Jaguar Land Rover, PSA Group, Renault Group, Toyota Motor Europe, Volkswagen Group, Volvo Cars und die Volvo Group.

3. Einflussfaktoren zur Erstellung der Motoröl Spezifikationen

Die Leistungsklassen der ersten Spezifikationen für Motoröle orientierten sich hauptsächlich an der Haltbarkeit der einzelnen Motor Komponenten. Mit der Verschärfung der Emissionsklassen wurden nach und nach unterschiedliche Abgasnachbehandlungssysteme in den Fahrzeugen installiert. Der Fokus bei der Motorölentwicklung wurde nun auf die Kompatibilität mit den neuen Abgasnachbehandlungssystemen erweitert. Dies hatte zur Folge, dass die verwendeten Motoröle hinsichtlich den Anteilen von Sulfatasche, Phosphor und Schwefel (SAPS) angepasst werden mussten. Man spricht in diesem Zusammenhang von sogenannten Mid- und Low SAPS Motorölen. Zu Erfüllung der zukünftigen CO₂ Anforderungen wurde es erforderlich den Fokus der Motoröl Entwicklung verstärkt auf die Wirtschaftlichkeit zu legen. Verbesserte Kraftstoffeinsparpotentiale sogenannter Fuel Economy (FE) Öle tragen so direkt zu einer signifikanten Absenkung der CO₂ Emissionen bei. Die große Herausforderung bei der Entwicklung neuer Motoröle liegt in der Verbindung dieser drei Anforderungen.

3.1 Neue Motorkonzepte haben erhöhte Anforderungen an die Haltbarkeit

Der vermehrte Einsatz von Turboladern, der erhöhte Biokraftstoffanteil oder auch neue Abgasrückführungs-Systeme führen zu verstärkter thermischer Belastung, einem höheren Ruß Eintrag und Korrosion. Dies erfordert eine Anpassung der Additivsysteme. Ein spezielles Problem auf der Suche nach mehr Effizienz resultiert aus dem Downsizing der Motoren. Man hat festgestellt, dass es in aufgeladenen Benzinmotoren mit relativ niedrigen Drehzahlen, verbunden mit hohen Zylinderdrücken, zu „Low Speed Pre Ignition“ (LSPi), einer verfrühten Zündung kommen kann. Der Betriebsbereich in dem LSPi auftritt liegt auch nahe an dem Arbeitsbereich in dem der Kraftstoffverbrauch und Leistung optimal ausbalanciert sind. Im schlimmsten Fall kann eine eintretende Vorzündung zu gebrochenen Kolbenringen oder beschädigten Ringstegen führen. Man vermutet, dass es durch kleinste Öltröpfchen und/oder Ablagerungspartikel zu Selbstzündungen kommt. Schmierstoffseitig ist dieses Phänomen noch nicht vollkommen erforscht. Es lässt sich jedoch bereits absehen, dass das Detergent System einen signifikanten Einfluss auf LSPi hat. So verstärken z.B. klassische Calcium basierte Systeme diesen Effekt.

3.2 Neue Messmethoden führen zu effizienteren Abgasreinigungssystemen

Die Einstellung des neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ), die ab dem 01.09.2018 vorgesehenen Messungen nach der Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP) und die ab 01.01.2020 kommenden Abgasmessungen im realen Fahrzyklus (RDE) erfordern neue und effizientere Abgasnachbehandlungssysteme in Bezug auf den NO_x Ausstoß, die Partikelanzahl und die Feinstaubbelastung. Das Additivsystem für Motoröle muss hier weiter

hinsichtlich der Sulfatasche Anteile, Phosphor und Schwefel optimiert werden. Die Grenzwerte müssen weiter abgesenkt werden, was gleichzeitig eine Herausforderung an die Beibehaltung des bestehenden Verschleißschutzverhaltens darstellt, da Phosphor- und Schwefelverbindungen klassische Komponenten sind um das System vor Verschleiß zu schützen.

3.3 Die Absenkung der CO₂ Emissionen sind der Treiber für mehr Kraftstoff Ersparnis

Bei der Verbesserung der CO₂ Bilanz eines Fahrzeuges mit Verbrennungsmotor spielt die Schmierstoffauswahl eine wichtige Rolle um diesem Ziel näher zu kommen. Bei der Entwicklung neuer Fuel Economy Öle stehen hauptsächlich zwei Motorölparameter zur Absenkung des Kraftstoffverbrauchs im Mittelpunkt:

- Die Absenkung der High-Temperature-High-Shear Viskosität (HTHS)
- Der Einsatz von Reibungsverbesserern (Friction Modifier/FM).

Die Absenkung der HTHS Viskosität ist eine effektive Möglichkeit den Kraftstoffverbrauch zu senken. Grundsätzlich sorgt eine Absenkung der Viskosität immer für mehr Effizienz. Dünnere Öle bergen aber ein größeres Risiko wenn es darum geht einen stabilen, hydrodynamischen Film zwischen den Reibpartnern aufzubauen. Die Haltbarkeit der Motorkomponenten ist so evtl. nicht mehr in gleichem Maße gewährleistet. Neue noch zu entwickelnde Additivsysteme hinsichtlich Verschleißschutz sind hier notwendig. Einen wichtigen Einfluss bei der Entwicklung zukünftiger niedrigviskoser Motoröle hat der VII. Um über die lange Einsatzdauer keinen zu großen Viskositätsabfall zu erhalten, ist der Einsatz scherstabiler VII's zwingend notwendig. Der Einsatz von höherwertigeren Basisölen mit niedrigem Verdampfungsverlust ist ein weiterer wichtiger Bestandteil bei der Formulierung niedrigviskoser Motoröle. Dünnere Basisöle haben in der Regel mehr flüchtige Bestandteile. Öle mit höherem Verdampfungsverlust dicken schneller ein und führen so zu einer Verschlechterung der Mehrbereichs- und Tieftemperatur-eigenschaften. Das führt wiederum zu einer Verschlechterung der Fuel Economy Eigenschaften. Daher werden für zukünftige Fuel Economy Motoröle zunehmend Basisöle der API Gruppe III und IV eingesetzt.

Der Einsatz von Friction Modifiern ist eine weitere Möglichkeit den Kraftstoffverbrauch zu senken. Man unterscheidet hier zwischen Friction Modifiern organischer Natur (z.B. Ölsäure) und Feststoffen (z.B. Molybdändisulfid). Der vermehrte Einsatz von Friction Modifiern kann zu Unverträglichkeiten mit dem Abgasnachbehandlungssystem führen oder zu Ablagerungen am Feuersteg.

4. Fazit

Die kommenden Jahre stellen eine große Herausforderung an die Entwicklung und Formulierung neuer Motoröle. Optimale Ergebnisse können nur erzielt werden, wenn es schon in der Entwicklung der einzelnen Motorkomponenten zu einer Abstimmung mit dem Schmierstoff kommt. Materialien, Oberflächen oder Beschichtungen müssen zusammen mit dem Schmierstoff optimiert werden um eine maximale Absenkung der Reibung bei Beibehaltung der Motorbeständigkeit zu gewährleisten und somit zu einer Reduzierung der CO₂ Emissionen beizutragen. Aufgrund der unterschiedlichen OEM Konzepte zur Erlangung der ambitionierten Emissionsziele ist die Wahrscheinlichkeit groß, dass es zukünftig vermehrt zu individuellen Schmierstofflösungen kommen wird. Dieses Szenario erschwert es nicht nur dem Verbraucher Motoröle übergreifend einzusetzen, sondern erhöht auch signifikant die Entwicklungskosten neuer Schmierstofflösungen.

4. Conclusion

The coming years will be a great challenge for the development and formulation of new engine oils. Optimum results can only be achieved if the individual engine components are matched to the lubricant during development. Materials, surfaces or coatings must be optimized together with the lubricant to ensure a maximum reduction in friction while maintaining engine resistance and thus contributing to a reduction in CO₂ emissions. Due to the different OEM concepts for achieving the ambitious emission targets, there is a high probability that more individual lubricant solutions will be developed in the future. This scenario not only makes it difficult for the consumer to use engine oils overall, but also significantly increases the development costs of new lubricant solutions.

Untersuchung von Ölverbrauch und Verschleiß bei DEUTZ-Motoren

Dipl.-Ing. **Thomas Hoen**, Dr.-Ing. **Timo Ortjohann**, DEUTZ AG, Köln

Kurzfassung

Bei der Auslegung der Zylindereinheit von Verbrennungsmotoren in Offroad-Anwendungen stehen Ölverbrauchswerte und minimaler Verschleiß als Zielgrößen im Fokus. Die mechanische Gestaltung der Zylindereinheit ist im Wesentlichen abhängig von der Literleistung, der Art des Kraftstoffes, vom Anwendungsfall und der Motorvariante. Durch die konsequente Analyse und Auswertung von Dauerlauf- und Feldergebnissen wurde eine bestehende Serien-Zylindereinheit weiter optimiert. In diesem Zusammenhang spielt die aufeinander abgestimmte Auslegung der Kolben, der Kolbenringe und der Honung auf der Zylinderlauffläche im systemischen Zusammenspiel immer wieder die zentrale Rolle.

1. Übersicht der DEUTZ - Motoren

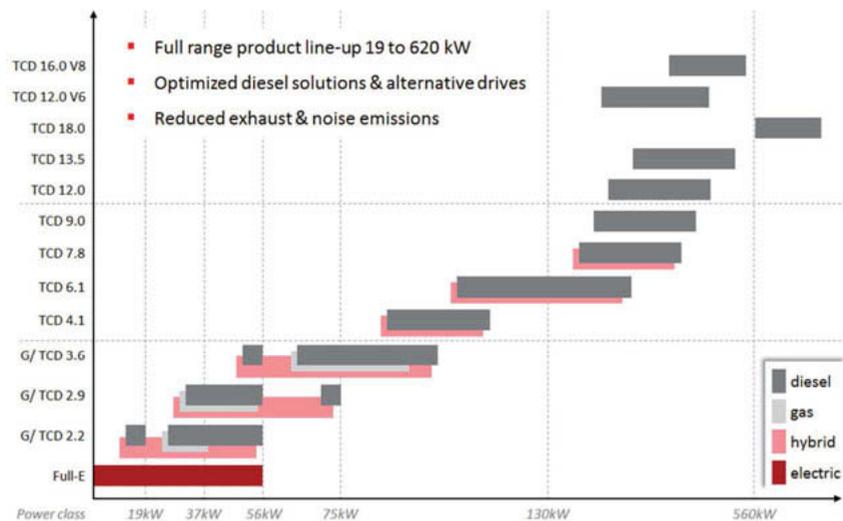


Bild 1: Baureihenübersicht der DEUTZ-Motoren + Entwicklungsprojekten

DEUTZ Motoren sind in der Weise entwickelt, dass sie über einen Basismotor und entsprechend konfigurierbare Anbaukomponenten für jede Art Anwendungsfall im Off-Road Bereich einsetzbar sind. Sie erfüllen die Anforderungen in einem vieldimensionalen Feld, wie z. B. vom niedrig (Bsp: Gabelstapler) bis zum hochausgelasteten Anwendungsfall (Bsp.: Landmaschinen) in Umgebungstemperaturen von $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei diversen Arbeitsgebieten von unter Tage bis in 4000 m Höhe. Bild 1 zeigt das Leistungsspektrum der verschiedenen DEUTZ Motoren.

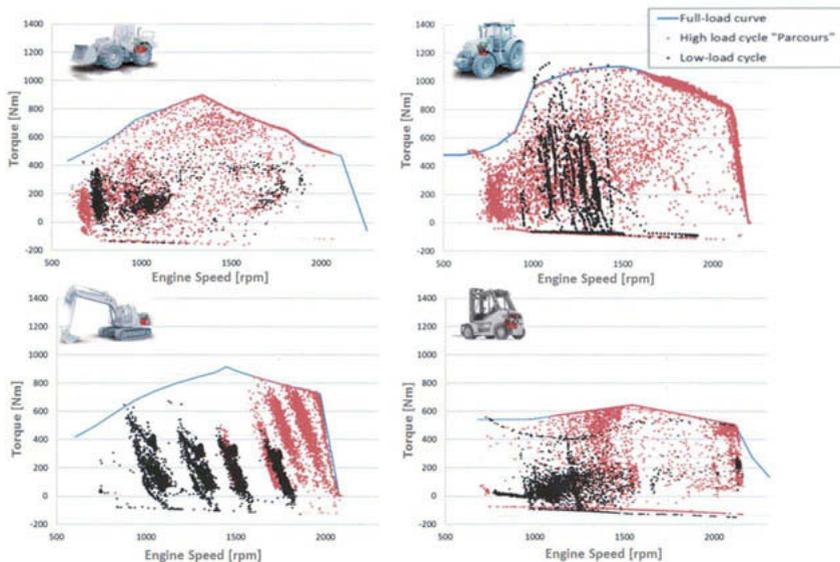


Bild 2: Anwendungsprofile

In Bild 2 sind beispielhaft Anwendungsprofile für drei Maschinen des Industriesektors sowie Anwendungsprofile eines Traktors im Agrareinsatz dargestellt. Es wird die unterschiedliche Auslastung und Verweildauer in den Betriebspunkten deutlich. So muss derselbe Motor

1. bei niedrigen Auslastungen und den damit verbundenen Risiken folgend aus niedrigen Betriebstemperaturen sowie
2. bei hohen Auslastungen und den damit verbundenen hohen dynamischen und thermischen Lasten

über der Lebensdauer voll funktionsfähig bleiben.

Überlagert man also alle Anwendungsprofile des breiten Applikationsspektrums der DEUTZ Motoren, zeigt sich, dass der baugleiche Motor in allen Betriebspunkten seinen dauerhaften Einsatz erfahren kann, da er sowohl in der Landtechnik (Bsp: Traktoren) eingesetzt wird, wie auch im Industriesektor (Zum Beispiel in Gabelstaplern oder in Baumaschinen als auch in Kombination mit Elektromotoren in hybriden Lösungen).

Folglich unterliegt bei diesen variablen Einsatzmöglichkeiten auch die Zylindereinheit im realen Einsatz den zuvor beschriebenen Randbedingungen. Hieraus resultieren vor allem Lösungen zu den Aufgabenstellungen:

1. Darstellen der Dauerfestigkeit unter Low cycle Fatigue Belastung
2. Vermeiden von Ablagerungen bei geringer Auslastung und geringer Drehzahl
3. Ölkohleaufbau durch den Betriebspunktwechsel von Niedriglast und Volllast

2. Wo liegen die DEUTZ Motoren im Benchmark zu vergleichbaren anderen Motoren

In Bild 3 ist die spezifische Leistung in kW pro Liter über dem Zylindervolumen in Liter (= Quotienten aus Leistung in KW geteilt durch den Hubraum in Liter) für eine Vielzahl von Kolben in realen Dieselmotor-Anwendungen aufgetragen. Es zeigt sich eine große Variantenvielfalt von Kolbenbauarten.

Bis zu einem Zylindervolumen von 1,05 Liter und einer spezifischen Leistung von 29,5 kW / Liter werden in DEUTZ-Reihenmotoren Aluminium-Kolben ohne Kühlkanal eingesetzt. Bei größeren Zylindervolumen bzw. höheren spezifischen Leistungen kommt ein Kühlkanal zum Einsatz bzw. erfolgt der Konzeptwechsel zum Stahlkolben bis 38 kW pro Liter.

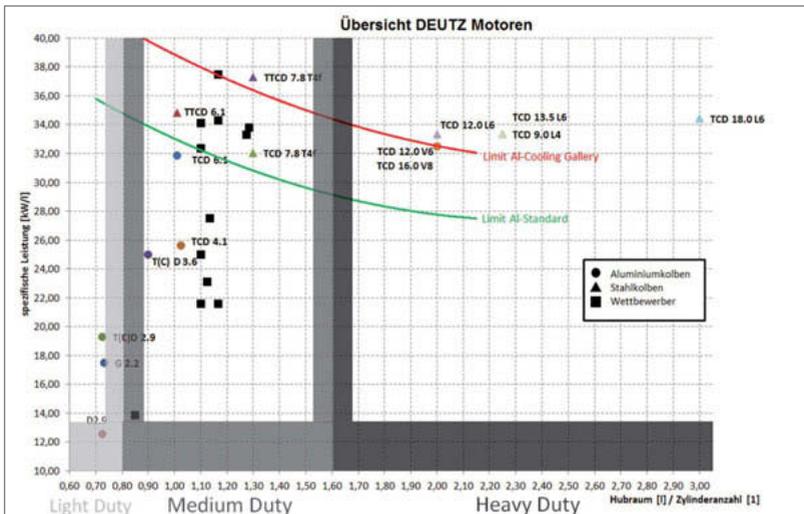


Bild 3: Benchmark Aluminium und Stahlkolben

Bild 4 zeigt im Vergleich die Abhängigkeit des Kolbenkonzeptes vom maximalen Zylinderdruck, die wiederum mit der zuvor gezeigten spezifischen Leistung verknüpft ist. In dieser Darstellung zeigt sich ein klares Bild: Bis zu einem Spitzendruck von 180 bar werden in heutigen Dieselmotor-Serienanwendungen Aluminium-Kolben eingesetzt, bei Spitzendrücken größer 200 bar erfolgt der Einsatz von Stahlkolben.

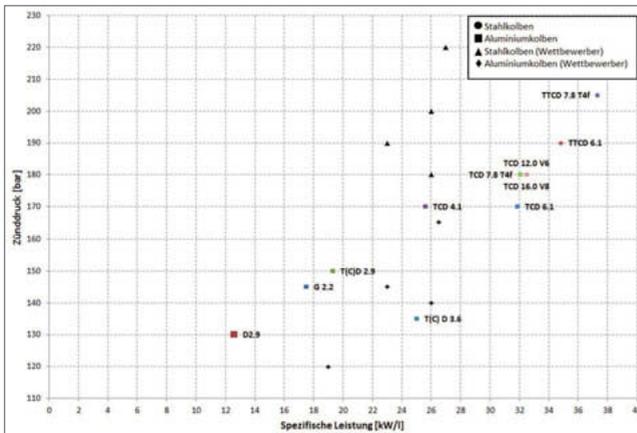


Bild 4: Zünddruck als Funktion der spezifischen Leistung

Welches Konzept zum Einsatz kommt (Aluminium oder Stahl) hängt im Wesentlichen von dem gewählten Spitzendruck im Zylinder und/oder der spezifischen Leistung ab. Hierbei spielen für die Zylindereinheit-Systemkomponenten die mechanische Last infolge des Zylinderdruckes bei hohen Materialtemperaturen (High Cycle Fatigue) genauso eine Rolle wie die Temperaturwechsel infolge der Aufwärm- und Abkühlphasen über der Lebensdauer. Der Ölverbrauch wird durch die Auslegung der Zylinderlauffläche sowie deren Kontaktpartner (Kolben und Kolbenringe) bestimmt im Toleranzband ausgekühlter Motor bei minimaler Außentemperatur bis hin zum aufgewärmten Motor im maximal belasteten Zustand bei Maximal-Außentemperatur. Der Verschleiß entsteht als Folge eines ungenügend zur Verfügung stehenden tragfähigen Schmierfilms zwischen den Reibpartnern. Dieser wird neben anderen Parametern wesentlich durch das zur Verfügung stehende Ölangebot, die sich einstellenden Temperaturen des Schmiermittels und der Kontaktpartner sowie die Druckverteilung im Ölfilm infolge der Last in allen Betriebspunkten beeinflusst. Auf dieser Basis werden die Kontaktpartner selbst und deren Kontaktflächen detailliert ausgelegt immer mit dem Blick auf ein „stabiles“ Gesamtsystem Kolben/Kolbenringe/Lauffläche mit den Zielen geringe Dynamik der Kolbenringe und wenig Anlagewechsel je Arbeitsspiel. Im Fortlauf dieses Artikels wird der Fokus auf die DEUTZ-Dieselmotorenvarianten gelegt. Die Lösungen für ottomotorische Brennverfahren in den nahezu baugleichen Hubraumfamilienkonzepten, wie z. B. der Einsatz eines Rechteckringes in der ersten Kolbennut und ein möglichst geringes Feuerstegspiel, sind Inhalte einer parallelen Entwicklung und Teil der neuen DEUTZ-Gasmotoren-Baureihen ab 2019.

3. Unterschiede zwischen Aluminiumkolben und Stahlkolben

Die Unterschiede zwischen Stahl und Aluminiumkolben basieren logischer Weise auf deren Werkstoffeigenschaften. Der Stahlkolben hat eine drei bis viermal niedrigere Wärmeleitfähigkeit als der Aluminiumkolben (Bild 5). Das hat den Vorteil, dass die Temperaturen in den Kolbenringnuten in der Nabe deutlich niedriger sind. Daraus folgt eine niedrigere thermomechanische Belastung des Kolbens. Weiterhin zieht diese Eigenschaft für die Auslegung im Motor den Vorteil der geringeren Belastung der Kolbenringe nach sich. Nachteil ist die hohe Temperatur am Muldenradius und die höhere Temperatur des Öls aus dem Kühlkanal. Durch diese hohe Öltemperatur im Kühlkanal, kann es zu Ablagerungen (Ölkohe) im Kühlkanal kommen, die ihrerseits zu Muldenrandrissen führen können. Überlastläufe im Erprobungsprogramm zur Bestimmung der Grenzen eines entwickelten Motors sind durch diesen Umstand stark eingeschränkt. Auch die höhere Ölkühlerleistung, die benötigt wird, ist als Nachteil zu notieren, da sie motorseitig zu Mehrkosten führen kann.

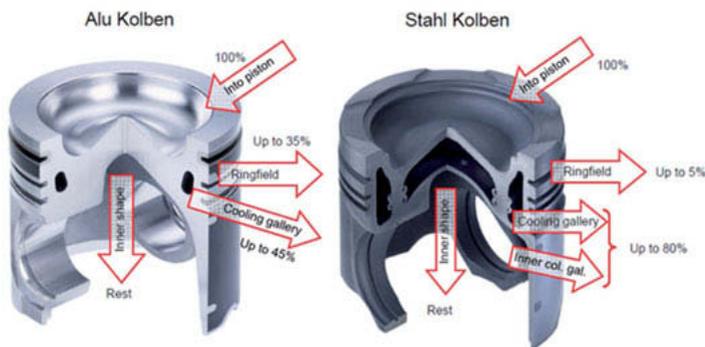


Bild 5: Wärmefluss als Folge der Wärmeleitfähigkeit bei Aluminium- Stahlkolben

Der Stahlkolben hat ein höheres Gewicht, welches aber durch seine Reduzierung der Kompressionshöhe und der Redzierung der Kolbenbolzen ausgeglichen werden kann. Dies kann man aufgrund der höheren Steifigkeit und Festigkeit des Stahlkolben kompensieren. Beim Vergleich des Stahlkolbens mit dem Aluminiumkolben sollte man immer den Bolzen bei der Gewichtsbeachtung mit einbeziehen. Die Verkleinerung der Kompressionshöhe führt zu einer Reduzierung der Normalkraft am Kolbenhemd und letztendlich zu einer Reibleistungsreduzierung.

Da beim Einsatz des Stahlkolbens die Zylinderlaufbuchse aus einem Material mit ähnlichen Werkstoffeigenschaften besteht, entstehen als Folge der Werkstoffauswahl vernachlässigbar geringe Diskrepanzen zwischen der thermischen Ausdehnung von Kolben und Zylinderlaufbuchse. Dies führt zu einem weiteren Reibleistungsvorteil im Vergleich zum Aluminium-Kolben. Messungen zeigen, dass sich aus den genannten Gründen Verbrauchsvorteile bis zu ca. 2% einstellen können. Als nachteilhaft hat sich das geringe Ausdehnungsverhalten am Feuersteg gezeigt. Hierauf wird später im Kapitel zum Thema Verkockungslauf für Stahlkolben eingegangen. In Summe ist folglich der Stahlkolben mit mehr technischen Vor- als Nachteilen behaftet und folglich die technisch bessere Lösung. Dagegen steht die Gesamtwirtschaftliche Betrachtung des teureren Stahlkolbens. Daraus folgt die immer wieder kehrende vergleichende Detailbetrachtung bei Motorenentwicklungen zur Fragestellung „Einsatz eines Stahl- oder Aluminiumkolbens“

4. Der Stahlkolben

Der konkrete Einsatz eines Stahlkolbens soll hier am Beispiel eines DEUTZ Motors diskutiert werden. Wie im Steckbrief in Bild 6 zu sehen ist der TTCD7.8L6 AGRI T4F ein zweistufig aufgeladener Dieselmotor mit einer Literleistung von 38,5 KW/Liter.

Steckbrief TTCD 7.8 L6, AGRI T4f

| Motortyp | Einheit | TTCD 7.8 L6 |
|----------------------------------|-------------------|-------------|
| Zylinderzahl | [-] | 6 |
| Bohrung/Hub | mm | 110/136 |
| Hubvolumen | l | 7,8 |
| Max. Drehzahl | min ⁻¹ | 2100 |
| Max. Leistung | kW | 291 |
| bei Drehzahl | min ⁻¹ | 1900 |
| Max. Drehmoment | Nm | 1565 |
| bei Drehzahl | min ⁻¹ | 1400-1600 |
| niedrigste Leerlaufdrehzahl | min ⁻¹ | 800 |
| Spezifischer Kraftstoffverbrauch | g/kWh | 195 |
| Gewicht | Kg | 1225 |
| Kolbenwerkstoff | [-] | Stahl |
| Kompression ϵ | [-] | 16,8 |

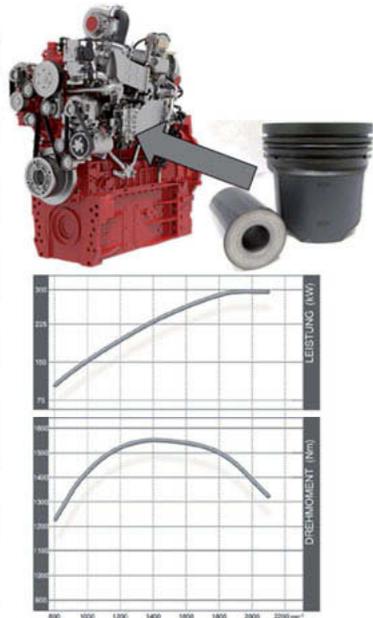


Bild 6: Landtechnik Motor TCD 7.8 L6 / T4f: Haupt Design Merkmale gegenüber T4i [1]

Bei dieser Anwendung unter Einsatz eines Stahlkolbens hat sich gezeigt, dass sich im Vergleich zum Aluminium-Kolben die Ölverbrauchsmechanismen, wie in Bild 7 gezeigt, sehr ähnlich gestalten. Lediglich das absolute Niveau der resultierenden Ölverbräuche verschiebt sich hin zu geringeren Werten.

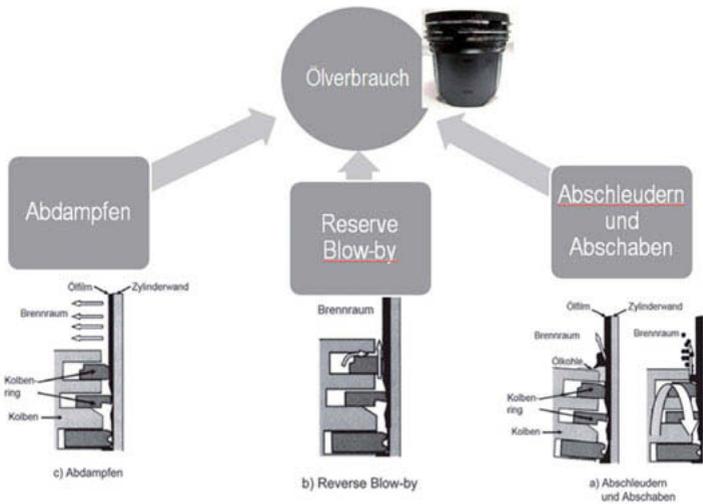


Bild 7: Ölverbrauchsmechanismen

Der Stahlkolben bietet aufgrund seiner höheren Steifigkeit und der sich infolge der Wärmeleitfähigkeit einstellenden geringeren Temperatur in den Kolbennuten bessere Randbedingungen für die Kolbenringbewegung zu Erfüllung der Dicht- und Schmierfilmbereitstellungseigenschaften als der Aluminium Kolben. Dies zeigt sich im direkten Vergleich in den Abdampfverlusten und den Reverse BlowBy Werten. Aus diesem dynamischen Verhalten alleine würde eine Reduzierung der Verkokungsneigung folgen. Gegensätzlich jedoch wirkt die geringe thermische Ausdehnung des Kolbens, die zu einem besseren Haften der infolge der hohen Temperaturen entstehenden Ölkohle führt.

Dieser dominante Mechanismus führte bei der Stahlkolbenentwicklung zu einer tiefergehenden Untersuchung und Erprobung in Hinsicht auf die Verkokung. Ein speziell entwickelter sogenannter Verkokungslauf wurde im Rahmen der Entwicklungsprojekte mit Stahlkolbenkonzepten erstellt.

5. Verkokungslauf

Der Verkokungslauf soll als Extremversuch Verkokung provozieren und abprüfen, ob ein gewähltes Kolbengruppen/Zylindereinheitskonzept eine Verkokung des Kolbens hinreichend vermeiden kann, so dass der einwandfreie Betrieb über Lebensdauer des Motors gewährleistet ist. Das Verkokungslaufprofil (siehe Bild 8) beschreibt im Groben den Wechsel zwischen niedriger Last (unverbranntes Öl wird zum Feuersteg transportiert) und hoher Last (Öl wird im Feuerstegbereich verbrannt). Die Besonderheit ist, dass das Stahlkolbenkonzept dazu führen kann, dass entstehende Ölkohle viel länger und stabiler am Feuersteg haften bleibt. Im realen Betrieb kann dieser Aufbau von Ölkohle häufig erst nach langen Einsatzzeiten (= vielen Betriebsstunden) detektiert werden. Daher ist es sinnvoll im Entwicklungsprojekt selbst Zeitraffer-Effekte zu nutzen, die das absolut zur Verfügung stehende Ölangebot und den Ölverbrauch erhöhen. Es entsteht ein Extremtest, der die Robustheit von Auslegungen eines Feuerrings, einer Rändelung oder von Cut-Back Kolben validiert.

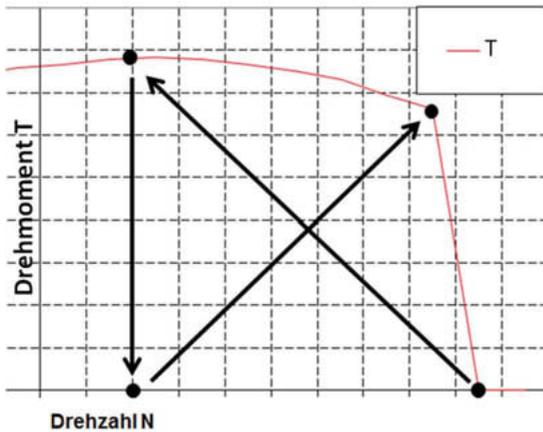


Bild 7: Lastpunkte des Verkokungszyklus

6. Verschleiß

Eine Herausforderung als Konsequenz der Erhöhung der Literleistung durch den Stahlkolben ist die Auslegung der Honung in der Form, dass sie den Ölhaushalt im System so versorgt, dass alle Komponenten über der Laufzeit ihr Verschleißlimit nicht überschreiten.

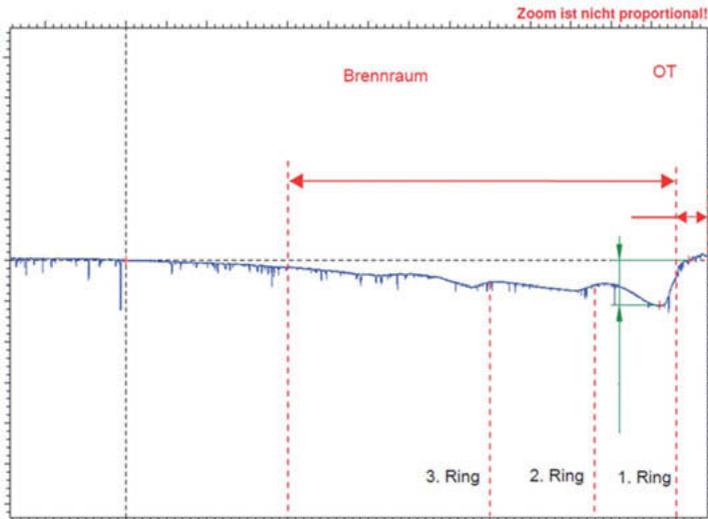


Bild 8: Zylinderrohrmessschreib Zwickelverschleiß

Das mögliche Auftreten von Blankstellen in der Zylinderlaufbuchse kann mittels Rändelung, Feuerring und Cut-Back-Kolben vermieden werden. Im Folgenden soll detaillierter auf den Zwickelverschleiß, wie in Bild 9 dargestellt, eingegangen werden, der vornehmlich von den Einflussparametern Temperatur, Zünddruck und Ölqualität abhängt.

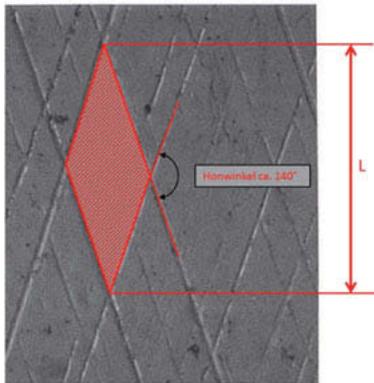


Bild 9: Spiralgleithonung

Bei DEUTZ Dieselmotoren hat sich in der Vergangenheit die Spiralgleithonung als effektive Serienlösung bewährt. Diese bietet das "ideale Plateau" mit geringen R_{pk} (Spitzenprofil) Wert und RK (Kernprofil) Werten und einem hohen Materialtraganteil [2]. Sie besitzt einen so hohen Materialtraganteil, dass der resultierende Verschleiß im Vergleich zu einer klassischen Plateauhonung deutlich geringere Ausprägungen erfährt. Durch die Wahl eines Honwinkels von ca. 140° (Bild 10) verlängert sich zusätzlich die Strecke, die die Reibpartner relativ zu einander auf dem Plateaubereich zurücklegen. Die Spiralgleithonung ist bis

heute eine effiziente Lösung für alle an sie gestellten Anforderungen.

7. Reduzierung des Verschleiß und der Reibleistung durch verwenden der Streifenhonung

Ein weiteres Maß an Reduzierung der Reibleistung im System und des Verschleißes kann durch die Verwendung einer Streifenhonung erreicht werden. Sie bietet die Möglichkeit der Anpassung der nötigen Parameter im Bereich OT und UT sowie im mittleren Bereich der höchsten Relativgeschwindigkeiten. Bild 11 zeigt die theoretische Stribeck-Kurve, die entstehende Reibung bei der Kolbenbewegung in Festkörper-, Misch- und hydrodynamische Reibung unterteilt. Hieran lassen sich die Aspekte der Streifenhonung gut darlegen. In Bereichen, in denen Mischreibung auftritt, wird eine feine Variante der Spiralgleithonung eingesetzt. Im Gegensatz dazu hont man in Bereichen, in denen hydrodynamische Reibung vorherrscht eine raue Variante der Spiralgleithonung. Diese Varianten und zwei andere Optionen wurden in einem Motor befeuert getestet. Zur Anwendung kam eine „parent bore“ Variante, die von der Firma Nagel nach gemeinsam definierten Vorgaben gehont wurde. In diesen Versuchen wurde eine geringe Reduzierung der Reibleistung und eine deutliche Reduzierung des Verschleißes festgestellt. Damit ist für die Zukunft eine Option entwickelt, die weitere Steigerungen der Liferleistungen, Zünddrücke und Mitteldrücke möglich machen.

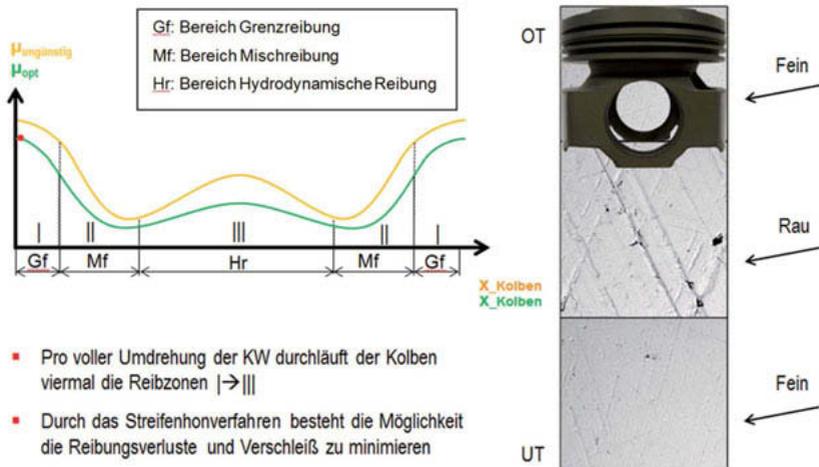


Bild 10: Streifenhonung. [3]

Zusammenfassung

Die sich ständig weiter entwickelnden Anforderungen bei Offroad-Anwendungen, wie z. B. Leistungs- oder Drehmomentsteigerungen bei gleichem Bauraum unter hohem Kostendruck, führen zu extremen Anforderungen an das Triebwerk, welche unter anderem durch stetige Optimierung der Zylindereinheit gelöst werden. In den aktuellen und zukünftigen Motorentwicklungen ist immer wieder aufs Neue zu prüfen, welche Kolbenvariante (Aluminium oder Stahl) die gesamtheitlich beste Lösung für die neuen Lastenheftanforderungen darstellt. Es zeigt sich, dass die Wahl des Stahlkolbens mit den positiven Eigenschaften gleiche Wärme-dehnung wie Zylinderrohr, niedrigere Materialtemperatur sowie höhere Materialfestigkeitskennwerte auch negative Folgen, wie höhere Verkokungsneigung mit sich ziehen kann. Diese können für aktuelle Serienanwendungen durch Lösungen, wie Einführung von Feuerringen oder Rändelungen einwandfrei gelöst werden. Weiterhin wurde die Optimierung der Zylinderlaufflächen-Mikrogeometrien in einem Vorentwicklungsprojekt untersucht. Hieraus ergeben sich mit Anwendung der Streifenhonung weitere Potentiale auftretenden Verschleiß zu minimieren und die Motoren für die zukünftigen Anforderungen noch besser auszuführen.

Literaturverzeichnis

- [1] Bick, W., Saegert, G., Ehle, J.: Zylinderkopf für Nonroad Anwendungen mit hoher spezifischer Leistung, VDI – Fachtagung Ventiltrieb und Zylinderkopf 2012
- [2] T. Hoen , J. Schmid und W. Stumpf, „Weniger Verschleiß und Ölverbrauch durch Spiraleithonung bei DEUTZ Motoren“, MTZ, 04 2009.
- [3] Hoen T., Investigation of stratum-honing variants at DEUTZ-engines, 4th Tribology Symposium 2017 / 21st and 22nd of June 2017, Landau

Formhonen light

Funktion und Fertigungstechnik

Dipl.-Ing. (FH) **Gerhard Flores**, Dr.-Ing. **Andreas Wiens**,
Gehring Technologies GmbH, Ostfildern

Kurzfassung

Das Fertigungsverfahren Formhonen trägt zur Energieeffizienz moderner Verbrennungsmotoren bei. Dies ist möglich durch einen fertigungstechnischen Vorhalt von Zylinderverzügen, so dass beim neu entwickelten Formhonen light die Reibung des Kolbenhemds im unteren Bereich der Bohrung durch gezielte lokale Spielvergrößerung signifikant reduziert wird. Neben der funktionalen Bedeutung des Formhonen sind auch die fertigungstechnischen Verfahrenskomponenten und die Erfahrungen bei der Serieneinführung Gegenstand des Beitrags. Formhonen wurde weltweit in zahlreichen Fertigungslinien eingeführt und ist somit ein wesentlicher Beitrag für die Zukunftsfähigkeit des Verbrennungsmotors.

1. Einleitung

Formhonen ermöglicht eine Reibungsreduzierung bei gleicher Leistung einen geringeren Kraftstoffverbrauch, der zur CO₂-Reduzierung führt. Dies ist möglich durch einen fertigungstechnischen Vorhalt von Zylinderverzügen, sodass beim Formhonen unter bestimmten Betriebsbedingungen quasi zylindrische Bohrungsformen zu geringeren Reibungsverlusten führen [1]. Besonders beim Formhonen light wird die Reibung des Kolbenhemds im unteren Bereich der Bohrung durch gezielte lokale Spielvergrößerung signifikant reduziert [2].

2. Lokale Optimierung des Kolbenspiels

Die wesentliche Optimierung des tribologischen Systems erfolgt durch lokal unterschiedliche Kolbenspiele entlang der Bohrungslänge. Um die radiale Kolbensekundärbewegung im oberen Teil der Bohrung möglichst gering zu halten, ist hier eine enge Kolbenführung mit geringem Spiel vorteilhaft. Im unteren Teil der Bohrung wird dem Kolbenhemd ein größeres Spiel gegeben, um die Kontaktierung und somit die Reibung des Kolbenhemds zu reduzieren. Damit wird die funktionsbedingte Temperaturdifferenz von oberen und unteren Totpunkt fertigungstechnisch berücksichtigt, (Bild 1). [3]. So lassen sich unterschiedlichste Mantellinienverläufe herstellen. Im Gegensatz zum Honen von beliebigen Freiformen [4] (Formhonen

professional) konzentriert sich das Formhonen light auf rotationssymmetrische nichtzylindrische Bohrungsformen, deren Durchmesser nach der Bearbeitung an OT immer kleiner sind als an UT.

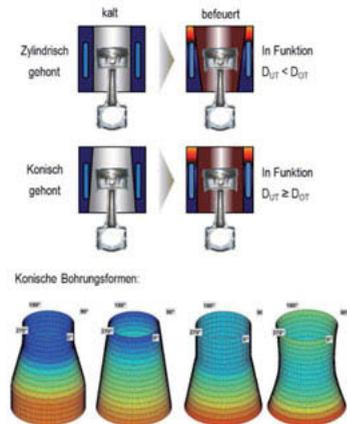


Bild 1: Lösungsansatz zur Optimierung des Kolbenspiels

3. Prinzip des Formhonen light

Die zu honenden rotationssymmetrischen nichtzylindrischen Formen werden kundenseitig definiert. Damit wird eine Vorhaltekontur angegeben, welche sich unter befeuerten Betriebsbedingungen mit lokal unterschiedlichen Temperaturen zu einer quasi zylindrischen Bohrung mit parallelen Mantellinien ausbildet. Dabei handelt es sich jedoch ausschließlich um Längsverzüge. Querschnittsverzüge aufgrund lokal unterschiedlicher Wandstärken oder Spannungszustände durch die Kopfmontage lassen sich durch Formhonen light nicht kompensieren. Eine Honbrille kann durch Formhonen light also nicht ersetzt werden und kann auch weiterhin im Sinne einer Qualitätsverbesserung angewendet werden.

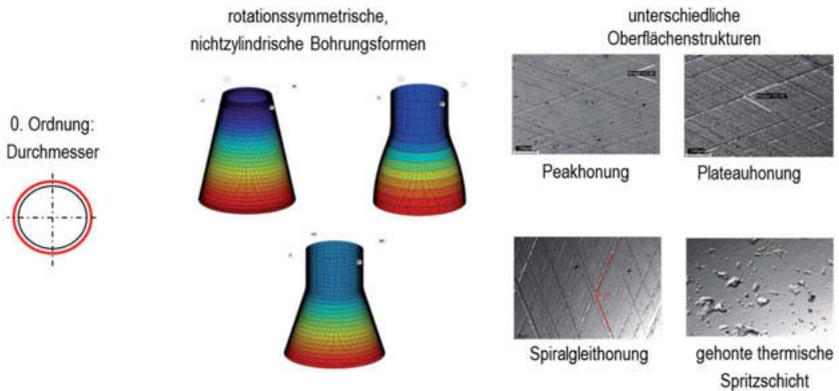


Bild 2: Makro- und Mikroformen von Formhonen light

Bild 2 zeigt die Möglichkeiten und Ziele des Formhonen light. Die runden konischen Formen unterscheiden sich durch eine unterschiedliche Ausbildung der Längsform der Mantellinie. Weiter besteht die Forderung nach unterschiedlichen Oberflächenstrukturen. Dies kann sowohl die Peakhonung als auch die komplexere Plateauhonung sein. Die Spiralgleithonung als Variante des Plateauhonens, jedoch mit steilem Honwinkel, oder auch die Funktionsoberflächen der thermischen Spritzschichten sind Gegenstand der Endbearbeitung von Formhonen light.

4. Verfahrenskomponenten

Um Formhonen light prozesssicher in der Serienfertigung anwenden zu können, bedarf es einer Vielzahl von innovativen Schritten. Dies sind im Wesentlichen eine messgeregelte, kontinuierliche Hubverlagerung als abnehmender Hub, die dynamisierte-elektromechanische Zustellung, Glättwerkzeuge mit federgelagerten Segmenthohlbohrern und eine fertigungstechnisch sinnvolle Kombination der einzelnen Verfahrenskomponenten.

Ausgehend von einer zylindrischen Bohrungsform dient die messgeregelte, kontinuierliche Hubverlagerung der Herstellung der konischen Bohrungsform mit geraden oder gekrümmten Verläufen der Mantellinien. Ausgehend von Standardhubeinstellungen für eine zylindrische Bohrung, wird nach wenigen Doppelhüben der obere Hubumkehrpunkt sukzessive nach unten verlagert. Dadurch entsteht eine relative Zunahme der Kontaktzeit im unteren Bereich der Bohrung, wodurch dort eine erhöhte Materialzerspanung stattfindet. Somit führt die Hubverlagerung zur Herstellung einer konischen Grundform der Bohrung. Je nach Ausbildung

der Zielform müssen unterschiedliche Programmabläufe bereitgehalten werden. Mit diesen Verfahrenskomponenten ist es möglich, dem Bild 3 dargestellten unterschiedlichen Bohrungsformen herzustellen.

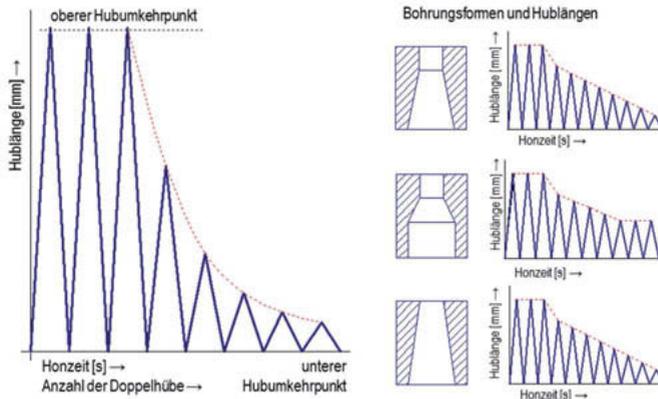


Bild 3: Abnehmender Hub zur Herstellung konischer Bohrungsformen

Das Honwerkzeug für diese Operation enthält kurze Honleisten, um die gewünschten Bohrungsformen mit der notwendigen Auflösung herzustellen. Ebenso wird für die permanente Erfassung des momentanen lokalen Durchmesserwertes zur Messwertaufnahme eine Luftmesseinrichtung im Werkzeug benötigt. Entsprechend der kontinuierlichen Durchmessermessung erfolgt eine ebenso kontinuierliche Regelung des oberen Hubumkehrpunktes. Eine Hubreduzierung in vorwählbaren Schritten erfolgt nicht.

Die vorbearbeitete konische Bohrungsform wird nun im nächsten Schritt durch die dynamisierte-elektromechanische Zustellung weiter verfeinert. Das innovative Merkmal dieser Zustellung besteht darin, dass die radiale Zustellposition der Honleisten entlang des Hubweges entsprechend der vorbearbeiteten Form kontinuierlich linear oder nichtlinear verändert wird. Die Honleisten führen dabei eine dynamische Zustellbewegung entlang der gewünschten Steigung der Mantellinie aus.

Um der konischen Bohrung die finale Topographie bezüglich Rauheit und Honwinkel zu geben, wird das Glätthonwerkzeug mit federnd gelagerten kurzen Segmenthonleisten eingesetzt. Aufgrund der einzeln federnd gelagerten Honleisten legen diese sich an die formgehonte Bohrungswand an und tragen äquidistant Material ab ohne Veränderung der nichtzylindrischen Form.

5. Prozesskette

Die Herstellung einer konischen Bohrung erfordert im Honprozess an unterschiedlichen Stellen der Bohrung lokal unterschiedliche Honabträge. Bild 4 zeigt die Schnittaufteilung in den unterschiedlichen Honoperationen. Zunächst wird zylindrisch vorgehont (1) mit einer Vorhonzugabe von ca. 40-60 μm . Im zweiten Schritt erfolgt im oberen Bohrungsende eine Mindestmaterialabnahme von etwa 10 μm , welche sich nach unten hin wesentlich erhöht, jeweils im Maß der geforderten Konizität. Diese liegt je nach Anwendung im Bereich von 40-70 μm im Durchmesser (2). Die nachfolgenden Honoperationen arbeiten äquidistant und tragen weitere 25 μm (3.) im dritten und vierten Schritt zum Glätten der Bohrung etwa 10 μm ab (4).

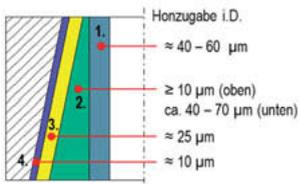


Bild 4: Exemplarischer Maßaufbau beim Formhonen light

Es ist darauf hinzuweisen, dass die vier Operationen nicht unbedingt einzeln auf einer Spindel in der Serie ausgeführt werden müssen, sondern dass z.B. Schritt 1 und 2 das Zylindrischhonen und Konischhonen 1 in einem Doppelzustellwerkzeug auf einer Spindel ausgeführt werden können.

6. Ausführungsbeispiel und Ergebnisse in der Serienfertigung

Dieser Prozess, bestehend in vier einzelnen Schritten, wurde bereits mehrfach für die Serienfertigung bereitgestellt. Der Prozess kann sowohl auf Transfermaschinen als auch auf Modulmaschinen autark abgebildet werden. Bild 5 zeigt die Bearbeitungsstation einer Transfer-Honmaschine mit dem Konischhonen 1 mit abnehmendem Hub. Die Werkzeuge weisen kurze Honleisten auf und ebenso zwischen den Honleisten Hartmetallführungsleisten mit integrierten Messdüsen zur kontinuierlichen Vermessung der entstehenden konischen Bohrung.



Bild 5: Tansferhonmaschine zum Formhonen light und Arbeitsstation mit Konischhonen

Die Bohrungsqualität nach der Bearbeitung durch Formhonen light entspricht hinsichtlich der Genauigkeit von Maßtoleranz, Rundheit und Geradheit den Werten von zylindrischen Bohrungen. Die Oberflächenrauheiten im engen und weiten Bereich der Bohrung sind identisch. Alle Qualitätsmerkmale genügen den hohen Anforderungen statistischer Tolerierung und sind somit prozesssicher. Überwiegend erfolgt jedoch eine Vollprüfung auf einer Nachmessstation. Feinste Oberflächenrauheiten mit geringen R_{pk} -Werten von $\leq 0,25 \mu\text{m}$ sowohl bei gusseisernen Werkstoffen als auch bei Eisenspritzschichten sind Stand der Technik und auch Gegenstand des Formhonsens.

Die Einführung von Formhonen light in die Serienfertigung ist bereits weltweit in zahlreichen Fertigungslinien erfolgt. Das Ergebnis von Formhonen light, ausgeführt als „Trompetenhonung“, ist in Bild 6 dargestellt. Die konischen Konturen der Zylinderbohrung ergeben ein größeres Kolbenspiel und somit eine reduzierte Kontaktierung der Reibpartner Kolbenhemd und Zylinderwandung. Dies führt zu einer signifikanten Verbesserung der Reibleistung um – 60% [5].

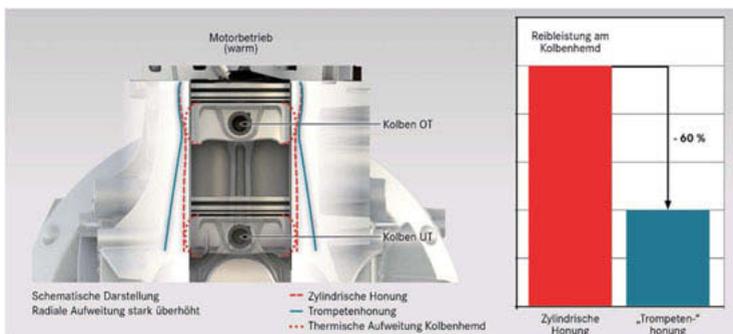


Bild 6: Funktionale Vorteile durch „Trompetenhonung“ [5].

7. Ausblick

Ausgehend vom den bisherigen Serienerfahrungen mit Formhonen light etabliert sich das Verfahren in der gesamten Branche der Verbrennungsmotoren unterschiedlichster Dimensionen. Der große Handlungsbedarf und die überzeugenden Funktionsergebnisse beschleunigen die weltweiten Einführungszenarien. Signifikante Funktionsvorteile am befeuerten Motor konnten anhand von Ölverbrauchs- und Emissionsmessungen nachgewiesen werden. Rotationssymmetrische nichtzylindrische Formen wie Flaschenhals- oder Konuskonturen mit lokalen radialen Formabweichungen von 20 bis 50 µm sind mit hohem Reifegrad darstellbar. Oberflächengüte, Taktzeiten und Schneidmittelkosten je Bohrung entsprechen dem konventionellen Honprozess. Inzwischen liegen umfangreiche fertigungstechnische Erfahrungen mit PKW-, Nutzfahrzeug- und stationären Motoren vor. Es können sowohl Gusseisen als auch die vielfältigen Varianten der thermischen Spritzschichten formgehont werden. Damit ist Formhonen light ein innovativer zukunftsfähiger Honprozess, der zur Effizienzsteigerung und signifikanter Emissionsreduzierung von Verbrennungsmotoren einen wesentlichen Beitrag liefert.

Literatur

- [1] Deutsches Patent DE 501 14 827 C5, Gehring Technologies GmbH, Verfahren zur Herstellung einer Bohrung
- [2] Schommers, J. et al.: Steel piston for Diesel Passenger Car Engines, 23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 6.-8.10.2014
- [3] Deutsches Patent DE 10 2011 117 660 B4 (21.08.2014), Audi AG, Brennkraftmaschine
- [4] Flores, G.; Wiens, A.: Grundlagen und Anwendungen des Honens, Essen, Vulkan Verlag, 2017, ISBN 978-3-8027-2987-4, S. 223 ff.
- [5] Kemmler, R., Kreitmann, F.; Werner, M.; Inderka, R. et al.: M 264 – Der neue Mercedes-Benz 4-Zylinder Toptype-Ottomotor mit 48V-Elektrifizierung, 38. Internationales Wiener Motorensymposium 2017

Herstellung und Prüfung von laserstrukturierten Haftreibungsflächen

Dipl.-Ing. **Torsten Machleidt**,
Gesellschaft für Bild- und Signalverarbeitung GbS (mbH), Ilmenau;
Dipl.-Ing. (FH) **Gerhard Flores**,
Gehring Technologies GmbH, Ostfildern

Kurzfassung

Oberflächen mit hoher Haftreibungsfunktionalität lassen sich wirtschaftlich in der Großserie eng toleriert und reproduzierbar mit Lasertechnologie herstellen. Dies führt zu neuen konstruktiven Ausführungen von kraftübertragenden Verbindungen und zur Substitution von einzelnen Bauelementen. Dabei gewinnt die 3D-Oberflächencharakterisierung an Bedeutung als postprozess angeordnete Qualitätsprüfung. Nach dem Prinzip der Weißlichtinterferometrie werden die erhobenen Schmelzgrate erkannt und geometrisch vermessen.

1. Oberflächen mit Haftreibungseigenschaften

Die Anforderungen von gepaarten Haftreibungsfunktionsflächen bestehen in der Übertragung von Schubkräften und Drehmomenten. In allen Betriebszuständen ist eine Relativbewegung der Reibpartner nicht zulässig. Die Haftreibungszahl ist der Übergang von Haft- in Gleitreibung, wie in Bild 1 dargestellt. Bis zum Diagrammpunkt A dehnt sich das System, danach erfolgt die Relativbewegung der Kontaktflächen.

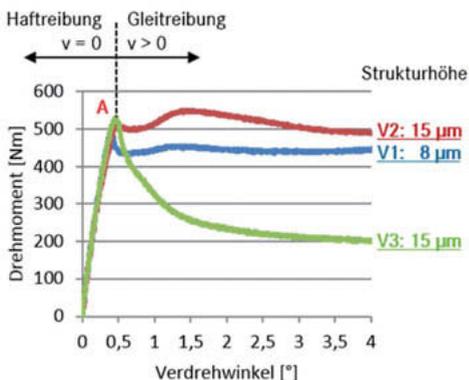


Bild 1: Erhöhung der Haftreibung durch Strukturen unterschiedlicher Höhe

Der Prozess ist so eingestellt, dass bei der Entstehung der Struktur durch den Energieeintrag des Laserstrahls Werkstoff zunächst in die Schmelzphase übergeht (Bild 2). Beim weiteren Übergang in die Dampfphase erfolgt jedoch eine Erstarrung, so dass die verbleibende Aufraustruktur durch erhabene Schmelzgrate gebildet wird. Durch die schnelle Abkühlung des Werkstoffes, entsteht i.d.R. ein martensitisches Gefüge mit deutlicher Zunahme der lokalen Werkstoffhärte. Dies kommt der Bestimmung der Oberfläche zugute, da die Strukturen sich somit in die Oberfläche der Gegenseite einprägen können und so ein Mikroformschluss entsteht.

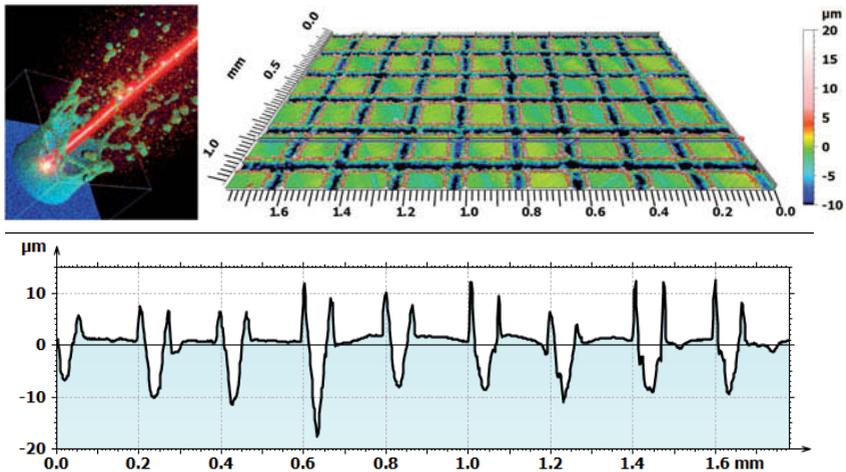


Bild 2: Haftreibungsprofile entstehen durch Schmelzgrate (Stirnpreserverbindung)

Durch das Laserstrukturieren von Haftreibungsflächen in starren kraftschlüssigen Verbindungen können formschlüssige oder andere aufwändige kraftschlüssige Lösungen substituiert werden. Die erreichbare Haftreibungszahl ist abhängig von der Tiefe bzw. Höhe und Profildform des gelaserten Rauheitsprofils, von der Anordnungsdichte der Struktur, von der Normalkraft und davon, ob Schmierstoffe zwischen den Kontaktflächen eingelagert sind. Sie kann bis zu 0,9 betragen.

Bild 3 zeigt verschiedene Beispiele von dreh- und schubfesten Verbindungen mit zylindrischen oder ebenen Kontaktflächen. Eine Kategorie sind die kraftschlüssigen Verbindungen ebener Funktionsflächen zur Übertragung von bzw. Drehmomenten (a) oder Schubkräften (b). Die gelaserte Stirnpreserverbindung (a), konstruktiv oft mit einer Zentrierung ausgeführt, ersetzt

kostenintensive Lösungen wie formschlüssige Kupplungen mit Stirnverzahnung oder eingelegten Diamant- oder SiC-Folien als Scheiben, die den Reibwert erhöhen. Anwendungen im Verbrennungsmotor wie Ritzel, Nockenwellenversteller, Wälzlager oder im Bereich des Fahrwerks sind zunehmend gefragte Alternativen zu kostenintensiven gebauten Lösungen mit Scheiben oder Hartstofffolien. Die Flachpressverbindung (b) kann zur Lagestabilisierung von Bauteilen bei der Montage dienen. Eine Schrumpfverbindung (c) zwischen der gelaserten Innenfläche z.B. einer Nocke und der Welle ermöglicht erst die kostengünstige gebaute Nockenwelle in der Großserie. Im Beispiel (d) werden die gelaserten Kontaktflächen durch Klemmen in Eingriff gebracht. Dadurch können formschlüssige Stift- oder Passfederverbindungen ersetzt werden. Durch Lasern von großen Pleuelaugen (e) wird die Verdreh Sicherheit der Lagerschale hergestellt. In der konventionellen Fertigung wird die Haftreibung zwischen Bohrung und Außenseite der Lagerschale mit rau gehonten Oberflächen erzeugt. Im innovativen Laserprozess werden partiell einzelne Strukturfelder eingearbeitet, deren erhobene Peaks sich durch die Montageverspannung in die Lagerschale eindrücken.

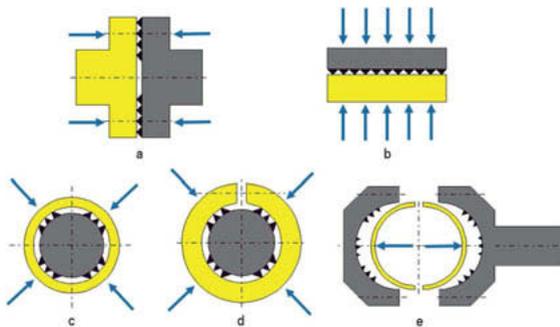


Bild 3: Kraftschlüssige Verbindungen von ebenen (a, b) und zylindrischen (c, d, e) Kontaktflächen

2. Serienanwendung von laserstrukturierten Oberflächen

Durch das Hub-Lager, der Verbindung zwischen Pleuelstange und Kurbelwelle, wird die Hubbewegung des Kolbens in eine Drehbewegung der Kurbelwelle umgesetzt. Der konstruktive Aufbau des Hublagers besteht in dem großen Pleuelauge, der Lagerschale und im Hublagerzapfen der Kurbelwelle. Zwischen dem Hublagerzapfen und der Innenseite der Lagerschale erfolgt eine rotatorische Relativbewegung mit möglichst geringer Reibung. Zwischen der Au-

ßenseite der Lagerschale und der Pleuelbohrung ist eine ausreichend hohe Haftreibung gefordert, welche die Reibkräfte innerhalb des Gleitlagers aufnimmt. Es ist daher ein Kraftschluss erforderlich, der durch die erhabene Topographie der Pleuelbohrung die geeignete Verdreh Sicherheit durch hohe Haftreibung herstellt. Die Strukturierung der Oberfläche erfolgt überwiegend partiell in einzelnen Segmenten auf der Bohrungsfläche [1]. Wesentlich ist, dass die Richtung der Strukturlinien mit den erhabenen Schmelzgraten normal zum aufzunehmenden Belastungskollektiv verläuft [1].

Für die Strukturierung werden Festkörperlaser mit Scanner Optik verwendet. Die Strahlquelle ist oberhalb und seitlich des großen Auges geneigt angeordnet, wie in Bild 4 dargestellt. Es werden jeweils einzelne Flächenfelder in der Pleuelbohrung strukturiert. Der schräg einfallende gepulste Strahl wird ausschließlich von den Galvoscannern mit jeweils zwei Galvospiegeln entsprechend der Strukturauslegung geführt. Eine mechanisch betätigte Auslenkung oder Positionierung des Strahles erfolgt nicht. Die Hauptzeit beim Einsatz von zwei Strahlquellen beträgt beim großen Pleuelauge ca. 8 s.



Bild 4: Laserstrukturieren von Titan-Pleuel in der Serienfertigung mit Scanner Optik, Drehvorrichtung und Absaugrohr

Darüber hinaus finden sich in der Serienfertigung zahlreiche unterschiedliche Anwendungen, wie z.B. das Strukturieren von Nocken, Ritzeln oder Zahnradern.

3. 3D-Oberflächencharakterisierung

Die Weißlicht-Interferometrie (WLI) ermöglicht eine flächige Charakterisierung der Topographie und hat sich als präzises und schnelles Messverfahren für die Bewertung des Schmelzgrates bewährt. Ein Piezo-Aktor bewegt dabei das Interferenzobjektiv eines 3D Sensors (Bild 5). Aus den aufgezeichneten Bildern kann die Lage der Interferenzmuster mit Subnanometer-Auflösung bestimmt werden.

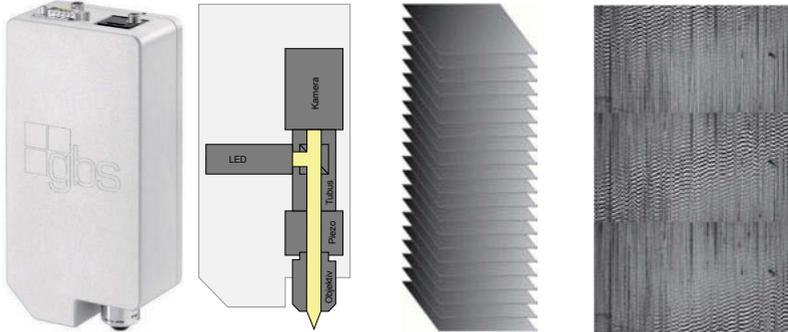


Bild 5: Prinzip des vertikal Scanning

Moderne Sensoren wie der smartWLI compact können durch sehr hohe Messgeschwindigkeiten nicht nur im Labor, sondern auch inline zur 100% Kontrolle eingesetzt werden. Schlüsselkomponenten, welche die inline-Bewertung der Laserstrukturen mittels WLI Sensoren ermöglichen sind:

- Schnelle Kameras, welche bei Auflösung bis zu einigen Megapixeln bei voller Auflösung eine Bilderfassung über 100 Hz ermöglichen und durch Subsampling oder Partialscan bis über 2 kHz beschleunigt werden können. Dadurch können kurze Taktzeiten realisiert und der Einfluss von Vibrationen in der Fertigung reduziert werden, so dass Prüfaufgaben ohne aufwendige Schwingungsdämpfungen realisiert werden können.
- Leistungsfähige Algorithmen, welche auch bei sehr stark geneigten, kontrastreichen Oberflächen, wie in Bild 6 gezeigt, die Erfassung von 3D Daten auf großen Flächen ermöglichen.

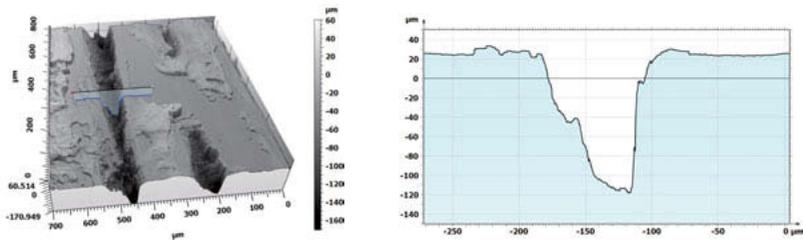


Bild 6: Laserstrukturen mit stark geneigten Flanken

- Leistungsfähige Grafikkarten (Bild 7), welche die großen Datenmengen mit der zig-fachen Geschwindigkeit aktueller CPU's unter Verwendung der leistungsstarken und damit rechenintensiven Algorithmen in Echtzeit verarbeiten können.
- Algorithmen welche die dreidimensionale und funktionsrelevante Bewertung der Laserstrukturen ermöglichen (Bild 8).

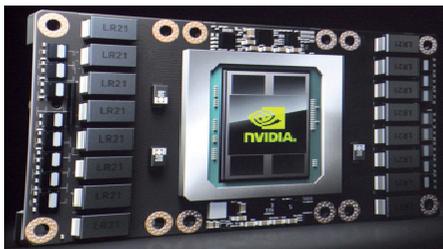
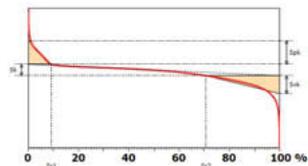


Bild 7: Grafikkarte



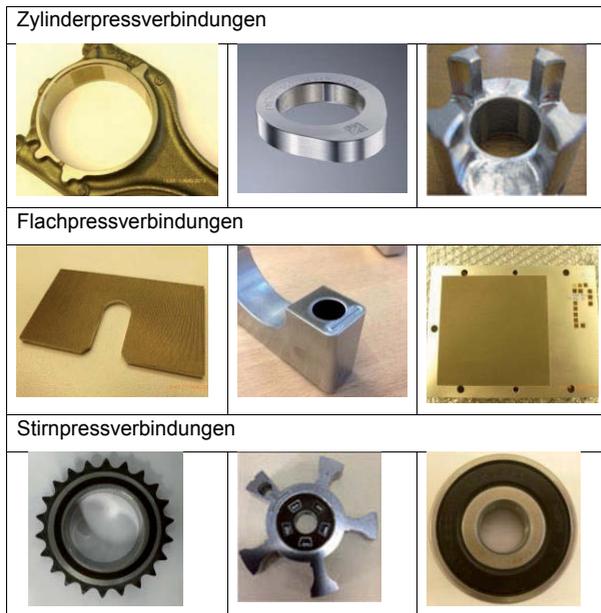
| Parameters | Value | Unit |
|------------|-------|------|
| Spk | 7.671 | µm |

Bild 8: 3D Bewertungsbeispiel

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die bisherigen Erfahrungen in der Großserienfertigung mit dem Laserstrukturieren von Oberflächen mit hoher Das Werkzeug ist ausschließlich der Laserstrahl mit seiner hohen Energiedichte. Werkzeugkosten im üblichen fertigungstechnischen Verständnis entstehen nicht. Der Strukturierungsprozess ist vollständig automatisierbar und kann in die Fertigungslinie integriert werden. Der optischen Vermessung kommt eine besondere Bedeutung zu. Sowohl im Messraum als auch auf einer integrierten Nachmessstation der Bearbeitungsmaschine mit Feed Back Funktion können differenzierte Oberflächenmaße bestimmt werden. Dies ist ein wesentlicher Beitrag zu weiteren Prozessstabilität des Laserstrukturierens von Haftreibungsf lächen mit seinen vielfältigen Anwendungsmöglichkeiten (Tabelle 1).

Tabelle 1: Übersicht über Anwendungen des Laserstrukturierens von Haftreibungsflächen



Literatur

- [1] Flores, G., Wiens A.: Herstellung von Funktionsoberflächen mit hoher Haftreibung durch Laserstrukturieren. VDI-Z 152 Nr. 9/10, 2016
- [2] Kapusi Daniel, Machleidt Torsten, Franke Karl-Heinz, Jahn Rainer: White light interferometry in combination with a nanopositioning and nanomeasuring machines (NPM)". In: Proceedings of SPIE Vol. 6616, Munich 2007.

Piston ring with Thick @ Tips feature for highly demanded HDD Applications

Dipl.-Ing. **Guilherme Faria**, Dipl.-Ing. **Kevin Ludwig**,
MAHLE GmbH, Stuttgart;
Dipl.-Ing. **Eduardo Nocera**, MAHLE Metal Leve, Jundiaí-Brazil

Abstract

CrN PVD (Physical Vapor Deposition) coating has been used as the main protection in the top rings contact face mainly in Medium and Heavy Duty Diesel (MHD) engines. Compared to conventional galvanic coatings, PVDs have offered an excellent wear and scuffing resistance for most of the applications. However, for high severity Heavy Duty Diesel (HDD) applications due to more demanding boundary conditions in new engine generations (high PCPs, low viscosity oils, etc.), the use of conventional thicknesses of PVD coatings can compromise the durability with a worn out coating in the highly loaded tip regions, exposing the base material. An increase of the overall coating thickness of the PVD can significantly impact the cost of the ring.

In order to prevent a base material exposure and ensure the highest durability and robustness during the whole engine lifecycle, MAHLE has patented a cost efficient solution where the PVD coating thickness is gradually increased from circumferential position 90/270° until the ring tips. In this area of the tips, the coating thickness is up to 3 times higher than the usual minimum value of 20µm, which more than enough to withstand the most aggressive working environments. Preserving an adequate thickness sufficient to avoid the base material exposure, which may avoid over engineering by increasing the thickness, in the rest of the ring, where it is not needed. This article presents how this concept was developed and engine test results showing the benefits of this new technology.

1. Introduction

Achieving more than 2 million kilometers of total engine life time, without a major overhaul and keeping the functionality of the parts from HDD engines is a great challenge and is directly connected with the environmental conditions, type of the lubricant oil, quality of fuel, maintenance intervals and application demands.

Several HDD applications today use high levels of Exhaust Gas Recirculation (EGR), making the lubrication condition worse, generating more soot and abrasive particles. The condensation

levels due to cooled EGR generate condensation that could create a corrosive environment [1].

Top Piston Rings for HDD application covered with CrN PVD have a coating thickness around 20µm minimum. However in “Aggressive Applications”, with harsher working conditions, 20µm coating thickness would be not enough to prevent the complete coating exposure on the ring tips area, where the wear is higher (Fig. 1).

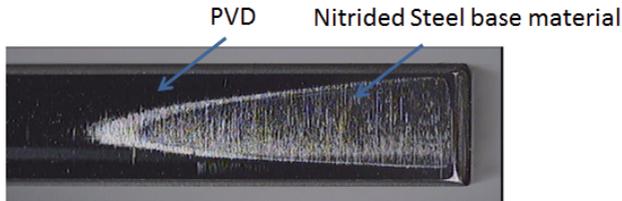


Fig. 1: Base material exposure on the Top Ring PVD Tips

The exposure of base material by wear-out of the PVD coating does not necessarily causes functional problems. But it should be avoided in order to prevent any possible scuffing occurrence.

It is known that the wear on the piston rings is higher in the tips area due to a thermal moment generated by a variation of temperature between the ring internal and outer diameter and also due to disturbances caused by the combustion gas flow (Fig. 2).

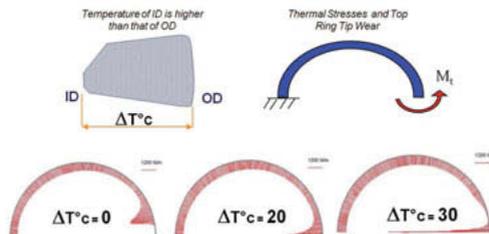


Fig. 2: Variation of Temperature generating high pressure at Top Ring tips area

For thicker coatings, with at least 100µm thickness (Chromium or Spray coated rings), the higher wear on the tips area is not enough to expose the ring base material even though these coatings have a higher wear rate than PVD.

In order to minimize the occurrence of base material exposure on the tips, a normal measure could be to increase the overall coating thickness from 20µm to 30µm or even 50µm. In this

situation of doubling the coating thickness can lead to increased residual stresses in the coating and consequently higher breakouts/spalling occurrences. Therefore in case of increasing overall thickness a MAHLE Nanobium Multilayer PVD CrN / NbN is the best choice, as its Nano-layers improve the coating delamination resistance (Fig. 3) and spalling occurrence, which avoids micro-cracks to propagate within the coating [2] [3].

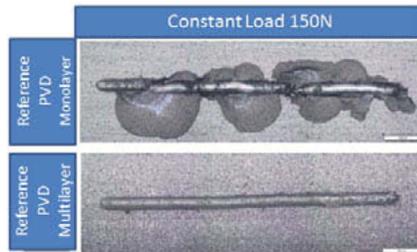


Fig. 3: Scratch Test: Monolayer PVD CrN vs. Multilayer PVD CrN/NbN

The disadvantage for the thicker multilayer PVD coating is an extended process cycle time and therefore higher costs when compared to the conventional PVD coating.

In order to combine both, higher coating thickness where is needed and the new generation Nanobium Multilayer PVD, it was designed the Thick at the Tips feature. In the Thick at the Tips concepts the coating on the tips area is 60 μ m minimum and decreases gradually to 20 μ m minimum starting at position 90 and 270° (Fig. 4).

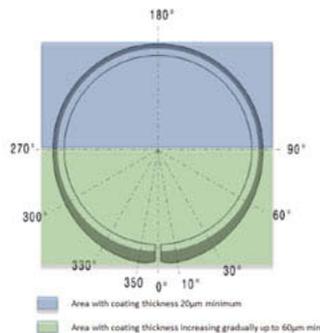


Fig. 4: Thick at the Tips configuration

In this article it will be described the steps followed in order to release the Thick at the Tips technology for HDD Top Rings.

2. Thicker at the Tips Concept

This novel design is only possible thanks to an optimized PVD process (Fig. 4), which happens at two steps. The first step is quite similar to the regular PVD and it takes the time to reach 20 μm thickness only. The second step of the coating growth takes place only at the rings tips, allowing reaching the 60 μm minimum Multilayer PVD thickness.

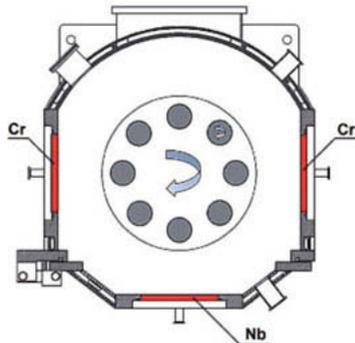


Fig. 4: PVD Process Hardware

For a suitable coating thickness, able to survive the whole engine life, it is necessary to build at least 60 μm at the tips. In order to avoid any problems with coating detachments, as already mentioned, it is necessary to have a Nanobium multilayer PVD CrN/NbN Nano-layers instead of monolayer concept (Fig. 5).

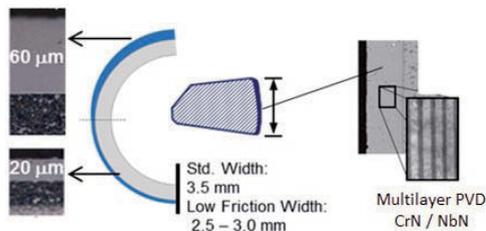


Fig. 5: PVD Thick at the Tips with Multilayer PVD

In order to guarantee a proper pressure distribution and to compensate the coating thickness difference between tips and remaining circumference, there are some adjustments necessary in the ring shape, introducing the right parameters in the steel coiling and following manufacturing process operations.

3. Validation tests

Extensive validation tests were performed to prove the concept robustness in terms of durability, which means after the durability test the coating in the tips area, must remain for the whole engine life and the blow by and oil consumption features must be kept as the original conventional ring package. More than 3.000h durability tests were performed in order to validate the technology and verify its efficiency.

The functional test results showed no significant influence in the blow by or oil consumption (Fig. 6).

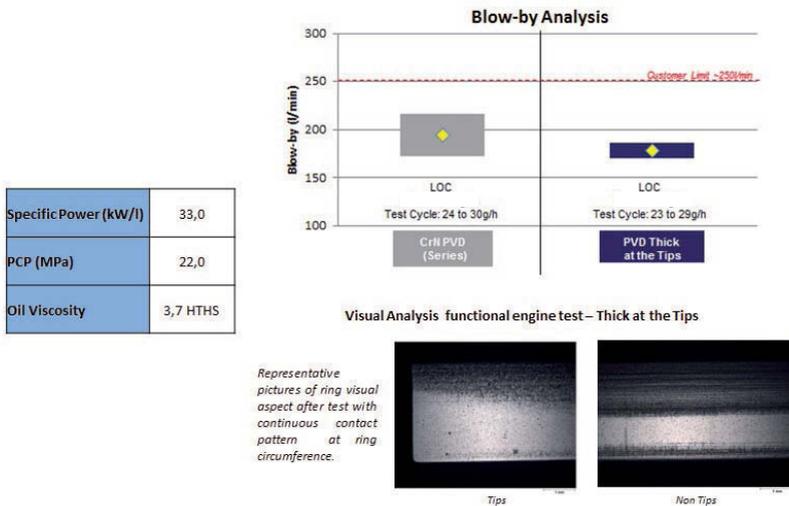


Fig. 6: Blow By and oil consumption results from durability tests

Regarding durability, it was possible to verify after 1000h test that the wear trend allows the further use of the Thick at Tips coating more than 4.000h without risk of base material exposure. For the conventional PVD there would be already risk of exposure after 2000h (Fig. 7).

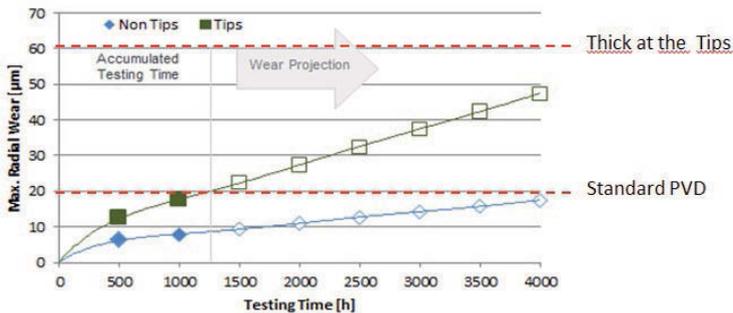


Fig. 7: Durability evaluation for PVD Thick at the Tips

4. Conclusion

PVD thick at the tips provides an excellent compromise between cost and performance, especially for the so called aggressive applications. With durability more than 4000h, it would be sufficient to achieve the requirements for engine life without compromising the functionality and not exposing the top ring base material. The solution brings also cost benefits if compared with a homogeneous thicker coating.

The concept of thick at the tips may be applied as well for other thin film coatings such as DLC (Diamond Like Carbon), as an effective solution providing higher thickness exactly where it is required avoiding the over engineered surface.

5. Literature

- [1] Nocera, E.; Bieneman, Jason; Bruno, R.; Silva, D.: High Durability and Low Fuel Consumption Ring Pack for HDD Engines, SAE World Congress, 2013-01-1725
- [2] Bruno, R; Mordente, P.; Neto, J.: Power cell unit (PCU) for modern HDD engines, SAE Brasil, 2017-36-0301
- [3] Araujo, J.; Marques, G.; Engineered PVD Coatings for Piston Rings Application, 53rd Annual Technical Conference Proceedings, Orlando, FL April 17–22, 2010 ISSN 0737-5921

Prozesskette zur Herstellung von thermisch beschichteten Zylinderbohrungen

Mechanisches Aufrauen, RSW-Beschichten und Honen führen zu reibungsarmen Laufbahnen

Dipl.-Ing. (FH) **Gerhard Flores**, Gehring Technologies GmbH, Ostfildern;
Marc Kesting, Sturm Maschinen- und Anlagenbau GmbH, Salching

Kurzfassung

Die Herstellung von thermisch gespritzten Zylinderlaufflächen erfolgt in einer komplexen Prozesskette. Dem mechanischen Aufrauen mit einer Formschneide und/oder dem Rollieren mit einer diamantbeschichteten Rollierwalze folgt der RSW-Prozess (**R**otation **S**ingle **W**ire) als thermisches Drahtspritzverfahren. Die abschließende Honbearbeitung erzeugt eine funktionsgerechte Lauffläche mit überlegenen tribologischen Eigenschaften zur Steigerung der motorischen Effizienz. Die vielfältigen Wechselwirkungen der einzelnen Verfahrensschritte auf das Arbeitsergebnis erfordern für die fertigungstechnische Realisierung ein komplexes Verständnis der Prozesskette und deren Parameter.

Abstract

Thermally sprayed cylinder bores are manufactured in a complex process sequence. The mechanical roughening with a form cutter and/or diamond roller-burnishing is followed by the RSW process as a thermal wire spraying process. The concluding honing operation produces a liner surface which has superior tribological properties and is appropriate for increasing of efficiency of combustion engines. Due to the diverse interactions between the individual process steps and the work result, complex understanding of the process chain and its parameters is required for the implementation by means of fabrication technology.

1. Einführung

Die Motivation für den zunehmenden Einsatz thermischer Spritzschichten in Verbrennungsmotoren besteht in den vorteilhaften Funktionseigenschaften derart hergestellter Zylinderlaufbahnen [1]. Niedrige Mischreibung und hohe Verschleißfestigkeit, gute Wärmeleitfähigkeit durch dichte Anbindung an das Substrat und Duktilität aufgrund der amorphen Struktur sind wesentliche Voraussetzungen für die tribologische Eignung einer thermischen Spritzschicht.

Darüber hinaus sorgen eine definierte Porosität und hohe Haftzugfestigkeit für betriebssichere Bauteileigenschaften. Durch dünne verbleibende Schichtdicken sind Reduzierung von Motorbaulängen und Gewichtseinsparungen im Vergleich zur bisher verwendeten gusseisernen Laufbüchse möglich.

Zur Realisierung derartiger motorischer Eigenschaften wird eine Prozesskette benötigt, die hinsichtlich Prozesssicherheit, Produktivität, Automatisierungsgrad und Taktzeit den Anforderungen einer modernen Motorenfertigung entspricht. Dabei hat die fertiggearbeitete Zylinderlauffläche die Funktion, eine geeignete Reibpaarung im Zusammenwirken mit den Kolbenringen zu gewährleisten, diese zu führen und gleichzeitig den Brennraum gegenüber dem Kurbelraum abzudichten. Hierzu ist sowohl eine anforderungsgerechte Mikropopographie, bestehend aus Honschnittspuren und angeschnittenen Poren, als auch unterschiedliche makrogeometrische Kategorien erforderlich, nämlich von der zylindrischen Bohrungsform bis zur beliebigen nichtzylindrischen 3D-Freiform. Die hierzu notwendigen Fertigungsschritte bestehen im mechanischen Aufrauen, im thermischen Spritzen und in dem mehrstufigen Honen. Die Verfahren stehen in enger Abhängigkeit zueinander und müssen gesamtsystemisch betrachtet werden.

Bereits mit dem Maßaufbau in den einzelnen Prozessschritten liegt die Wirtschaftlichkeit des gesamten Verfahrens. So führen z.B. minimierte Schichtdicken zu geringen Materialabträgen bis zum Erreichen des Fertigmaß der Bohrung. Der nachfolgend dargestellte Maßaufbau zeigt exemplarisch die Dimensionierung von Aufrauprofiltiefe, aufzutragende Schichtdicke, Materialabtrag und verbleibender Schichtdicke.

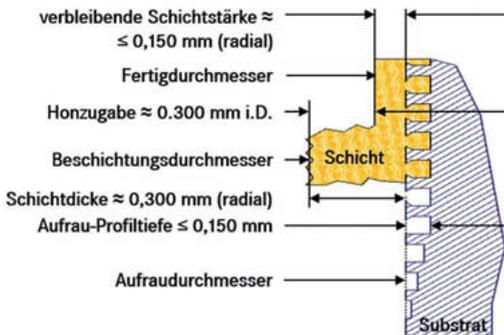


Bild 1: Durchmesser, Schichtstärken und Profiltiefen in der Prozesskette zur Herstellung von thermisch beschichteten Zylinderbohrungen

2. Mechanisches Aufrauen

Um eine feste Verbindung zwischen Schicht und Substrat zu ermöglichen, ist ein geeigneter Aufrauprozess erforderlich. Hierbei werden Rauheitsprofile hergestellt, die einen möglichst vollständigen Mikroformschluss zwischen Substrat und Schicht zulassen. Nahezu allen Aufrauverfahren gemeinsam ist ein Rauheitsprofil mit Hinterschnitten, welches die gewünschte Haftzugfestigkeit durch Adhäsion, laterale Schrumpfspannungen und radial gerichteten Formschluss ermöglicht. Darüber hinaus soll die erforderliche Haftzugfestigkeit bereits bei möglichst geringer Tiefe des Aufrauprofiles erreicht werden, um nicht unnötig viel Spritzwerkstoff in der Aufrautopographie einzulagern.

Die hier behandelten Aufrauverfahren arbeiten spanend und/oder umformend. Das von Gehring Technologies entwickelte Aufrauverfahren GRP1 arbeitet sowohl mit einer Formschneide als auch mit einem Diamant-Rollierwerkzeug [2] (Bild 2). Diese Prozessschritte können von einem kombinierten oder von einzelnen Werkzeugen auf Bearbeitungszentren ausgeführt werden. Neben den üblichen kinematischen Parametern der Zerspanung ist eine definierte radiale Anlagekraft des Rollierwerkzeuges erforderlich. Die PKD-Formschneide trägt vollflächig Material ab und erzeugt eine korrigierte Achslage und ein rechteckiges Oberflächenprofil mit leichten Hinterschnittkonturen. Da in dieser Operation an der Bohrungsmantelfläche mit der Formschneide vollflächig Werkstoff abgetragen wird, ist sichergestellt, dass umlaufend eine konstante Profiltiefe entsteht. Das Diamant-Rollierwerkzeug arbeitet ausschließlich umformend. Auf der Walze befinden sich metallisch gebundene Diamantkristalle, welche sich in den erhabenen Kontaktflächen des Rechteckprofils abbilden und dort ein Mikrorauheitsprofil erzeugen. Damit wird die aktive Kontaktfläche zur Schicht erhöht. Nicht beabsichtigt ist eine weitere Vergrößerung der Hinterschnitte durch Diamantrollieren, was zu einer Einengung des Spaltes zwischen den Profilizähnen und so zu einer unvollständigen Auffüllung der Vertiefungen mit Spritzgut führen würde.

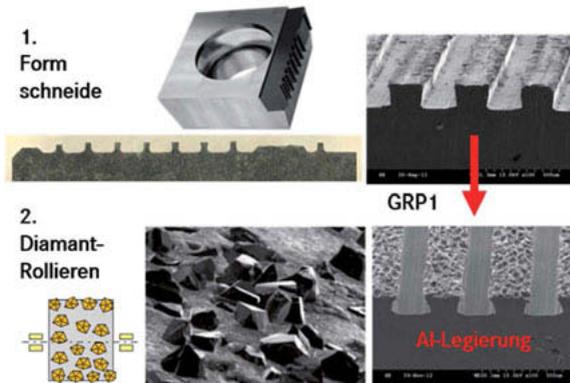


Bild 2: Aufrauverfahren GRP1 mit Formschneide (Werkbild Gühring) und Diamant-Rollieren für Al-Legierungen

Entsprechend den Prozessschritten entstehen im Einzelnen zeitlich unterschiedliche Profilformen (Bild 2). Mit der Formschneide entsteht das Rechteck-Rillenprofil, welches wiederum durch das Diamant-Rollieren verformt wird. Somit entsteht in zwei Schritten das Aufrauprofil, welches durch die geometrische Gestalt der Profilschneide, der radialen Zustellkraft und der Körnung der Diamantrolle in seinen Konturen verändert werden kann. Das Aufrauverfahren ist nicht exklusiv für ein bestimmtes Beschichtungsverfahren entwickelt worden. Es zeigte sich jedoch, dass die Beschichtungsparameter der einzelnen Prozesse dem Aufrauprofil angepasst werden mussten.

Die bisherigen Erfahrungen mit dem mechanischen Aufrauen (GRP1) sind im Bild 3 dargestellt. Es wurden Oberflächen sowohl nur mit der Formschneide (Bild 3, Fig.7) als auch mit zusätzlichem Diamant-Rollieren mit abnehmenden Radialkräften (Bild 3, Fig. 8 bis 10) aufgeraut und RSW-beschichtet. Die Veränderung der Haftzugfestigkeit durch das Rollieren ist gut zu erkennen. Zunächst ist festzustellen, dass alle rollierten Profile höhere Haftzugwerte aufweisen, als die nur mit der Formschneide aufgerauten Profile. Mit hoher Radialkraft rollierten Profile (Bild 3, Fig. 8) zeigen deutlich ausgeprägte Hinterschnitte, so dass das Auffüllen der Vertiefungen mit Spritzgut nur durch sehr schmale Spalte (a) möglich ist. Es entstehen schmale wenig belastbare Beschichtungsquerschnitte zwischen den Profilstegen, die hier zu verhältnismäßig geringen Haftzugswerten führen. Höherer Haftzugswerte werden erreicht bei niedrigerer Radialkraft des Diamant-Rollierwerkzeuges, wie Fig.10 zeigt.

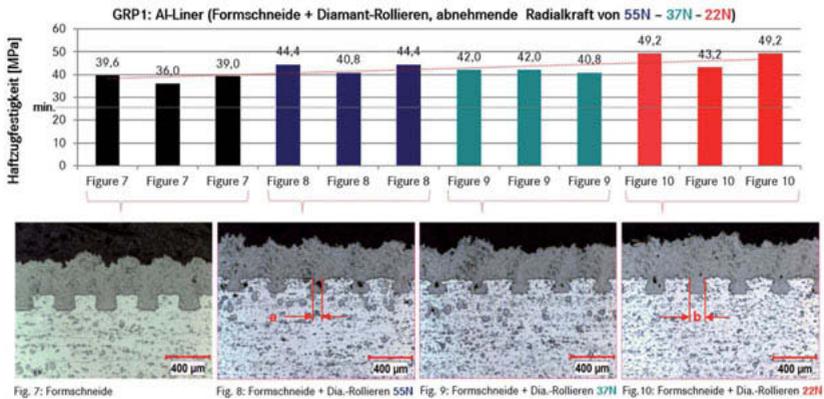


Bild 3: Haftzugergebnisse von RSW-Schichten auf mechanisch aufgerauten Oberflächen (GRP1)

Hier besteht die Umformung nicht in der weiteren Ausbildung der Hinterschnitte, sondern hauptsächlich in dem Eindrücken einer Mikrorauheit an den erhabenen Stegflächen. Hier sind daher die Schichtquerschnitte zwischen den Stegen wesentlich größer (b) und damit auch belastbarer, was sich in höheren Haftzugwerten äußert.

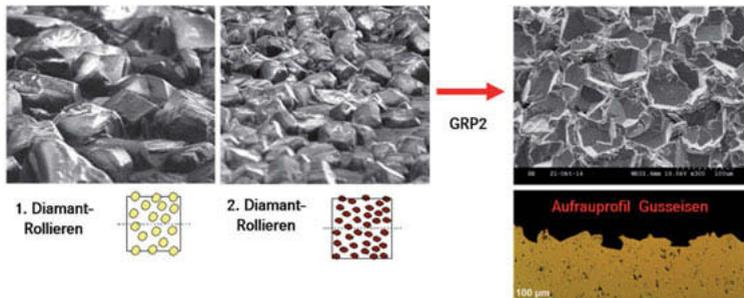


Bild 4: Mechanisches Aufrauen für Gusseisen (GRP2)

Da die filigranen Formschneiden in härtere Werkstoffe stark verschleissen, wurde für Gusseisen ein weiteres mechanisches Aufrauverfahren (GRP2) entwickelt [3]. Es verzichtet auf die Zerspanung und arbeitet ausschließlich mit den Eindrücken von Diamantkristallen von Rollierwerkzeugen (Bilde 4). Im ersten Schritt werden mit grober Körnung entsprechende Kavitäten in

das Material eingebracht. Beim zweiten Diamantrollieren mit feinem Korn werden an den Grenzen der zuvor eingebrachten Vertiefungen Mikrograte erzeugt, so dass durch laterale Schrumpfspannungen und kleinen, aber sehr zahlreich vertretenen Hinterschnitten eine Haftzugfestigkeit in Grauguss von ca. 30 – 45 MPa bei RSW-Schichten möglich sind.

3. RSW-Beschichten

Die Serienfertigung von beschichteten Zylinderbohrungen arbeitet neben Pulverbeschichtungen überwiegend mit Drahtbeschichtungsverfahren. Es werden zunehmend dünne Spritzschichten mit einer Stärke von 0,25 bis 0,45 mm aufgetragen. Damit entsteht ein quasimonolithischer Zylinderblock.

Der Beschichtungsprozess in Bild 5, ausgeführt als RSW-Verfahren, führt den Spritzwerkstoff in Form des nicht rotierenden Eisendrahtes (Durchmesser 1,6 mm) im Zentrum der Bohrung in einem rotierenden Brenner. In einem Plasmalichtbogen zwischen der Wolframkathode und dem anodisch gepolten Eisendraht schmilzt der Eisenwerkstoff und wird vom Zerstäubergas gegen die Bohrungswand beschleunigt. Das Plasmagas besteht aus einer Mischung aus Ar und H₂, das Zerstäubergas aus Druckluft und/oder N₂. Entsprechend dem Abschmelzen des Drahtes erfolgt der kontinuierliche Drahtvorschub. Der rechtwinklige Strahlaustritt mit einem Kernstrahldurchmesser von nur ca. 5 mm ermöglicht ein maskierungsfreies Beschichten [4].



Bild 5: Prinzip und Kennwerte des RSW-Beschichtens

Ein komplexes Parameterset bestimmt den Prozess. So sind beispielsweise die Drahtparameter bestimmt durch den Werkstoff, den Drahtdurchmesser oder den Drahtvorschub. Die Spritzparameter beispielsweise sind definiert durch die eingebrachte Energie, den Gasflüssen des Plasma- und Zerstäubergas und deren Zusammensetzung. Dadurch sind die Größe, die Temperatur und die Geschwindigkeit der Spritzpartikel bestimmt. Der Zustand der entstehenden

Beschichtung ist bestimmt durch Analyse, Dichte, Aufbaustruktur, Porosität, Härte und Duktilität von funktionaler Bedeutung. Die entstandene Spritzrauheit hat funktional keine Bedeutung, da sie beim Honen vollständig abgetragen wird. Eine gleichmäßige Schichtdicke wird durch eine, von der Sturm-Gruppe entwickelte Hubsteuerung (ACCS-CO) erreicht, welche die lokale Kontaktzeit durch eine momentane Geschwindigkeitsoptimierung des Kernstrahls so steuert, dass nahezu an allen Stellen der Bohrungsmantelfläche eine gleichmäßige Schichtdicke entsteht.

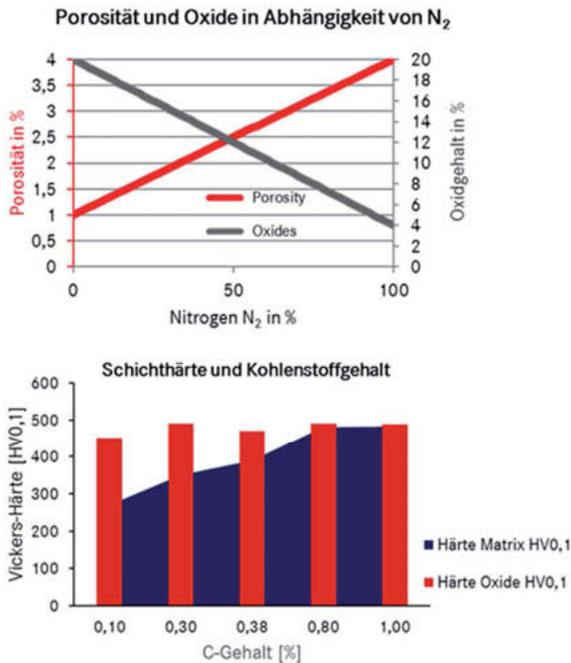


Bild 6: Porosität, Oxide und Schichthärte im RSW-Prozess

Durch das schnelle Abkühlen des Spritzguts entstehen je nach Prozessparametern amorphe Schichten, gegebenenfalls mit Hartstoffeinlagerung, zum Beispiel Eisen-Oxide, welche eine hohe Härte der Schicht bewirken. Durch den C-Gehalt des Spritzdrahtes, wie z.B. unlegierter Fe-Draht, kann die Härte der Schicht bestimmt werden. Besonders sei auf die Abhängigkeiten von Porosität und Oxidgehalt bei Schutzgaseinsatz von N₂ hingewiesen, wie in Bild 6 dargestellt. Mit zunehmendem N₂-Gehalt im Zerstäubergas nimmt die Porosität zu, der Oxidgehalt in der Schicht jedoch ab. Der zunehmende N₂-Gehalt reduziert den O₂-Gehalt, wodurch die

Oxidbildung reduziert wird. Gleichzeitig sind durch den niedrigeren O_2 -Gehalt die Spritzpartikel kühler und damit auch weniger dünnflüssig, wodurch eine weniger ausgeprägte Anformung der Partikel untereinander erfolgt und damit größere Hohlräume im Innern der Schicht entstehen.

Ebenfalls in Bild 6 dargestellt ist der Einfluss des C-Gehaltes im Spritzdraht hat auf die Schichthärtigkeit. Die differenzierte Betrachtung der Schichthärtigkeit von Matrix und Oxiden ist erforderlich. Die Matrixhärtigkeit nimmt zu bis 0,8 % C, eine weitere Steigerung erfolgt auch bei 1 % C nicht mehr. Die Härte der Oxide ist stoffimmanent und nicht abhängig von der Menge, was sich durch quasikonstante Ausbildung der Diagrammsäulen äußert.

Eine thermische Spritzschicht ist ein inhomogener Werkstoff. Dieser besteht aus einzeln aneinandergelagerten Schmelzpartikeln, welche im Verbund eine schub- und zugbelastbare Verbindung mit hoher kohäsiven Festigkeit darstellt. Bild 7 zeigt ein Beispiel einer thermisch gespritzten Schichtstruktur. Die Schicht enthält Poren (1), schräg oberhalb der Profilkanten der Ausraustruktur graue Oxidfahnen (2) und Schrumpfspalte (3) zwischen einzelnen Schichtlamellen. Ebenso ist das Substrat mit dem Aufrauprofil (4) erkennbar. Die mechanische Adhäsion, d.h. die Verklammerung der Schicht mit dem Substrat, muss höher sein als die Kohäsion im Innern der Schicht. Dann ist die Schicht ausreichend belastbar, sowohl beim nachfolgenden Honvorgang als auch in der bestimmungsgemäßen motorischen Funktion. Die Schicht ist unbearbeitet spritzrau mit einer Rauheit von ca. $100 \mu\text{m} R_z$. Die für die Funktion notwendige Maß-, Form und Oberflächenqualität ist unmittelbar nach dem Beschichten nicht gegeben.

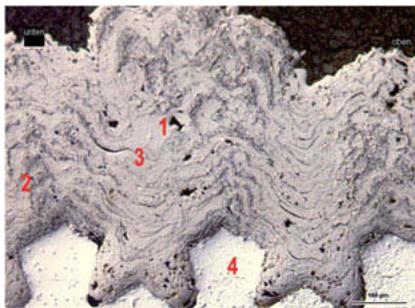


Bild 7: Materialprobe einer FeC 0,3 Schicht mit Poren (1), Oxidfahnen (2), Schrumpfspalte (3) und Substrat (4)

Zur Industrialisierung des RSW-Beschichtungsverfahrens wurde eine Anlage mit optischer Vor- und Nachprüfung der vollständigen Bohrungsfläche in der Be- und Entladestation, der

eigentlichen Beschichtungsstation und einem Versorgungsteil entwickelt (Bild 8). In der Serienfertigung werden nach dem Beladen die Aufrauprofile der Zylinderbohrungen geometrisch und das Werkstoffgefüge auf etwaige Poren im Substrat topographisch geprüft und dann mit dem Drehtisch in die Beschichtungsstation transportiert. Auf dem Top Deck setzt eine Absaugeinrichtung auf, ebenso wird integral von unten Overspray abgesaugt. Die Beschichtung erfolgt sukzessive in mehreren Doppelhüben. Je nach Design des Werkstückes (Reihen-, V oder W-Motor, einzelne Zylinderlaufbuchse) wird die Vorrichtung entsprechend eingerichtet. Vor dem Entladen erfolgt eine weitere optische Überprüfung der aufgetragenen Beschichtung. Schichtdicke, Rauheit und schädliche Merkmale wie z.B. Spittings werden erkannt.

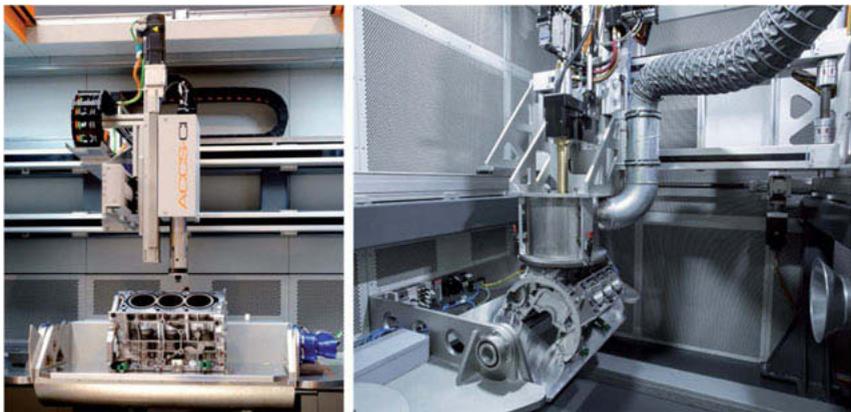


Bild 8: Anlage zum RSW-Beschichten mit optischer Vor- und Nachmessung

4. Honen von RSW-Beschichtungen

Um aus der spritzrauen Oberfläche eine funktionsgerechte Lauffläche im Zylinder herzustellen, ist eine Honbearbeitung in mehreren Stufen erforderlich. Im Gegensatz zur Bearbeitung von konventionellen Werkstoffen wie Grauguss oder Aluminium, wirken die spritzraue Oberfläche, die Hartstoffeinschlüsse, die Poren und die Haftzugfestigkeit auf den Honprozess. Besonders die raue Oberfläche nach dem Beschichten und die Oxideinschlüsse wirken schichtseitig stark abrasiv auf die metallische Bindung der Honleisten. Durch harte Bindungswerkstoffe, hohe Diamantkonzentrationen bei splitterfähiger Kornstruktur und durch die Verwendung einer Kraft-Weg-gesteuerten Zustelleinrichtung sind wirtschaftliche Standmengen möglich. Andererseits bewirken die Hartstoffe einen Erhalt der Schneidfähigkeit der Honleisten, weshalb thermische Spritzschichten gut zu bearbeiten sind.

Ein wesentliches Merkmal der Honbearbeitung von thermischen Spritzschichten ist die gleichachsige Anordnung von Bohrungsachse und Werkzeugachse. In der zuvor beim Feinbohren und Aufrauen geschaffenen Achslage erfolgt auch das thermische Beschichten. Um eine Bohrung mit umlaufend einheitlicher Schichtstärke zu erhalten, ist eine Honbearbeitung mit einer gelenkigen Werkzeugaufnahme üblich. Dadurch kann sich das Werkzeug beim radialen Zustellen der Honleisten in der beschichteten Bohrung zentrieren und somit gleichmäßige Schichtdicke zerspanen, ohne die Achslage zu verändern (Bild 9). Die minimierte Schichtdicke von ca. 0,3 mm ist das Ziel, um neben minimierten Materialverbrauch und Beschichtungszeiten auch geringste Materialabträge beim Honen zu erreichen. Positionshonen oder besonders das Feinbohren mit ohnehin schon unwirtschaftlichen Standmengen können somit erfolgreich eingespart werden. Des Weiteren lassen sich thermisch beschichtete Bohrungen nicht nur zylindrisch honen, sondern es sind ebenfalls alle sinnvollen nichtzylindrischen Konturen durch Formhonen unterschiedlicher Kategorien darstellbar.

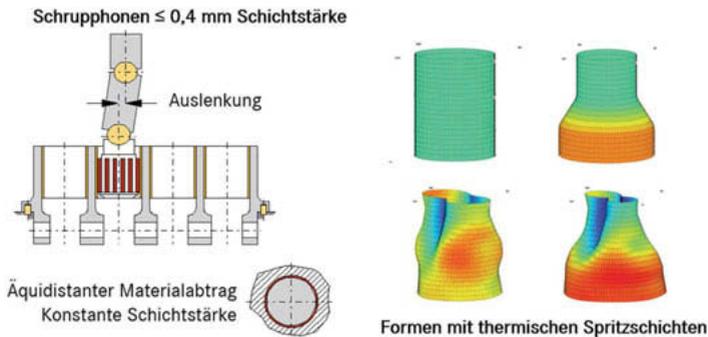


Bild 9: Honen von thermischen Spritzschichten Prinzip Honen

Die wesentlichen Prozessdaten des Honens sind in Bild 10 zusammengefasst. Das Vorhonen trägt die spritzraue Oberfläche ab, glättet und egalisiert auf ein einheitliches Ausgangsmaß. Der robuste Prozess ist definiert durch hohe Materialabträge und extrem standfeste Diamant-Honleisten. Die nachfolgende Bearbeitung durch Zwischen- und Fertighonen erfolgt auf zwei Spindeln.

Dabei ist zu erwähnen, dass das Zwischenhonen und auch das anschließende Fertighonen mit einem Doppelzustellsystem mit zwei nacheinander zustellbaren Leistensätzen arbeiten. Die vier unterschiedlichen Schneidmittelkörnungen sind notwendig, um sukzessive die Rauigkeit vom Vorhonen auf die gewünschte Endrauheit zu bringen. Die Bearbeitungszeit liegt je

nach Honzugabe bei ca. 20 - 30 s. Die Prozesskette benötigt für die beschriebenen Verfahrensschritte z.B. drei Spindeln, welche je nach gewünschter Ausbringung mehrfach anzuordnen sind.

| 1 Vorhonen | 2 Zwischenhonen | 3 Fertighonen |
|------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| Einfach zugestelltes Werkzeug | Doppelt zugestelltes Werkzeug | Doppelt zugestelltes Werkzeug |
| Abrasiv D181 | Abrasiv D107 / D64 | Abrasiv D30 / D15 |
| Honzzeit ≤ 30 s | Honzzeit < 30 s | Honzzeit < 30 s |
| Honzgabe i.D. 0,300 mm | Honzgabe i.D. 0,060 – 0,100 mm | Honzgabe i.D. 0,020 – 0,030 mm |
| Standmenge ≤ 70.000 Bohrungen | Standmenge ≈ 13.000 Bohrungen | Standmenge ≈ 10.000 Bohrungen |

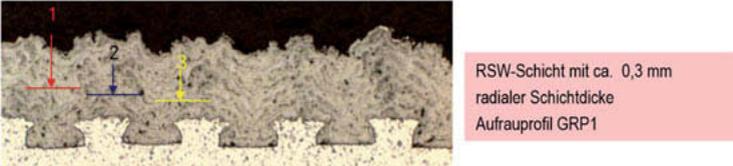


Bild 10: Honoperationen

Hinsichtlich des Bearbeitungsergebnisses sind für die Messung der Fertigtopographie besondere Oberflächenmaßzahlen von Bedeutung. Da das gesamte Rauheitsprofil sowohl gehonter Rauigkeit als auch aus den materialimmanenten Poren der Schicht besteht, kommt dem Oberflächenmaß R_{pk} besondere Bedeutung zu, da weitgehend nur die gehonten Oberflächenanteile berücksichtigt werden, nicht jedoch die Porengröße und -tiefe. Für eine differenzierte Auswertung von Porentiefe und gehonter Rautiefe hat sich die differenzierte Ermittlung der Ölhaltevolumina bewährt. So kann das Ölhaltevolumen des gehonten Rauheitsprofils separat vom Ölhaltevolumen der Poren ermittelt werden. Damit lassen sich die prozesstechnischen Einflüsse von Honverfahren und Beschichtungsverfahren separieren.

Bild 11 zeigt die Topographie einer fertiggehonten Oberfläche einer RSW-Schicht. Die geringe Rauheit besteht an der Kontaktfläche zum Kolbenring. Die finale Bearbeitungsrauheit ist aperiodisch unterbrochen von Profilpeaks, welche als Poren (1) oder Pull-Outs im Rauheitsrelief vorhanden sind. Ebenso sind die Honriefen (3) Fertigbearbeitung erkennbar.

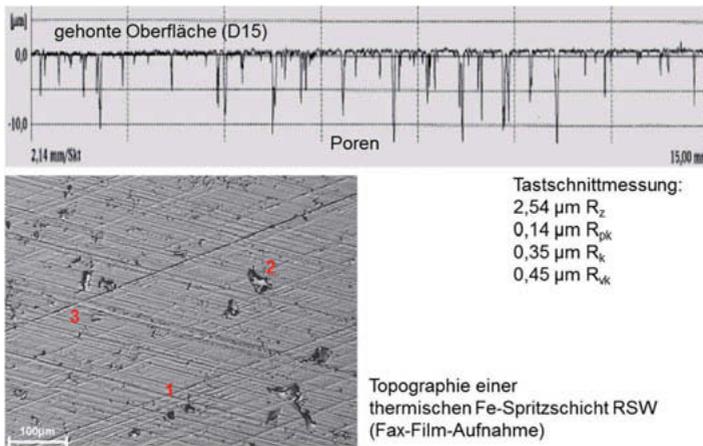


Bild 11: Fertiggehonte lauffähige Oberfläche einer thermisch gespritzten Zylinderbohrung mit Poren (1), Pull-outs (2) und Honriefen (3)

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die Reibungsreduzierung durch thermische Spritzschichten [5] ist die Motivation für beschriebene Prozesskette. Mechanische Aufrauverfahren haben Korund- oder Wasserstrahlen weitgehend abgelöst. Das Aufrauen mit dem Laserstrahl ist eine weitere zukunftsfähige Alternative. Das RSW-Beschichtungsverfahren zeichnet sich durch einen hohen Grad an Industrialisierung und Serienfähigkeit aus. Overspray-Strahlen und Maskieren entfallen inzwischen, da die Effizienz der Absaugung und die Minimierung des Kernstrahldurchmessers vorangebracht wurden. Die abschließende Honbearbeitung führt von der spritzrauen Oberfläche zur tribologisch geeigneten Topographie mit ausreichendem Ölrückhaltevolumen, welche sowohl die tribologische Funktion sicherstellt als auch die geforderte Abgasqualität ermöglicht. In zahlreichen Serienfertigungen werden sowohl zylindrische als auch nichtzylindrische Formen beschichteter Bohrungen hergestellt.

Besonders durch die hohe Maß- und Formhaltigkeit der spritzrauen Bohrung kann die Dicke einer RSW-Schicht und somit auch die Bearbeitungszugabe beim Honen weiter minimiert werden. Eine Reduzierung der Profiltiefe beim Aufrauen zur Einsparung von Beschichtungsmaterial unter Erhalt der notwendigen Haftzugfestigkeiten könnte ein weiteres Entwicklungsziel sein.

Danksagung

Besonderem Dank gilt Dr. Clemens Verpoort, der die Beschichtungstechnologie von Zylinderbohrungen umfassend vorangetrieben hat, angefangen vom BMBF-Projekt NaCoLab [6] über zahlreiche Einzelprojekte, in denen das Wissen um die Prozesskette ständig erweitert wurde. Ebenso gilt Dank Matthias Joschko von der Firma Gühning und Dr. Nassenstein von der Firma GTV für die Bereitstellung der technologischen Prozessdaten.

Literatur

- [1] Flores, G.: Thermal Coating of Cylinder Bores needs approved Processes of Pre and Post Treatment, DVS Congress ITSC2011, DVS276
- [2] Deutsches Patent DE 10 2012 207 455 B4
- [3] Deutsches Patent DE 10 2014 223 038 B4
- [4] Schramm, L.: Development of a Robust Cylinder Bore Coating Process and Investigation of Different Feedstock Materials, Schriftreihe Oberflächentechnik, Band 46, Shaker Verlag, Aachen 2016, S. 31, S. 38 – 41
- [5] Morawitz, U.; Mehring, J.; Schramm, L.: Benefits of Thermal Spray Coatings in Internal Combustion Engines, with Specific View on Friction Reduction and Thermal Management, SAE International, 2013-01-0292, 04.08.2013
- [6] Nanokristalline Composite-Beschichtungen für Zylinderlaufbahnen mit nanostrukturierter Oberfläche und Verschleißvorhersage für hochbelastete Otto- und Dieselmotoren (NaCoLab), Förderkennzeichen 03X0003, Projektträger Jülich, 01.06.2005 – 31.05.2008

Charakterisierung der Mikrostruktur thermisch beschichteter Zylinderlaufflächen und der damit verbundenen Tribologie

Characterization of the Microstructure of Thermally Sprayed Cylinder Bore Surfaces and the Associated Tribology

M.Sc. Andreas Wörfel, Dr.-Ing. Bernhard Gand,
GROB-WERKE GmbH & Co. KG, Mindelheim

Kurzfassung

Die Charakterisierung der Reibeigenschaften von mechanischen Systemen beinhaltet als Teilgebiet der Tribologie ebenso die Reduzierung des Energieverlusts durch Reibung. Neben Kraft- und Formschluss muss eine tribologisch belastete Funktionsfläche neben geringer Reibung ebenso weitere Aufgaben erfüllen. Geringer Verschleiß sowie ein ausreichender Ölvorrat bei gleichzeitig gut abgestimmtem Öltransport sind Anforderungen, die vor allem auf den Zylinderlaufflächen in Verbrennungsmotoren von größter Bedeutung sind. Hierbei kommen die Mikrostruktur und Topographie der Oberfläche zum Tragen, die diese Aufgabe übernehmen.

Durch die hohe Variabilität des bei GROB eingesetzten GTS (**G**ROB **T**hermal **S**pray) Systems lässt sich eine Vielzahl an mikroporösen Oberflächen für Zylinderlaufbahnen erzeugen. Die räumliche Verteilung sowie die Größenverteilung der Mikroporositäten kann bereits beim Fertigungsprozess über die Parametrierung des GTS-Prozesses variiert werden. Die tribologische Wirkung der Mikroporositäten kann anhand von Schwingungs-Reibverschleißmessungen (SRV-Test) [1] [2] gemessen werden. Die bei GROB mittels GTS hergestellten Zylinderlaufbahnen wurden hinsichtlich ihrer Mikrostruktur, hier speziell die Mikroporosität, charakterisiert und bewertet, anschließend wurde mittels SRV-Tests die daraus resultierende Tribologie untersucht.

Mit Hilfe der neuen Methode der Charakterisierung der Mikroporosität zusammen mit tribologischen Untersuchungen können Zylinderlaufflächen kombiniert bewertet und verglichen werden. Daraus können entsprechende Oberflächenmerkmale und Parameter abgeleitet werden, die vorteilhaft für die gewünschte Aufgabe sind. Dies erlaubt, rein über die Pro-

zessparameter beim thermischen Spritzen mit dem GTS-System bereits tribologisch vorteilhafte, poröse Mikrostrukturen zu erzeugen, sodass diese Mikrostrukturen im Zusammenspiel mit der finalen Oberflächenbearbeitung der Zylinderlaufbahn eine vorteilhafte Laufbahntopographie bilden.

Abstract

The characterization of the frictional properties of mechanical systems, being a section of tribology, includes the reduction of energy losses due to friction. Besides force fit, form fit and low friction a tribologically loaded functional surface also has to be able to fulfil further functions. Small wear rates as well as a sufficient oil retention volume with a well-adjusted oil transport are very important conditions for cylinder bore surfaces of combustion engines. This means that the microstructure and topography of the surface will come into effect, taking over these tasks.

Using the high flexibility of the GROB Thermal Spray System (GTS) it is possible to create great variety of microporous surfaces for cylinder surfaces. The spatial distribution as well as the size distribution of the microporosities can already be strongly varied by altering the thermal spray parameters of the GTS process. The tribological impact can be measured using a SRV test (oscillating friction and wear test). [1] [2] The cylinder bore surfaces manufactured by GROB using the GTS process were now characterized and evaluated with regard to the microstructure, here with special focus on the microporosity. The respective samples were then investigated using SRV tests to determine the resulting tribology.

With the aid of the new method of characterization of the microporosity together with the tribological tests the cylinder surfaces can be evaluated and compared combinedly. From this one can derive the respective surface features and parameters, which are advantageous for the desired task. This allows creating tribologically favorable, porous microstructures by just varying the process parameters of the thermal spray process of the GTS system. The interplay of those microstructures with the final surface finishing process can then be designed to form an advantageous cylinder surface topography.

1. Einleitung

Durch die stetig wachsenden Anforderungen an Verbrennungsmotoren ist eine technische Weiterentwicklung zwingend nötig. Gerade im Hinblick auf die Erreichung der Klimaziele und die daraus abgeleiteten Vorgaben zur CO₂-Emission liegt neben dem Ausbau der Elektromobilität der Fokus nach wie vor auf der Verringerung von CO₂-Emissionen des Verbrennungsmotors. Das ist der Tatsache geschuldet, dass nach wie vor immer wieder Hochrechnungen einen großen Anteil von bis zu 65% der Neufahrzeuge im Jahr 2040 mit einem Verbrennungsmotor ausgestattet sehen. Das betrifft sowohl Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren als alleinigen Antrieb sowie auch Hybridkonzepte. [3] [4] Die Verringerung von CO₂-Emissionen muss daher einerseits durch eine Steigerung der Effizienz des Verbrennungsprozesses realisiert werden, andererseits durch Verbesserung des effektiven Wirkungsgrades und die Absenkung von Reibungsverlusten.

Die Reibung fällt in verschiedenen Teilen des Triebwerks mit unterschiedlichen hohen Anteilen an. Die größten Reibungsverluste erzeugt dabei die Kolbengruppe, die etwa 50% der Gesamtreibung verursacht. [5] [6] Eine Reduktion an dieser Stelle kann den Treibstoffverbrauch messbar senken. Dazu muss das Tribosystem Zylinderlauffläche-Kolbenring-Motoröl hin zu geringeren Reibwerten entwickelt werden, ohne dass dabei Ölverbrauch und dementsprechende Ölemissionen im Abgas auftreten.

Zur Erreichung dieses Ziels ist es notwendig, die entsprechenden Reibpartner zu ertüchtigen. Dazu gehört, dass die Oberflächen aufeinander und das Motoröl bestmöglich eingestellt werden. Insbesondere sind auch die Qualität, Eigenschaften und Menge des eingesetzten Motoröls entscheidend. In den vergangenen Jahrzehnten war es üblich, z.B. die Honung der Zylinderlaufbahnen entsprechend zu verändern, um Öltransport und Ölmenge einzustellen, und die verbesserte Variante dann in Serie umzusetzen. Mit dem Aufkommen der thermischen Beschichtungstechnologie wurde den Ingenieuren ein neuer Stellhebel an die Hand gegeben, die Oberflächen von Zylinderlaufbahnen zu modifizieren. [1] [7] [8] [9]

Bei thermischen Spritzschichten können nicht nur Werkstoff und Topographie modifiziert werden, sondern auch die Schichtmikrostruktur. Dies ermöglicht das Einbinden von Oberflächenmerkmalen auf Mikrometerskala zur Erweiterung der Topographie. Musste z.B. bei Graugusslaufflächen der Öltransport und Ölrückhaltevolumen über die Honung eingestellt werden, so ermöglicht die mikroporöse Schichtstruktur eine Modifizierung von Öltransport und Ölrückhaltevolumen über den Beschichtungsvorgang. Dies führt dazu, dass nachgela-

gert nur noch die Form der Zylinderlauffläche über das Finishverfahren erzeugt werden muss. Um jedoch eine thermische Spritzschicht auf diese Aufgabe gezielt einstellen zu können, ist es zwingend erforderlich, die Eigenschaften einer derartigen Mikrostruktur in ausreichender Genauigkeit beschreiben zu können. Typischerweise werden nach aktuellem Stand der Technik von den Automobilherstellern oft nur ein Porenflächenanteil sowie Ober- und Untergrenzen für die Porengröße vorgegeben, manchmal auch nur ein Gesamtflächenanteil für Poren und Oxide. Dabei kann sich unter diesen Randbedingungen eine Vielzahl an verschiedenen Mikrostrukturen einstellen, die sich hinsichtlich Tribologie und Öltransport als sehr unterschiedlich erweisen können.

Daher ist zwingend notwendig, die Schichtmikrostruktur weiter zu untersuchen und über Unterschiede der Mikrostruktur die Zusammenhänge von Parametern des Beschichtungsprozesses mit der Schichtmerkmalen in Verbindung zu bringen. So soll es in Zukunft möglich sein, gewünschte Eigenschaften in Tribologie und Öltransport gezielt über die Schichtparameter einzustellen. Ermöglicht wird dies über das GTS-Verfahren (GROB Thermal Spray) der Firma GROB, das ein sehr breites Spektrum an Mikrostrukturen ermöglicht. Derzeit werden bei GROB im Rahmen des GTS das RSW-Verfahren (Eindrahtverfahren) und APS 2.0 (Pulververfahren) eingesetzt, die beide unterschiedliche Mikrostrukturen und Schichteigenschaften produzieren. [1]

Unabhängig vom eingesetzten thermischen Spritzprozess werden nachfolgend Methoden zur Charakterisierung mikroporöser thermischer Spritzschichten aufgezeigt, die allgemein angewandt werden können. Dadurch wird es einerseits möglich, die erzeugten Mikrostrukturen innerhalb eines Verfahrens detaillierter zu unterscheiden, sowie andererseits auch verschiedene Beschichtungsverfahren untereinander zu vergleichen. Es soll außerdem eine hohe Messsicherheit bei geringem Messaufwand sichergestellt werden, sodass das Ergebnis eines thermischen Spritzprozesses schnell, sicher und mit großer Zuverlässigkeit bewertet werden kann.

Außerdem wird ein erster Erfolg dieser Methode präsentiert, indem ein einfacher Zusammenhang zwischen Reibverhalten im tribologischen Modellversuch sowie Schichtmikrostruktur aufgezeigt werden wird. Dabei steht hier die Mikroporosität im Fokus. Weitergehende Erkenntnisse weisen auf ein komplexes Zusammenspiel verschiedener Parameter hin und sind daher Gegenstand aktueller Forschung. Dies wird hier in einem kurzen Anriss diskutiert.

2. Mikroporengrößenverteilung

Zunächst soll die Mikroporenverteilung von thermischen Spritzschichten in Zylinderbohrungen analysiert werden. Wie bereits vorher dargelegt, ist eine detaillierte Beschreibung der Mikrostruktur bzw. Mikroporosität erforderlich, um zum Beispiel tribologische Effekte hinreichend erklären zu können. Hierzu werden statistische Methoden eingesetzt, um Unterschiede zwischen verschiedenen Mikrostrukturen zu quantifizieren. Hierzu werden zwei Proben mit unterschiedlichen Mikrostrukturen erzeugt und analysiert. Exemplarisch wird hier ein Vergleich zwischen einer APS 2.0-Schicht und einer Variante einer RSW-Schicht (v1) dargestellt (Bild 1). Dabei wurde die Porengrößenverteilung anhand eines metallographischen Schliffs (Draufschliff, Ansicht auf die Funktionsfläche senkrecht zur Zylinderachse) erfasst und ausgewertet. Mit Hilfe des Wilcoxon-Rangsummentests konnte gezeigt werden, dass die Unterschiede der beiden Schlitze statistisch signifikant sind. [10] [11] [12] [13] Die Daten basieren auf einem Satz von 10 mikroskopischen Aufnahmen je Probe, sodass lokale Schwankungen innerhalb einer Probe abgefangen werden.

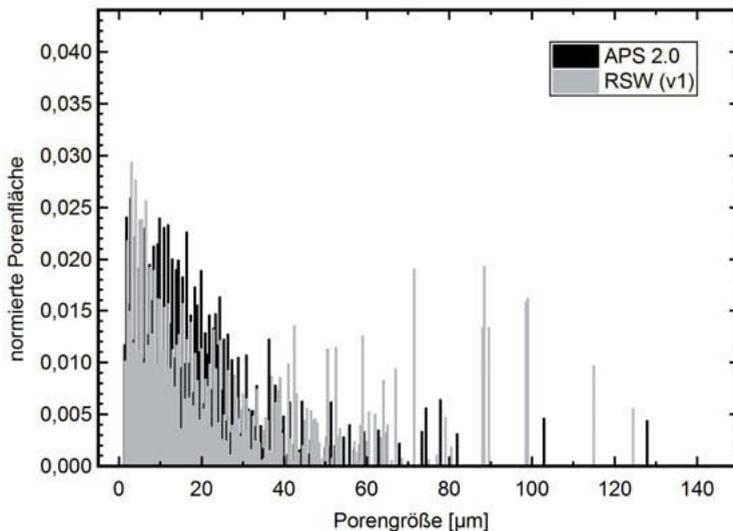


Bild 1: Normierte Porengrößenverteilung einer APS 2.0-Beschichtung (schwarz) und einer RSW-Variante (RSW (v1), hellgrau). Die Summation der Balkenlängen ergibt 1. Im Bereich von 10 – 25 µm zeigt die APS 2.0-Probe sichtbar mehr Anteile, hingegen treten bei RSW (v1) mehr große Poren auf.

Da beide Proben sich etwas in Porengesamtfläche unterscheiden, wurde die kumulierte Porenfläche auf Eins normiert, sodass Unterschiede in der Porengrößenverteilung nicht durch den unterschiedlichen Porenanteil überdeckt werden. Das bedeutet, dass die Balkenlängen im Diagramm sich zu Eins aufsummieren. Bei der Überlagerung der Graphen wurde APS 2.0 mit schwarzen Balken und RSW (v1) mit hellgrauen Balken dargestellt. Aufgetragen ist die normierte Porenfläche gegen die Porengröße, d.h. die längste Porenlänge in Kaliberschritten von 0,5 µm.

Es zeigt sich, dass in beiden Proben die maximale Porengröße mit 125 µm bei RSW (v1) und 128 µm bei APS 2.0 vergleichbar ist. Signifikante Unterschiede ergeben sich hingegen im Rest der Verteilung. Während bei APS ein großer Teil der Porenfläche von Poren aus dem Bereich von 10 bis 25 µm resultiert, erzeugen in dieser RSW Probe die größeren Poren (> 40 µm) einen bedeutenden Anteil der Porenfläche. Insgesamt jedoch stammt bei beiden Proben mehr als 50% der Gesamtporenfläche von den kleineren Poren (< 25 µm).

In Bild 2 wird dies nochmal anschaulich dargestellt. Hier wurde die vorher oben in Bild 1 gezeigte Verteilung in nur mehr 5 Größenkategorien unterteilt. Bezieht man eine mittlere Porengröße von 4,6 µm bei RSW und 5,5 µm bei APS in die Betrachtung mit ein (siehe auch Tabelle 1), so stellt dies auf den ersten Blick einen Widerspruch zu den gezeigten Graphen dar. Es muss jedoch bemerkt werden, dass es sehr viel mehr kleine Poren als große Poren gibt, da z.B. die sehr kleinen Poren etwa 1/3 der Gesamtporenfläche stellen, jede einzelne Pore aber nur ein sehr geringe Fläche aufweist. Dies belegen auch die absoluten Zahlen: Bei APS 2.0 entfallen 86%, bei RSW 91% der Poren auf die Kategorie <10 µm. Dies führt dazu, dass die mittlere Porengröße sehr viel niedriger liegt als die Spannweite der Porengrößenverteilung vermuten lässt. Des Weiteren erklärt sich der höhere mittlere Porengröße bei APS 2.0 in ähnlicher Weise dadurch, dass in der Kategorie 10 – 25 µm wesentlich mehr Poren beheimatet sind als bei RSW, sowie dass die kleine absolute Anzahl an großen und sehr großen Poren bei RSW den mittleren Durchmesser nicht wesentlich beeinflussen kann.

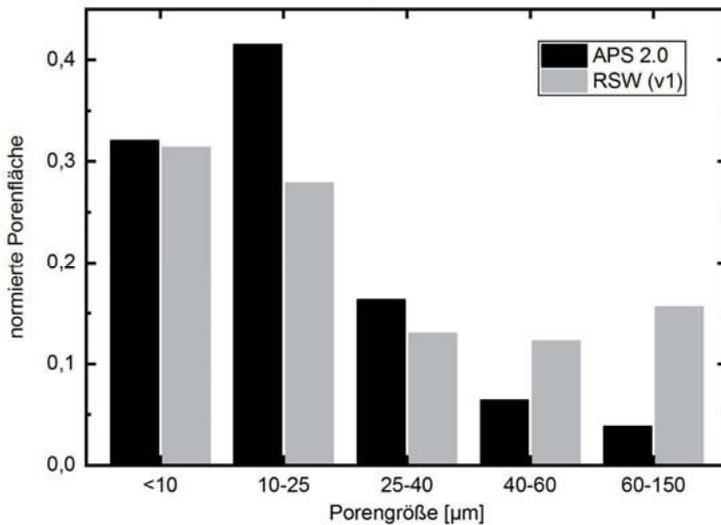


Bild 2: Vereinfachte Porengrößenverteilung. Die Poren werden in sehr kleine (<10 µm), kleine (10 – 25 µm), mittlere (25 – 40 µm), große (40 – 60 µm) und sehr große (60 – 150 µm) Poren eingeteilt, wobei keine der untersuchten Proben größere Poren aufwies. Hier ist nochmals zu sehen, dass sich APS 2.0 und RSW sich im Wesentlichen bei den kleinen und den sehr großen Poren unterscheiden.

Es kann auch gezeigt werden, dass sich durch eine Variation der Plasmagasparameter beim RSW-Verfahren unterschiedliche Mikrostrukturen erzeugt werden. Dies ist in Bild 3 zu sehen. Dort ist in hellgrau nochmals die Schichtvariante RSW (v1) dargestellt, sowie eine zweite Variante RSW (v2) in dunkelgrau. Deutlich zu erkennen ist, dass die zweite Schichtvariante einerseits eine deutlich geringere maximale Porengröße von ca. 84 µm aufweist, andererseits dass die Verteilung im Bereich der sehr kleinen Poren (< 10 µm) einen erhöhten Anteil im Vergleich zur RSW (v1) hat. Durch weitere Variationen der Beschichtungsparameter lässt sich so eine Vielzahl an unterschiedlichen Schichttypen erzeugen.

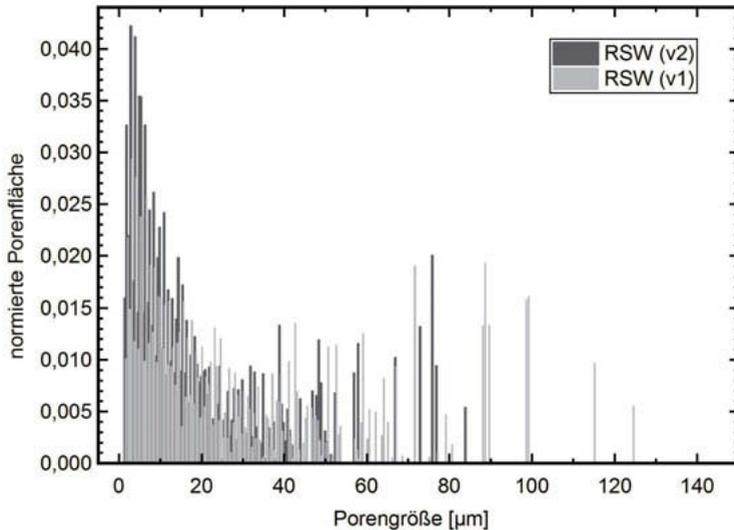


Bild 3: Normierte Porengrößenverteilung zweier RSW-Schichten. Wie zu sehen ist, kann durch eine Veränderung der im Beschichtungsprozess beteiligten Gase die Porengrößenverteilung stark beeinflusst werden. Im Vergleich zur oben bereits vorgestellten RSW (v1)-Schicht zeigt die Variante RSW (v2) mehr sehr kleine Poren bei gleichzeitiger Abnahme der Maximalgröße der Poren.

3. AFP-Wert

Zur weiteren Charakterisierung wird ein neuer Wert eingeführt, den wir AFP-Wert nennen. Die Nomenklatur folgt hierbei der Berechnungsmethode: „Anzahl pro Fläche und Porosität“. Er berechnet sich nach der Formel:

$$\text{AFP} := \frac{\text{Porendichte}}{\text{relative Porosität}}$$

Daraus ergibt sich für den AFP-Wert die folgende Einheit:

$$[\text{AFP}] = \frac{1}{\text{mm}^2 \cdot \%}$$

Dabei ist die Porendichte die Zahl der Poren pro mm^2 , die relative Porosität der 2D-Flächenanteil, der von allen Poren zusammen im Schliff an der Schlifffläche eingenommen wird. Anschaulich beschreibt der AFP-Wert die Anzahl an Poren, die man benötigt, um auf

1 mm² einer porösen Oberfläche einen relativen Porenanteil von 1 % zu erzeugen. Das bedeutet jedoch auch, dass kleine AFP-Werte einen großen mittleren Porendurchmesser beschreiben. Durch die Division der Porendichte durch die relative Porosität kann zudem wiederum gewährleistet werden, dass auch Proben mit unterschiedlich hohem Porenanteil sinnvoll verglichen werden können. Anhand der drei oben untersuchten Schichtvarianten kann die Nützlichkeit dieses Wertes gut nachvollzogen werden. [13]

Tabelle 1 zeigt eine Auflistung der Kenngrößen der drei Schichtvarianten. Interessant ist, dass hier mit steigender Porosität die Porendichte abnimmt und gleichzeitig die mittlere Porengröße steigt. Betrachtet man jedoch nur die mittleren Porengrößen, so weisen diese nur geringe Unterschiede auf. Andererseits würde man zunächst intuitiv auch erwarten, dass die Porendichte annähernd konstant ist, da z.B. beim Vergleich APS 2.0 und RSW (v2) die mittleren Porengrößen ein Faktor von ca. 1,4 und die relativen Porositäten ein Faktor von ca. 1,5 verbindet. Bedenkt man jedoch, dass eine Vergrößerung der Porengröße unter der Annahme von kreisrunden Poren quadratisch eingeht, so erhält man einen effektiven Faktor von 1,9 (statt 1,4) bei den Porengrößen. Vergleicht man diesen Faktor wiederum mit dem Unterschied in der Porendichte (ca. 1,4), so ist das Ergebnis nicht konsistent. In gleicher Weise ist dies ebenso bei unterschiedlichen RSW-Schichten der Fall, bei denen man zunächst annehmen könnte, dass sich diese mehr ähneln.

Dies zeigt, dass es schwierig sein kann, aus den gegebenen Werten Abschätzungen für einen der Parameter in einer anderen Schicht zu machen. Die Schwierigkeit resultiert im Wesentlichen aus der Tatsache, dass man kreisrunde Poren in den meisten Fällen nicht annehmen kann. [13] Ein alternatives Modell dafür wird nachfolgenden Abschnitt diskutiert.

Tabelle 1: Relative Porosität, Porendichte, mittlere Porengröße und AFP-Wert der drei verschiedenen Proben. Interessant ist, dass die Probe mit dem geringsten Porenanteil die höchste Porendichte aufweist. Das bedeutet, dass in dieser Probenauswahl eine höhere relative Porosität durch im Mittel größere statt durch mehr Poren entsteht. Am AFP-Wert kann dies sofort abgelesen werden.

| Probe | APS 2.0 | RSW (v1) | RSW (v2) |
|----------------------------------|---------|----------|----------|
| Relative Porosität [%] | 6,94 | 5,35 | 4,44 |
| Porendichte [1/mm ²] | 3348 | 4183 | 4574 |
| Mittlere Porengröße [µm] | 5,5 | 4,6 | 4,0 |
| AFP [1/(mm ² · %)] | 482 | 782 | 1029 |

Der AFP-Wert hingegen zeigt bei allen drei Proben deutliche Tendenzen. Der Trend der mittleren Porengröße kann mit abgebildet werden, wengleich die Faktoren sich in beiden Fällen deutlich unterscheiden. Da jedoch die mittlere Porengröße nicht als Wert in die Berechnung eingeht, sondern nur die relative Porosität und die Porendichte, können die Unterschiede der Proben hinsichtlich der Mikrostruktur der Poren in einer Zahl adäquat ohne Hinzunahme von fehlerbehafteten Faktorvergleichen (wie oben) etc. in einer Zahl dargestellt werden. Aus dem AFP-Wert könnte man wiederum eine mittlere Porengröße berechnen, wobei man jedoch dann eine Annahme über die Form der Poren machen muss.

Allerdings kann man direkt aus dem AFP-Wert schließen, dass in dem gezeigten Beispieldatensatz eine höhere relative Porosität aus im Mittel größeren Poren stammt, nicht aus einer Erhöhung der Porendichte. Andere Proben, die hier nicht gezeigt sind, können jedoch auch anderen Trends folgen, z.B. dass die mittlere Porengröße quasi konstant bleibt, sich jedoch die Porendichte erhöht. Dies lässt sich am AFP-Wert dann ebenso ablesen, da er in diesem Falle ebenso quasi konstant bleibt. [13]

Der AFP-Wert erzeugt also aus der Porendichteverteilung eine einfache Zahl zur Beschreibung unterschiedlicher Mikrostrukturen, jedoch ist für eine detaillierte Betrachtung weiterhin auch die Porendichteverteilung zu berücksichtigen. Keine Aussage hingegen treffen beide Verfahren bezüglich der räumlichen Verteilung der Poren. Es konnte jedoch gezeigt werden, dass innerhalb einer Probe der AFP-Wert in der Schichttiefe quasi konstant bleibt, wengleich sich Porenanteil und Porendichte änderten. Hierbei wurden Proben in 10 Schritten von je ca. 7 µm heruntergeschliffen und analysiert. [13] Mit einem derartigen Verfahren lassen sich also Abweichungen eines Beschichtungsprozesses gut darstellen. Somit kann der AFP-Wert benutzt werden, um den Beschichtungsvorgang zu überprüfen.

Wichtig ist es hierbei, dass die entscheidende Analyse in der finalen Funktionsebene durchgeführt wird. Dies kann einerseits aufgrund von Toleranzen in der Fertigung schwierig sein, andererseits bildet der Draufschliff auf einer gekrümmten Oberfläche gleichzeitig ein gewisses Tiefenspektrum ab. Gleichzeitig erzeugt auch das Beschichtungsverfahren verschiedene Strukturen innerhalb der Schicht. Zum Beispiel ist die Mikrostruktur innerhalb eines Layers verschieden von der Mikrostruktur an Layergrenzflächen, und Layergrenzflächen sind ihrerseits durch einen natürlich strukturierten Höhenverlauf immer uneben. Die Kenntnis des AFP-Wertes ermöglicht daher die korrekte Beschreibung und Vermessung der Porenstruktur bereits dann, wenn die Messung in einer nahen Umgebung der Funktionsfläche durchge-

führt wird. Da es bei der Probenpräparation wegen der oben beschriebenen Unterschiede schwierig sein kann, immer die gleiche Schliffsituation herzustellen, so lässt sich aus der Konstanz des AFP-Wertes ablesen, dass der Beschichtungsvorgang ein gleichwertiges Ergebnis zum Beispiel auf zwei unterschiedlichen Werkstücken geliefert hat.

4. Porenformverteilung

Wie sich bereits über die Abschätzung oben gezeigt hat, weisen Poren nur teilweise kreisrunde Querschnitte auf. Daher soll eine erste Abschätzung zur Porenform gemacht werden. Dazu werden die Poren in erster Näherung als elliptisch beschrieben. Aus der elliptischen Porenfläche $A = \pi \cdot l \cdot b$ und der Porengröße (größte Länge $l_{\max} = 2 \cdot l$) lässt sich daraus ein Länge / Breite Verhältnis (l / b) berechnen. [13]

$$\frac{l}{b} = \frac{l_{\max}}{2 \cdot \frac{A}{\pi \cdot \frac{l_{\max}}{2}}} = \frac{l_{\max}^2 \cdot \pi}{4 \cdot A}$$

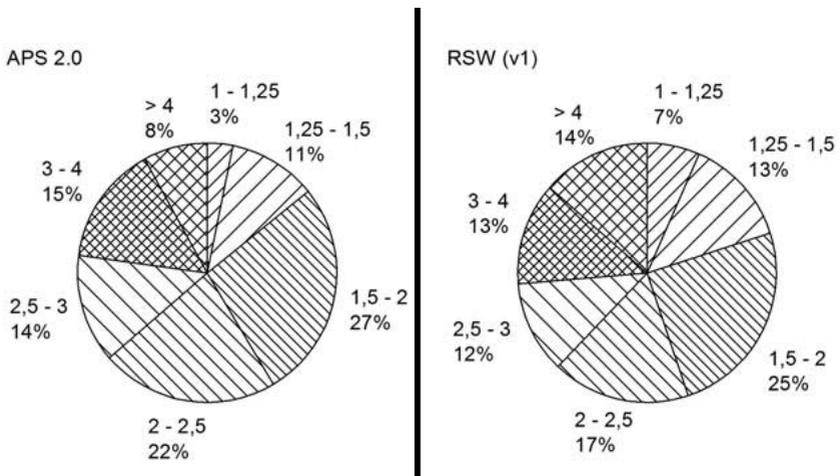


Bild 4: Porenformverteilung (l / b) für APS 2.0 und RSW (v1). Deutlich sind die Unterschiede der beiden Proben bei den quasi kreisrunden Poren (Bereich 1 – 1,25) und bei den stark exzentrisch elliptischen Poren (Bereich > 4) zu sehen. Die übrigen Bereiche hingegen sind in vergleichbarer Größenordnung.

Die sich ergebenden Verhältnisse werden beispielhaft für die Varianten APS 2.0 und RSW (v1) in Kreisdiagrammen (Bild 4) dargestellt. Es zeigt sich, dass bei der Schichtvariante RSW (v1) die annähernd kreisförmigen Poren ($l/b < 1,25$) fast doppelt so häufig vorkommen wie bei APS 2.0, jedoch bei beiden Schichten dieser Porentyp nur einen sehr kleinen Anteil ausmachen. Ein ähnliches Bild ergibt sich für stark elliptische Poren ($l/b > 4$), wobei diese insgesamt noch recht häufig auftreten. Die mittleren Kategorien sind jeweils in vergleichbaren Größenordnungen. Berücksichtigt für die Darstellung wurde nur die Porenanzahl, nicht jedoch die Porenfläche. Das heißt, dass mit dieser Untersuchung keine Aussage darüber getroffen werden kann, ob z.B. große Poren eher elliptisch oder eher kreisförmig sind. [13] Jedoch wird aus dem Diagramm auch klar, dass der AFP-Wert besser zur Beschreibung der Mikroporosität geeignet ist als die oben versuchte Abschätzung aus Porendichte und mittlerem Durchmesser. Da der AFP-Wert keine Annahme über die Porenform machen muss, kann der AFP-Wert die Eigenschaften der Proben besser charakterisieren.

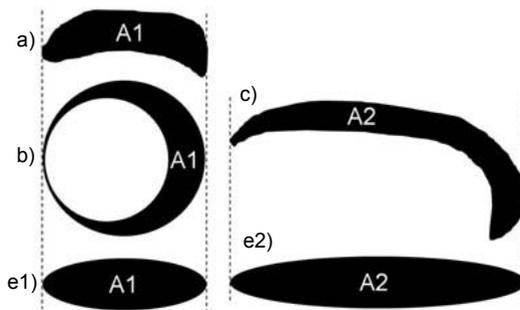


Bild 5: Näherung der Porenform über Ellipsen (Bild schematisch, nicht flächentreu): Im oberen Bildbereich sind beispielhaft jeweils verschiedene auftretende Porenformen (a – c) mit den Flächen A1 und A2 dargestellt, die sich mit unten gezeigten Ellipsen (e1, e2) mit gleichem Flächeninhalt angenähert werden. Man sieht, dass nur im Falle a) das Modell mit e1) gut zur tatsächlichen Form passt.

Weiterhin muss gesagt werden, dass auch elliptische Poren nur eine Vereinfachung der realen Situation darstellen, wenngleich dies eine deutlich bessere Modellierung als kreisrunde Poren ist, da ein Großteil der Poren sinnvoll zugeordnet werden kann. Betrachtet man ein typisches Schliffbild einer thermisch gespritzten Schicht, so findet man z.B. auch fadenförmige Poren, die kreisförmig in der Probe liegen. Diese sind weit entfernt von einer Ellipse, im Modell jedoch werden diese als stark exzentrische Ellipsen ($l/b > 4$) erfasst (siehe Bild 5). In

wie weit derartige Abweichungen des Modells von der Realität relevant sind, muss in weiteren Untersuchungen geklärt werden. Ebenso müssen die Einflüsse der Porenformverteilung auf die Tribologie und den Öltransport untersucht werden.

5. Auswirkung der Porenverteilung auf die Tribologie

Die Mikroporosität bestimmt wesentlich das Ölhaltevolumen von Zylinderlaufbahnen mit. Dazu kommen die Volumina, die mit dem Finish-Verfahren in die Oberfläche gezielt oder verfahrensbedingt eingebracht werden. Das bedeutet, dass die Verteilung der Mikroporosität die Schmiersituation im Betrieb bestimmt. Dazu muss die Mikroporosität sauber auf die Topographie der Oberfläche abgestimmt sein, um einerseits ein ausreichendes Ölhaltevolumen bereitzustellen, andererseits darf das Volumen nicht zu groß sein, da sonst die Gefahr von Ölverbrauch und daraus resultierenden Ölemissionen im Abgas besteht.

Ein ausreichendes Ölhaltevolumen kann über die tribologischen Eigenschaften der Schicht bestimmt werden. Dies kann kostengünstig im tribologischen Modellversuch erfolgen. Die Messung von Ölverbrauch und Ölemissionen bedingt einen Testlauf am gefeuerten Motor. Da letztere sehr teuer sind, wird vorab die Qualifikation der Schichten über das tribologische Verhalten im Modellversuch ermittelt, sodass in einem späteren Schritt bei Testläufen bereits aussichtsreiche Schichtvarianten untersucht werden können.

Als Testmethode wird hier der sogenannte **S**chwingungs-**R**eib**V**erschleiß-**T**est (SRV) verwendet. Hierzu läuft ein Kolbenringsegment auf einem Zylinderlaufflächensegment unter einer Normalkraft von 150 N bei Zugabe von auf 130 °C temperiertem Öl für einen Testzeitraum von drei Stunden. Der Kolbenring ist ein moderner Stahlkolbenring, der für die Anwendung in beschichteten Motoren ausgelegt wurde. [1] [2] Es wurden vier verschiedene Motoröle eingesetzt, die sich hinsichtlich Additivierung, Viskosität und Basisölmischung unterschieden.

Exemplarisch werden in Bild 6 die Ergebnisse dargestellt, die unter Einsatz eines biologischen 0W20-Öls erzeugt wurden. Getestet wurden verschiedene Laufflächen, die einerseits durch Diamanthonung (D30 und D7, wobei die Zahl die Siebgröße bei der Herstellung der Honsteine angibt) hergestellt, andererseits durch ein bei GROB in Entwicklung befindliches Finish-Verfahren. Dabei wurden bei den gehonten Oberflächen jeweils zwei unterschiedliche Mikrostrukturen untersucht, die sich hinsichtlich der Porengrößenverteilung unterschieden, jedoch eine vergleichbare relative Porosität hatten. Es zeigt sich, dass ein Zusammenhang

zwischen Porengrößenverteilung und tribologischen Verhalten auftritt. Für grober gehonte Oberflächen (D30) liefert eine Schicht mit größeren Poren (kleiner AFP-Wert) bessere Reibwerte, bei sehr fein gehonten Oberflächen (D7) sind die kleineren Poren (großer AFP-Wert) vorteilhaft. Dieser Trend war konsistent auch bei allen anderen getesteten Ölen auf den zwei gewählten Mikrostrukturen zu beobachten. Bemerkenswert ist auch, dass das Einlaufverhalten nach sehr kurzer Zeit abgeschlossen ist. Nach einigen Minuten ist bei allen Proben schon fast der Endwert erreicht, nach 30 Minuten sind nur noch Schwankungen von weniger als 5% zu erwarten. [2] Insgesamt zeigt sich, dass sich die Variante D7 mit feiner Porenstruktur als tribologisch etwas vorteilhafter die anderen getesteten gehonten Varianten ist. Insgesamt weist diese Probe auch den schnellsten Einlauf auf.

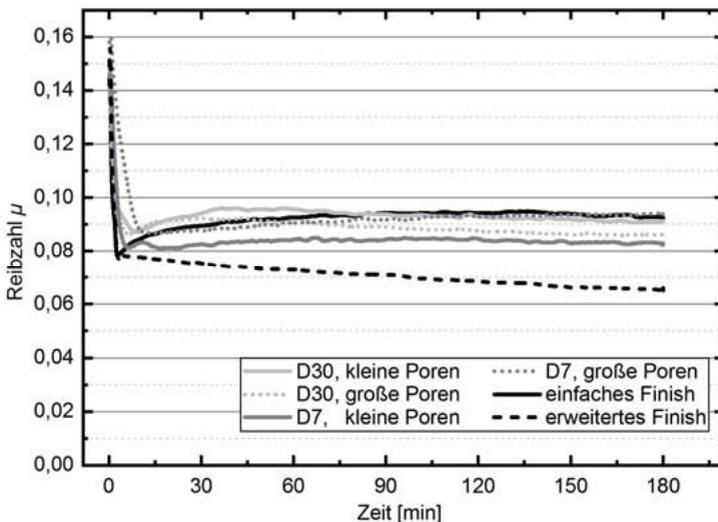


Bild 6: Verlauf des Reibwerts μ im 3-Stunden SRV-Test. Die Bild zeigt den zeitlichen Verlauf für verschiedene Schichten und Topographien unter Einsatz desselben Öls. Es zeigt sich, dass eine feine Honstruktur zu kleinen Poren passt, sowie eine grobe Honstruktur zu großen Poren. Der einfache, alternative Finishing-Prozess zeigt bereits Reibwerte wie eine Honung, die erweiterte Variante kann die Werte jedoch deutlich verbessern.

Auf einer weiteren Mikrostruktur wurden alternative Fertigungsverfahren für Zylinderlaufbahnen erprobt. Es zeigt sich, dass eine einfache Variante des Verfahrens ebenso typische Reibwerte von gehonten Laufflächen aufweist. Durch eine Erweiterung des Finish-Verfahrens konnte ein Reibungsvorteil von ca. 15 % gegenüber den besten Ergebnissen gehonter Laufflächen erzielt werden. Es zeigt sich außerdem, dass der Reibwert bis zum Ende des Versuchs weiter absinkt und sich noch nicht einem konstanten Wert angenähert hat, d.h. dass es noch ein weiteres Potential zur Absenkung geben kann. [2]

Die Ergebnisse dieser Versuch müssen nun noch mit weiteren Mikrostrukturen und Versuchen untermauert und erweitert werden. Jedoch lässt das Auftreten der oben beschriebenen Effekte an mehreren Proben beim Einsatz unterschiedlicher Öle vorerst den Schluss zu, dass es sich um ein systematisch auftretendes Phänomen handelt. Danach sollen Testläufe auf Prüfständen eingesetzt werden, um zu untersuchen, ob sich die gefundenen Reibungsvorteile auch im gefeuerten Betrieb zeigen. Andererseits ist das Ölemissionsverhalten der untersuchten Zylinderlaufflächen ebenso noch unbekannt und muss daher ebenso im Testlauf noch bestimmt werden.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Es konnte gezeigt werden, dass unterschiedliche Beschichtungsvarianten unterschiedliche Schichtmikrostrukturen erzeugen. In dieser Untersuchung wurde ausschließlich die Mikroporosität betrachtet. Dass die mittels GTS gefertigten thermischen Spritzschichten sich nicht nur im Porenanteil unterscheiden, sondern auch hinsichtlich Porengrößenverteilung, war heuristisch aus Schlibbildern bekannt. Mit Hilfe der gezeigten Darstellungsformen sowie mit dem AFP-Wert und statistischen Methoden ist es gelungen, diese Eigenschaften und Unterschiede auch statistisch signifikant nachzuweisen und zu veranschaulichen. Ein erster Ansatz für die Porenformverteilung wurde über Ellipsen gemacht, eine weitere Verfeinerung des Modells sowie die Auswirkungen auf die Tribologie und den Öltransport sind Gegenstand aktueller und zukünftiger Untersuchungen.

Hinsichtlich der Tribologie konnte ein Zusammenhang von Porengrößenverteilung und Topographie der Oberfläche hergestellt werden. Unterschiedliche Öle lieferten dabei konsistente Daten. Alternative Bearbeitungsverfahren zeigten sich als vielversprechende Ansätze, die Reibung gegenüber gehonten Laufflächen weiter zu reduzieren. Diese Verfahren befinden sich derzeit in Entwicklung. Die im Modellversuch auftretenden Effekte müssen jedoch auch

noch am gefeuerten Motor verifiziert werden. Weiterhin sind die entsprechenden Effekte der Porenverteilung auf alternativ bearbeitete Zylinderlaufbahnen noch nicht bekannt.

Weitere Untersuchungen und Methoden sind nötig, um die Porenverteilung auf den Zylinderlaufbahnen weiter zu beschreiben. Ein erster Schritt wurde hier präsentiert. Eine Verfeinerung der Modelle kann möglicherweise bisher unbekannte Effekte aufdecken, die bei der Reduktion der Reibung sowie einer Verbesserung des Öltransports bei gleichzeitig niedrigstem Ölverbrauch bisher keine Beachtung gefunden haben. Außerdem kann eine derartige Beschreibung einer Topographie mit zugehöriger Mikrostruktur und Mikroporosität zur Erarbeitung für zuverlässige Zylinderlaufbahnspezifikation mit gezielt einstellbaren Eigenschaften dienen.

7. Danksagung

An dieser Stelle möchten wir allen Mitarbeitern unseres Teams danken, die zu dieser Arbeit beigetragen haben. Insbesondere müssen hier Herr Manuel Wegerer und Herr Tassilo Arndt genannt werden. Herr Wegerer war im Rahmen seiner Bachelorarbeit mit der Untersuchung neuer Bearbeitungskonzepte für Zylinderlaufbahnen betraut, die er nun bei uns nach Abschluss seiner Arbeit weiter verfolgt. Herr Arndt leistete ebenso im Rahmen seiner Bachelorarbeit wesentliche Beiträge zur Analytik der Porengrößenverteilung und der Porenformverteilung und erarbeitete die statistischen Methoden zum Nachweis von Signifikanz und Unterscheidungsmerkmalen in thermischen Spritzschichten. Weiterhin möchten wir den zahlreichen Kollegen danken, die in verschiedenster Form an der Erstellung der Zylinderlaufbahnen und Proben beteiligt waren.

8. Literaturverzeichnis

- [1] A. Wörfel und B. Gand, „Technische Anforderungen an ein modernes tribologisches System 'Zylinderlauffläche – Motoröl – Kolbenring‘“, 8. VDI-Fachtagung Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel, Baden-Baden 2016.
- [2] M. Wegerer, *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Bearbeitung beschichteter Zylinderoberflächen von Verbrennungsmotoren*, HS Kempten / GROB WERKE GmbH & Co. KG, 2017.
- [3] Bloomberg New Energy Finance, „Electric Vehicles to Accelerate to 54% of New Car Sales by 2040“, 06 Juli 2017. [Online]. <https://about.bnef.com/blog/electric-vehicles-accelerate-54-new-car-sales-2040/> [Zugriff Februar 2018].
- [4] Schlegel und Partner, „SuP Light Vehicles Forecast 2050“, 2016.
- [5] J. Schommers, H. Scheib, M. Hartweg und A. Bosler, „Reibungsminimierung bei Verbrennungsmotoren“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, pp. 566 - 573, 07 - 08 / 2013.
- [6] K. Holmberg, P. Andersson und A. Erdemir, „Global energy consumption due to friction in passenger cars“, Tribology International, pp. 221 - 234, 47 / 2012.
- [7] B. Gand, „Beschichtung von Zylinderlaufflächen in Aluminium-Kurbelgehäusen“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 02 / 2011.
- [8] B. Gand, „High Performance Cylinder Bore Surfaces of Aluminum Crankcases“, Thermal Spray Bulletin, 1 / 2011.
- [9] B. Gand und H. Salenbauch, „AluThinFer-Zylinderlaufflächen - Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs und des Verschleißverhaltens für Motoren mit niedriger und hoher thermo-mechanischer Beanspruchung“, 5. VDI-Fachtagung Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel, Baden-Baden, 2010.
- [10] J. Lehn und H. Wegmann, *Einführung in die Statistik*, B. G. Teubner Verlag, Wiesbaden 2008.
- [11] A. Rooch, *Statistik für Ingenieure*, Springer Verlag, Berlin 2014.
- [12] U. Genschel und C. Becker, *Schließende Statistik*, Springer Verlag, Berlin 2005.
- [13] T. Arndt, *Klassifizierung mikroporöser thermischer Schichten*, HS Augsburg / GROB-WERKE GmbH & Co. KG, 2018.

Optimiertes Öling-Design zur Reduktion von Emissionen

Optimized Oil Control Ring Design for Emission Reduction

Dipl.-Wirt.-Ing. **Jochen Adelman**, Dr.-Ing. **Christian Maisch**,
Dipl.-Ing. **Simon Becker**, MAHLE International, Germany;
Dipl.-Ing. **Remi Rabuté**, MAHLE France SAS, France;
Dipl.-Ing. **Rafael Bruno**, MAHLE Metal Leve S.A., Brazil;

Kurzfassung

Die Einhaltung zukünftiger Grenzwerte für CO₂ und Schadstoffemissionen erfordert eine stetige Optimierung des Verbrennungsmotors. Einen großen Einfluss hat die Kolben-baugruppe, deren Weiterentwicklung durch eine Systembetrachtung vorangetrieben wird. Insbesondere das Ringpaket mit dem Ölabstreifring U-Flex der neuesten Generation kann in diesem systemischen Verbund einen erheblichen Einfluss auf Reibung, Öl- und Partikelemissionen haben, was in dieser Veröffentlichung diskutiert wird.

Abstract

To fulfil future limits regarding CO₂ and exhaust gas emissions the reduction of engine friction as well as the reduction of lube oil consumption is a common approach. A high influence thereby is caused by the PCU in general and in particular by the piston rings.

MAHLE delivers for the automotive industry tailor-made compression and oil control piston rings for series application and is further developing its products to maintain the best in class performance.

Besides common oil control ring designs in particular the oil control ring U-Flex newest generation offers unique advantages, e.g. superior conformability. MAHLE has further improved this design to match future drivetrain demands on CO₂ and emission legislation.

1. Einleitung

Trotz zunehmender Elektrifizierung der Fahrzeugflotten wird, unter Berücksichtigung der benötigten Zeit zur nachhaltigen Marktdurchdringung, der Verbrennungsmotor seine zentrale

Rolle mindestens mittelfristig beibehalten. Begrenzte Ressourcen des Kraftstoffs als Energieträger einerseits und die globalen Bestrebungen zur Reduktion von CO₂ Emissionen andererseits sind wesentliche Treiber zur Optimierung von verbrennungsmotorischen Antriebssträngen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch. Maßnahmen zur Effizienzsteigerung des Verbrennungsmotors z.B. durch Downsizing, Reibungsreduktion oder auch die Direkteinspritzung beim Ottomotor erfordern ein besonderes Augenmerk auf Öl- und Partikelemissionen. Inwieweit die Auslegung und Funktion des Systems „Kolbenbaugruppe“, bestehend aus Kolben und Ringpaket, einen Beitrag leisten kann, soll in diesem Beitrag vorgestellt werden. Im Folgenden wird insbesondere der Nutzen des MAHLE Ölabstreifings U-Flex Generation 1 (Gen. 1) im systemischen Verbund aufgezeigt.

2. Design des MAHLE Ölabstreifings U-Flex Generation 1 (Gen. 1)

Neben den bekannten zwei- und dreiteiligen Ölabstreifringen haben sich U-Flex Ölabstreifringe in der PKW-Anwendung für Otto- als auch für Dieselmotoren etabliert. Begründet werden kann dies durch Vorteile, die sich aufgrund der einzigartigen Bauform von U-Flex Ölabstreifringen ergeben. Der U-Flex Ölabstreifring ist ein einteiliger, geschlossener Ring, dessen Formgebung sich im Wesentlichen aus einem Stanz- und Abkantprozess des Federblechs ergibt. Der U-Flex Ölabstreifring weist kein konventionelles Stoßspiel auf. Durch die Stanzgeometrie sowie Verformung im Einbauzustand ergibt sich ein gutes Öldrainageverhalten bei guter Abdichtwirkung. Aus dem geschlitzten Design ergibt sich eine Vielzahl von Segmenten, die sich elastisch optimal an die Zylinderbohrung anpassen und ein überlegenes Formfüllvermögen erreicht wird. Insbesondere bei Anwendungen mit hohen Zylinderverzügen im Betrieb kann der U-Flex Ölabstreifring hierdurch im Vergleich zu anderen Ölabstreifringen bei gleichen Ölverbräuchen mit geringeren Tangentialkräften eingesetzt werden, was eine deutliche Reibungsreduzierung zur Folge hat [1]. Bild 1 zeigt zusammengefasst die Produkteigenschaften eines Ölabstreifings U-Flex-Ring Standard (STD).

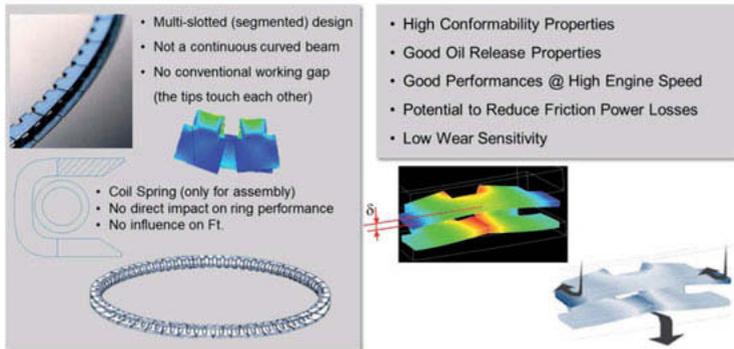


Bild 1: Ölabstreifring U-Flex-Ring STD - Produkteigenschaften

Um die Eigenschaften des U-Flex-Ring STD weiter zu verbessern wurden diverse Optimierungsmaßnahmen umgesetzt. An den Laufstegen wurde die Laufsteghöhe reduziert. Dies ermöglicht eine Absenkung der Tangentialkraft bei gleichbleibender Flächenpressung und somit Ölabbreiffunktion. In diesem Zuge wurde der Minutenwinkel angepasst, um eine möglichst unveränderte Laufsteghöhe über Lebensdauer gewährleisten zu können. Des Weiteren wurde die Kreisbogenform der Segmente optimiert und die Lauffläche geläppt, um einen Einlaufverschleiß vorwegnehmen zu können. Dadurch konnte die Formanpassung verbessert und die Tangentialkraft weiter reduziert werden. Das Stanzdesign wurde geometrisch optimiert, um lokal erhöhte Spannungen zu reduzieren und somit eine konstante Performance im Betrieb gewährleisten zu können. Bild 2 zeigt die umgesetzten Optimierungsmaßnahmen im Überblick, die in den U-Flex-Ring Gen. 1 eingeflossen sind.

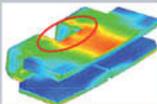
| Target | Reason | U-FLEX-Ring STD | U-FLEX-Ring Gen. 1 |
|---|--|---|---|
| Reduce Land Width to h55=0.15mm max. | To be able to reduce tension and keep necessary Po | 0.20mm | 0.15mm max. |
| 100% OD Contact | To be able to reduce tension |  | |
| Modify cut design to reduce internal stresses | Reduce tension losses due to stress release vs temperature |  |  |

Bild 2: Ölabstreifring U-Flex-Ring Gen. 1 - Optimierungsmaßnahmen

3. Vorteile des U-Flex-Ring Gen. 1 hinsichtlich Verschleiß und Ölverbrauch

Der radiale Verschleiß eines Ölabbstreifings beeinflusst wesentlich dessen Funktion im Betrieb hinsichtlich Ölverbrauch. Bild 3 oben links stellt für eine exemplarische Auswahl von unterschiedlichen Ölabbstreifungen den Tangentialkraftverlust über dem absoluten radialen Verschleiß dar. Abhängig von der Ist-Tangentialkraft im Neuzustand, hier normiert angegeben in Lt/\varnothing [N/mm] verläuft der Tangentialkraftverlust des U-Flex-Ring Gen. 1 auf vergleichsweise niedrigem Niveau. Bild 3 oben rechts zeigt die Änderung der Laufsteghöhe der einzelnen Ölabbstreifungen abhängig vom radialen Verschleiß. Deutlich erkennbar ist der vergleichsweise geringe Anstieg der Laufsteghöhe beim U-Flex-Ring Gen. 1 mit zunehmendem radialen Verschleiß, was sich durch den flachen Minutenwinkel des U-Flex-Ring Gen. 1 erklären lässt. Aus den beiden Informationen Tangentialkraft und Laufstegfläche lässt sich die für den Ölverbrauch wichtige Flächenpressung P_o der Laufstege abhängig vom radialen Verschleiß berechnen, s. Bild 3 unten. Bei Annahme einer erforderlichen Flächenpressung von 1 N/mm^2 ergibt sich ein zulässiger Verschleiß des U-Flex-Ring Gen. 1 von ca. $125\text{-}160 \mu\text{m}$. Zwei- und dreiteilige Ölabbstreifungen erlauben hier nur deutlich geringere Verschleißwerte.

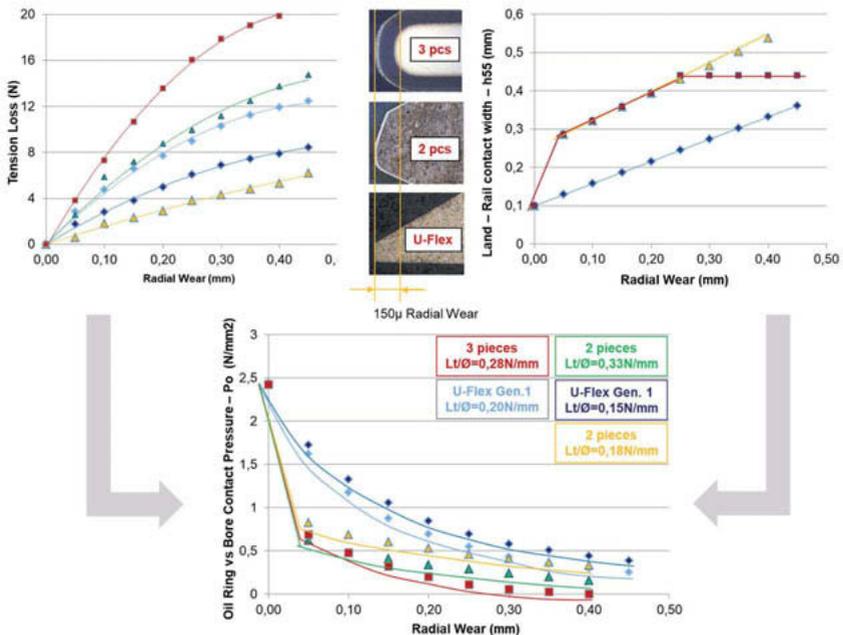


Bild 3: Sensitivität von verschiedenen Ölabbstreifungen hinsichtlich Verschleiß

Aus diesem Grund behält der U-Flex-Ring Gen.1 sein volles Funktionsverhalten, auch wenn im Betrieb ein höherer radialer Verschleiß beobachtet werden kann.

Um die Wirksamkeit der in Kapitel 2 beschriebenen Optimierungsmaßnahmen nachweisen zu können, wurden ausgiebige Motorversuche mit dem U-Flex-Ring STD und dem U-Flex-Ring Gen.1 durchgeführt. Bild 4 zeigt exemplarisch gemessene Ölverbrauchswerte an PKW-Dieselmotoren. Durch die Verwendung des U-Flex-Ring Gen. 1 mit neuem Design konnte der Ölverbrauch um ca. 47% gesenkt werden, bei einer gleichzeitigen Reduktion der Tangentialkraft von ca. 30%.

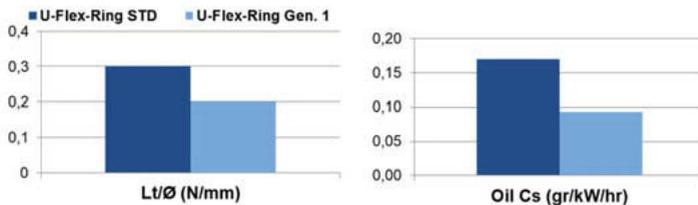


Bild 4: Vergleich Ölverbrauch U-Flex-Ring STD und U-Flex-Ring Gen. 1, Dieselmotor

In einem weiteren Vergleich wurde mit einem turboaufgeladenen DI-Ottomotor das Ölverhaltensverhalten der unterschiedlichen Bauarten von Ölabstreifringen im Motorversuch für einen Überland und Stadt Zyklus untersucht. In Bild 5 sind in blau die Ölverbräuche für den overspeed Zyklus und in grau die Ölverbräuche des Stadt Zyklus dargestellt. Den geringsten Ölverbrauch zeigen im Stadt Zyklus der U-Flex-Ring Gen. 1 und der dreiteilige Ölabstreifring. Im Überland Zyklus schneidet der U-Flex-Ring Gen. 1, zusammen mit dem optimierten zweiteiligen Ölabstreifring, ebenfalls mit geringsten Ölverbräuchen ab. Somit ist der U-Flex-Ring Gen. 1 für diese Anwendung in diesen Zyklen der überlegene Ölabstreifring in Bezug auf Ölverbrauch.

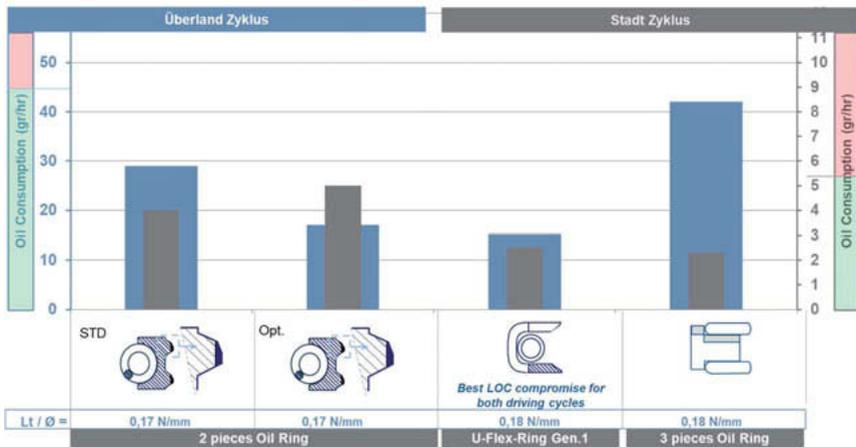


Bild 5: Vergleich Ölverbrauch U-Flex-Ring Gen. 1, 2-teiliger und 3-teiliger Ölabstreifring, turboaufgeladener DI-Ottomotor

4. Einfluss des Ölabbstreifrings auf die Partikelemission von Ottomotoren

In modernen, homogen betriebenen DI-Ottomotoren können im Brennraum lokal Umgebungsbedingungen auftreten, die die Partikelentstehung fördern. Im Wesentlichen benötigt es hierzu ein lokal fettes Gemisch sowie hohe Temperaturen. Insbesondere hinsichtlich der immer strenger gesetzlich regulierten Partikelemissionen besteht die Notwendigkeit zur innermotorischen Optimierung, auch um den eventuell erforderlichen, zusätzlichen Aufwand zur Abgasmachbehandlung auf ein Minimum reduzieren zu können. So kann die Bildung von Partikelemissionen beeinflusst werden durch das Kraftstoffsystem, den Ladungswechsel, die Einspritzstrategie, die Betriebstemperatur, die Bauteilbenetzung, den Öleintrag und durch Ablagerungen [2]. Durch Untersuchungen am Kraftstoffsystem wurde die Anhebung des Einspritzdrucks zur Reduktion der Bauteilbenetzung oder die geometrische Injektoroptimierung zur Minimierung der Injektorkuppenbenetzung als wirkungsvolle Maßnahmen identifiziert [3], [4]. Im Rahmen einer vergleichenden Messung am Motorprüfstand mit einem turboaufgeladenen DI-Ottomotor konnte festgestellt werden, dass der U-Flex-Ring Gen. 1 im Vergleich zu einem dreiteiligen Ölabbstreifring neben dem vergleichbaren, niedrigen Ölverbrauch nachweislich deutlich geringere Partikelemissionen verursachte, s. Bild 6. Aus diesem Grund wurde bei MAHLE eine systematische Untersuchung am Motorprüfstand mit dem Ziel einer Verifikation dieser Erkenntnisse durchgeführt.

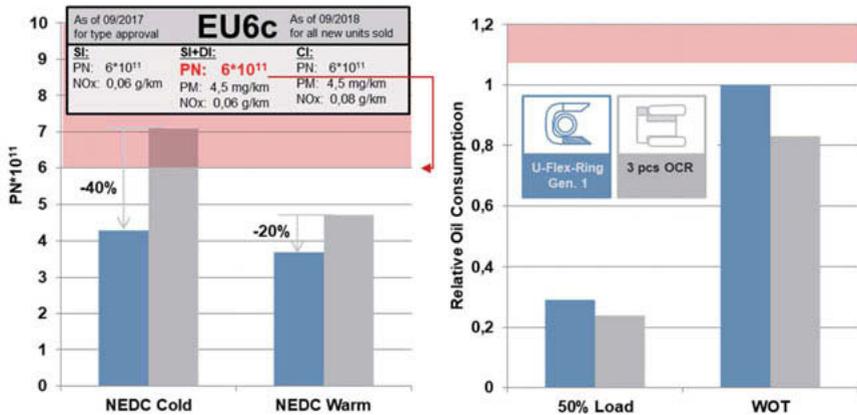


Bild 6: Vergleich Partikelemission U-Flex-Ring Gen. 1 und 3-teiligem Ölabstreifung, turboaufgeladener DI-Ottomotor

Im Folgenden werden Ergebnisse zu diesen Untersuchungen vorgestellt, bei denen systematisch der Ölabstreifung und somit der Öleintrag in den Brennraum variiert wurden.

Versuchsaufbau und Varianten

Als Versuchsträger wurde ein moderner, turboaufgeladener 4-Zylinder DI-Ottomotor mit aktuellem Brennverfahren verwendet. Gemessen wurde neben Partikelanzahl und Partikelmasse auch die Ölemission. Um die Emissionsentstehung interpretieren zu können wurde sowohl zylinder-selektiv hinter den Auslassventilen als auch nach Turbolader und nach Abgasnachbehandlung gemessen. Da die Untersuchungen am Motorprüfstand und nicht im Fahrzeug durchgeführt wurden sind die Messergebnisse nicht direkt mit gesetzlichen Grenzwerten vergleichbar, jedoch für eine Systemoptimierung zielführend. Zur Messung der Partikelanzahl und -masse kamen die Messgeräte AVL489 und AVL483 zum Einsatz. Die Ölemission wurde mittels Massenspektrometrie mit dem Lubrisense 1200 gemessen.

Untersucht wurden drei unterschiedliche Varianten. Das Ringpaket der Baseline BL Variante beinhaltet einen dreiteiligen Ölabstreifring. Bei der Variante Ultra Low Friction „ULF“ wurde das Ringpaket der Variante BL verwendet, jedoch beim Ölabstreifring die Tangentialkraft um 66% reduziert. Die Variante U-Flex-Ring Gen. 1 „UF“ beinhaltet den gleichen 1. und 2. Ring wie die Variante BL und ULF, jedoch als Ölabstreifring ein U-Flex-Ring Gen. 1 mit der gleichen Tangentialkraft wie bei der BL Variante.

Um Einflüsse durch Montage oder durch Einlauf erkennen zu können, wurde bei den Messungen der 1. Zylinder stets mit der gleichen BL Variante bestückt, s. Bild 7.

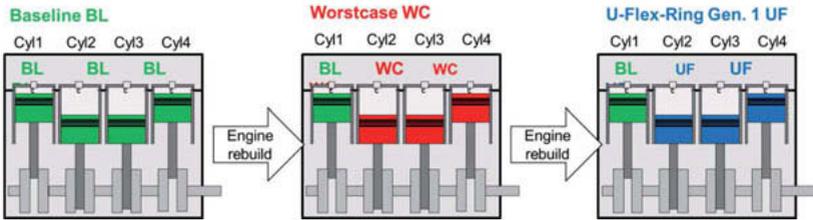


Bild 7: Varianten und Bestückung

Voruntersuchung zur Reproduzierbarkeit der Messergebnisse

Grundlage der Interpretation der Versuchsergebnisse ist die Sicherstellung der Reproduzierbarkeit der Messungen. Hierzu wurden ausgiebige Voruntersuchungen durchgeführt. Am Motorprüfstand wurden bei vier verschiedenen Drehzahlen je drei Lastniveaus von 33, 66 und 100% wiederholt angefahren und die Partikelanzahl gemessen.

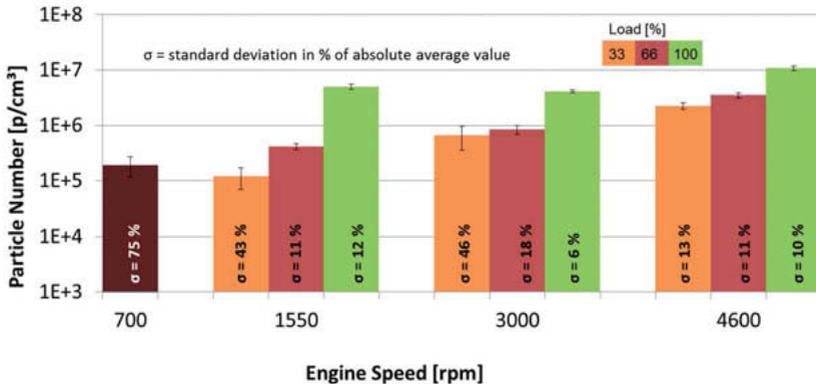


Bild 8: Reproduzierbarkeit von Messungen zu Partikelemissionen

Die gemessenen Partikelanzahlen wurden dann statistisch ausgewertet. Bild 8 zeigt den Mittelwert und die Streuung der Messungen für die jeweils angefahrne Drehzahl- und Lastkombination. Deutlich erkennbar ist eine Zunahme der Partikelanzahl mit zunehmender Last. Die Streubreite, dargestellt durch 1 sigma σ einer zugrundeliegenden Normalverteilung, nimmt mit zunehmender Last ab. Der relative Wert von 1 sigma σ bezieht sich jeweils auf den Mittelwert.

Versuchsergebnisse

Zur detaillierten Untersuchung des Einflusses des Ölabstreifrings auf die Partikelemissionen wurden die drei Varianten Baseline BL, Ultra Low Friction ULF und U-Flex-Ring Gen. 1 UF in den Versuchsträger montiert und der Versuchsträger sowohl im stationären als auch im transienten Betrieb vermessen. Gemessen wurden die Ölemission, die Partikelanzahl und die Partikelmasse. Bei der Versuchsauswertung wurde festgestellt, dass sich die Partikelmasse auf extrem niedrigem Niveau befindet. Aus diesem Grund wird auf die Darstellung der Versuchsergebnisse zur Partikelmasse verzichtet. Bild 9 zeigt die Versuchsergebnisse der stationären Messung von Ölemission und Partikelanzahl für die Varianten Baseline BL, Ultra Low Friction ULF und U-Flex-Ring Gen.1 UF. Dargestellt sind für die Partikelanzahl und für die Ölemission die gemittelten Werte der zylinderselektiven Messergebnisse.

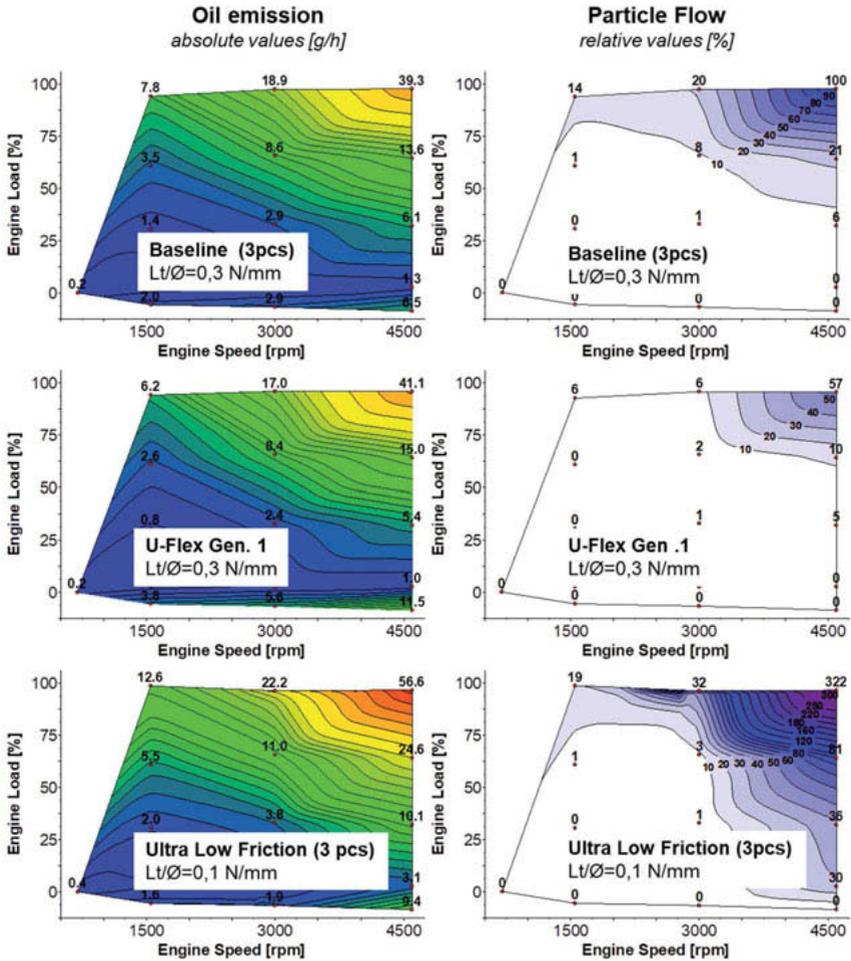


Bild 9: Stationäre Kennfelder zu Ölemission und Partikelanzahl der 3 Varianten

Die Kennfelder zur Ölemission zeigen die absoluten Werte in [g/h]. Deutlich erkennbar ist bei allen Varianten die Zunahme der Ölemission bei hohen Drehzahlen und Lasten. Die Baseline BL und U-Flex-Ring Gen.1 UF Varianten befinden sich auf vergleichbarem Niveau, die Ultra Low Friction ULF Variante weist deutlich erhöhte Ölemissionen auf. Der Partikelstrom wurde relativ in [%] dargestellt, Bezugswert ist die Ölemission der Baseline Variante BL bei Volllast und maximal gemessener Motordrehzahl. Für die Ultra Low Friction ULF Variante korreliert die

erhöhte Ölemission mit deutlich erhöhten Partikelemissionen im Vergleich zur Baseline Variante. Die U-Flex-Ring Gen.1 Variante weist deutlich geringere Partikelanzahlen bei hohen Lasten und Drehzahlen auf als die Baseline Variante, obwohl die Ölemission vergleichbar ist. Da die Öl- und Partikelemission im Realbetrieb stark von transienten Vorgängen beeinflusst werden, wurde mit den drei Varianten ein exemplarisches RDE-Profil am Motorprüfstand nachgefahren.

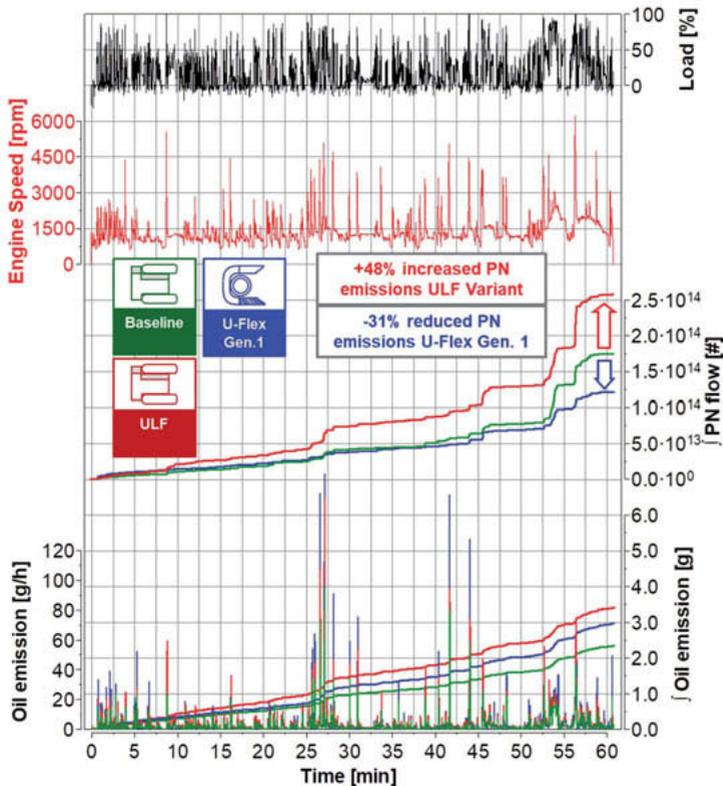


Bild 10: Öl- und Partikelemission in einem exemplarisches RDE Profil

Bild 10 stellt den Motordrehzahl- und Lastverlauf des RDE Profils sowie die kumulierte Öl- und Partikelemission der drei Varianten dar. Hinsichtlich Ölemission liegen alle 3 Varianten auf einem sehr niedrigen Niveau. Bei der Partikelemission weist die Ultra Low Friction ULF Variante im Vergleich zur Baseline BL Variante um 41% höhere Partikelanzahlen auf, die U-Flex-

Ring Gen. 1 Variante UF zeigt um 31% reduzierte Partikelanzahlen. Eine Erklärung des vor- teilhaften Partikelemissionsverhaltens des U-Flex-Ring Gen. 1 liegt im bauart-bedingten Funk- tionsverhalten, das wesentlich den Öltransport und den Öleintrag in den Brennraum beeinflus- sen kann.

5. MAHLE U-Flex-Ring für anspruchsvollste Anwendungen

Der momentane Entwicklungsstand des U-Flex-Ring Gen. 1 Ölabstreifings erhält seine Werk- stofffestigkeit durch eine Ölhärtung und Vergütung [1]. Zusammen mit Kanten- und Profilschliff sowie der Phosphatierung als Endbearbeitung weist der U-Flex-Ring Gen. 1 ausreichende Verschleißeigenschaften für aktuelle Anwendungen auf, s. hierzu auch Kapitel 3. Bei MAHLE wird für den U-Flex-Ring darüber hinaus ein Laufflächen-verschleißschutz entwickelt. Begründet werden kann dies einerseits durch die zunehmenden Robustheitsanforderungen in zukünftigen Anwendungen insbesondere mit niedrigviskosen Mörörolen. Andererseits soll in diesem Zusammenhang eine wasserstofffreie DLC-Beschichtung als Laufflächenverschleiß- schutz eine weitere Reibungsreduktion ermöglichen. In einer Voruntersuchung wurden U-Flex- Ringe mit einer DLC Beschichtung prototypisch hergestellt und in einem Dieselmotor einem Vollast-Dauerlauf unterzogen. Bild 11 zeigt ein erstes, vorläufiges Testergebnis nach 250h. Der radiale Verschleiß wurde nach erfolgreichem Versuchsende gemessen und liegt auf ger- ingem Niveau, welches auch bei einem zweiteiligen Ölabstreifring mit DLC Beschichtung zu erwarten wäre. Dieses vielversprechende Ergebnis ist Grundlage für die Fortsetzung der Ent- wicklung eines Laufflächenverschleißschutzes mittels wasserstofffreier DLC-Beschichtung bis zur Serienreife.

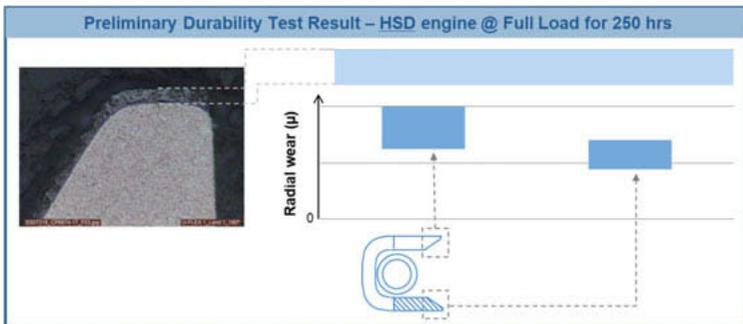


Bild 11: Laufflächenverschleißschutz des U-Flex-Rings mit wasserstofffreier DLC-Beschichtung

7. Literatur

- [1] Carrié, O.; Maerky, M.: U-Flex-Ölabstreifring für Motoren der neuen Generation. MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 9.
- [2] Dageförde, H.; Kubach, T.; Koch, T.: Innermotorische Ursachen für Partikelemissionen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung. 14. Internationales Stuttgarter Symposium. (2014). S. 435-459
- [3] Miklautschitsch, M.; Durst, B.; Henrici, S.; Unterweger, G.; Witt, A.: Partikelquellenanalyse und Ableitung von PN-Reduktionsmaßnahmen am BMW TwinPower Turbo Motor. Motorische Verbrennung, Haus der Technik, Ludwigsburg (2015).
- [4] Eitel, F.; Schäfer, J.; Redante, E.; Nolte, R.; Königstein, A.; Heeger, C.: Potential and Challenges of Fuel Injection Pressure up to 50 MPa for Gasoline Direct Injection Engines. 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology (2017). S.489-508

Eisenbasierte Gusskolben für Medium Duty Anwendungen

Nodular cast iron pistons for Medium Duty applications

Dr.-Ing. **Daniel Hrdina**, Dipl.-Ing. **Steffen Rudolph**,
MAHLE GmbH, Stuttgart;
Dr. **George Ianus**, MAHLE Engine Components Japan

Kurzfassung

In heutigen Anwendungen müssen insbesondere Medium Duty Motoren ein breites Spektrum abdecken. In Heavy Duty Motoren liegen die maximalen Zünddrücke bereits im Bereich über 20MPa, so dass geschmiedete Stahlkolben den Industriestandard darstellen. Demgegenüber repräsentieren im Medium Duty Sektor auch heute noch Aluminiumkolben den Stand der Technik, hauptsächlich bedingt durch die kommerziellen Randbedingungen und geringere Spitzendrücke. Im Hinblick auf eine hohe thermodynamische Effizienz und damit möglichst geringen Kraftstoffverbrauch ist dies allerdings von Nachteil. In Erwartung kommender CO₂-basierter Emissionsgesetzgebungen, erhält dieser Umstand höheres Gewicht. Bereits heute werden zunehmend Varianten in MD-Motoren entwickelt, die z.B. aufgrund der gewünschten Zünddrücke geschmiedete Stahlkolben fordern und dadurch neben eine zunehmende Bauteilvielfalt erzeugen. Im Allgemeinen weisen Stahlkolben eine geringere Kompressionshöhe auf, die wiederum ein spezifisches Pleuel erfordert, ggf. sogar eigene Kurbelwellenvarianten als auch Kühllöversorgungen bedingt. Sphärogusskolben stellen daher eine interessante Alternative dar, die Leistungsvorteile der Stahltechnologien auch in die niedriger belasteten Varianten transferiert und dabei Synergien im Motordesign ermöglicht. Weitere Aspekte sind der höhere Bedarf an Bearbeitungsschritten für Stahlkolben aus dem Schmiederohling sowie die oftmals überdimensionierte Performance im Vergleich zu den Anforderungen im MD-Bereich. Daher ist der technische Vorteil bei einem vollständigen Wechsel zu Stahlkolben nicht ausreichend, um die damit assoziierten Kosten zu rechtfertigen. Sphärogusskolben, wie bereits seit mehr als zehn Jahren in Serie von MAHLE (ehemals IZUMI) produziert, werden daher weiterentwickelt, um den zukünftigen Anforderungen gerecht zu werden. Ein wichtiger Punkt ist dabei die hohe Ähnlichkeit zu geschmiedeten Stahlkolbenkonzepten, mit der sich eine Reduzierung der Variantenvielfalt von der höchsten bis zur Basis-Leistungsstufe darstellen lässt und damit optimale Betriebskosten erreicht werden.

Abstract

Today, especially medium duty engine platforms have to fulfill a wide spread of applications and thus also power ratings. With heavy duty engines being already for a long time in a peak cylinder pressure range above 20MPa, forged steel pistons have become an industry wide standard. However, for medium duty, many engines still utilize Aluminium piston technologies due to mainly economic reasons and operating conditions at lower peak cylinder pressures. The drawback of this situation is a lower performance in terms of thermal efficiency and thus fuel consumption. This becomes even more important, when CO₂-based regulations might come into action. Recently, medium duty platforms are developed with variants that need forged steel pistons due to their peak cylinder pressure requirements, causing rather a high degree of fragmentation of engine components. Typically, steel pistons have lower compression heights, causing also different part numbers for connecting rods, crankshafts and even up to different cooling oil supply. Nodular cast iron pistons are therefore an interesting technology, able to provide some of the benefits of forged steel pistons also to lower power ratings and creating a synergetic scenario for engine platform design. Usually, forged steel pistons require a high amount of machining effort from the raw part to the finished part and offer performance that is overengineered for some of the engines in a platform. Therefore, the commercial aspect of switching completely to forged steel pistons is not compensated by the performance potential. Nodular cast iron solutions, as successfully provided by MAHLE (former Izumi) since decades, are therefore developed further to fit the range as mentioned. A key aspect being the similarity to modern forged steel piston designs and hence, enabling streamlined engine platform designs from top to moderate power while enabling best total cost of ownership performance.

1. Einführung

Heavy Duty Motoren wurden bezüglich des motorischen Gesamtwirkungsgrades in den letzten Jahren erheblich verbessert und bieten somit eine sehr gute Kraftstoffeinsparung und spezifischen CO₂-Emissionslevel. Der Antrieb hinter dieser Entwicklung war aber nicht nur der Fortschritt in der Emissionsgesetzgebung, sondern auch eine klare Anforderung des Marktes hinsichtlich der Gesamtbetriebskosten. Geschmiedete Stahlkolben haben deshalb seit dem Jahr 2000 einen wichtigen Anteil am Markt gewonnen und stellen die Standardtechnologie von heutigen Motoren dar. Insbesondere die hohen Spitzenzünddrücke erfordern Stahltechnologien und die damit verbundenen materialspezifischen Vorteile im Hinblick auf dessen Festigkeit. Für Medium Duty Lastkraftwagen, landwirtschaftliche oder industrielle Anwendungen basieren die üblichen Lösungen noch immer auf Aluminiumkolben und Spitzendrücke bleiben üblicherweise im Bereich unter 20MPa. Aufgrund der unterschiedlichen Anwendungsbereiche spielen die Kosten des Fahrzeugs oder Motors noch eine wichtigere Rolle als in Heavy Duty Anwendungen. Infolgedessen ist die Kraftstoffeffizienz in der Regel nicht auf dem spezifischen Level wie in Heavy Duty Motoren.

Zuletzt haben Diskussionen bezüglich einer CO₂-basierten Gesetzgebung für Medium und Heavy Duty Fahrzeuge zugenommen und es wird erwartet, dass dieses Thema eine ähnliche Relevanz bekommt wie es bereits für PKW der Fall ist [1]. Deshalb wird sich der Fokus bei Medium und Heavy Duty Motoren von dem Aspekt der reinen Gesamtbetriebskosten mehr zu einer emissionsgetriebenen Betrachtungsweise verschieben. Motorenhersteller werden daher ähnliche Schritte für einen verbesserten Gesamtwirkungsgrad in Betracht ziehen, wie sie bereits im HD-Bereich verfolgt wurden. Dabei ist die Steigerung von Spitzendrücken einer der wichtigsten Aspekte. Die Mehrheit der Medium Duty Motoren arbeitet im Bereich 17-19,5MPa. Ein logischer Schritt ist deshalb eine Steigerung auf ein Level von 21MPa oder in wenigen Fällen sogar auf bis zu 23MPa. Die Gesamtsteigerung ist moderat verglichen mit dem Standard bei Heavy Duty, der heute zwischen 22-26MPa liegt.

Unter diesen Bedingungen ist ein Übergang von Aluminium zu Stahl der bevorzugte Weg für neue Motorenentwicklungen im Hinblick auf eine höhere Festigkeit und Robustheit der Bauteile. Jedoch sind Stahlkolben, abhängig von ihrem Design, dazu in der Lage, deutlich höhere Zünddrücke abzudecken. Daher ist der kommerzielle Aspekt zwischen Aluminium- und Stahlkolben nicht zu vernachlässigen und das Kosten-Nutzen-Verhältnis muss abgewogen werden, wenn man auf den Bereich von 21MPa oder etwas höher abzielt.

Sphärogusskolben wurden bereits vor vielen Jahren im Motorenbau verwendet und erforscht. Der Hauptfokus der Motorenentwicklung lag jedoch in den vergangenen Jahren auf der Erhöhung von Spitzendrücken. Insbesondere in Europa und Nordamerika konzentrierte man sich

auf geschmiedete Stahlkolben. Trotz allem sind Sphärogusskolben Bestandteil moderner Serienmotoren und wurden parallel zu der Entwicklung von geschmiedeten Stahlkolben verwendet. In [2] wurde ein früheres Monotherm-Design mit einem Sphärogusskolben verglichen und wenn man die Stellungnahmen aus der Zeit in Betracht zieht, in der der Artikel veröffentlicht wurde, ist es offensichtlich, dass geschmiedete Kolben in vielen Bereichen weiterentwickelt wurden, um mit den Anforderungen bei Heavy Duty Motoren und ihren hohen Drücken Schritt zu halten. Die Sphärogusskolbentechnologie wurde von IZUMI Industries Ltd. In Japan zusammen mit Komatsu IPA seit 1986 für die Serie entwickelt, ist auch heute noch in Produktion und nach der Fusion im Jahr 2006 Teil der MAHLE Gruppe in Form der MAHLE Engine Components Japan Corporation. Die Serienanwendungen liegen typischerweise im Spitzendruckbereich von 15-18MPa. Aktuelle Entwicklungsaktivitäten bei MAHLE haben Potenziale von Sphärogusskolben aufgezeigt, sich technologisch zwischen die existierenden Aluminiumkolben und geschmiedeten Stahlkolben zu positionieren, Der Vorteil ist dabei die Kombination von Aspekten des Produktionsprozesses und Möglichkeiten beim Design in Verbindung mit einem Gussprozess sowie den Materialeigenschaften von eisenbasierten Legierungen. Das Konzept der Sphärogusskolben ermöglicht es, viele Vorteile, die man normalerweise mit Stahlkolben assoziiert, zu übernehmen. Dies bezieht sich insbesondere auf die Fähigkeiten zur Reduktion der Kompressionshöhe und auf die Vorteile für den Unterschied bei der Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu Aluminium. Beide Aspekte tragen direkt zu verbesserten Gesamtbetriebskosten durch Reibungsreduktion und somit zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von etwa 2-4% bei, wie schon in [3] gezeigt wurde. Ein weiterer Aspekt ist, dass die Verwendung von Sphärogusskolben sogar noch vorteilhafter wird, wenn sie auf die gesamte Plattform angewandt wird, oder parallel zu einer speziellen Stahllösung für höheren Spitzendruck. In diesem Szenario kann der gesamte Motor dahingehend konstruiert werden, die reduzierte Kompressionshöhe zu berücksichtigen, und so die Motorgröße und das Motorgewicht zu reduzieren. Zudem muss nur ein Pleuel validiert werden.

Die lange Historie und Erfahrung bei der ehemaligen IZUMI Industries Ltd. innerhalb der MAHLE Gruppe bildet die Grundlage zur Bereitstellung von Lösungen für den oben erwähnten Zielbereich sowie für weitere Schritte in der Legierungsentwicklung, die in diesem Artikel dargestellt werden. Dieser Artikel zielt auch darauf ab, einen guten Überblick über die vorhandenen Möglichkeiten und Erfahrungen mit Sphärogusskolben zu geben. Diese dienen als Referenz für die oben erwähnten Entwicklungsaktivitäten und für das Fundament der Technologie, die ihre Machbarkeit im Hinblick auf Funktion und Prozess bewiesen hat. Mit dem sogenannten

MonoCast®-Kolbenkonzept ergänzt MAHLE das Kolbenportfolio von existierenden und bekannten Aluminium- und Stahl-Technologien, um das beste Kosten-Nutzen-Verhältnis für alle Anwendungsbereiche zu bieten.

2. Das Sphärogusskolbenkonzept MonoCast®

2.1. Kolbendesign

Der MonoCast® Sphärogusskolben ist ein einteiliges Konzept mit einem fertig gegossenen und geschlossenen Kühlkanal, wie in Bild 1 gezeigt. Ein großer Vorteil ist der hohe Freiheitsgrad hinsichtlich der Form der Brennraummulde und des Kühlkanals. Dafür maßgeblich ist letztlich die Flexibilität des Kerndesigns, die auch Hinterschnitte oder Formen ermöglicht, die nicht zerspanend oder im Schmiedeprozess herstellbar sind.



Bild 1: MonoCast® Sphärogusskolben-Design

Im Vergleich zu den existierenden Stahlkolben-Konzepten, ist die größte Ähnlichkeit mit dem lasergeschweißten MonoLite-Kolben mit kurzer Kompressionshöhe (Bild 2) zu erkennen. MonoLite bietet ebenfalls einen hohen Freiheitsgrad bezüglich des Designs des Kühlkanals, weil hierbei der gesamte Muldenrandabschnitt in das Unterteil des Kolbens geschweißt wird, wie in [4] beschrieben wurde. Allerdings basieren solche Kolbenkonzepte aus Stahl mit geschlossenem Kühlkanal üblicherweise auf einem zweiteiligen Rohteil-Design. Deshalb wird ein zusätzlicher Fügeprozess benötigt, was zusätzliche Prozessschritte und -kosten bedeutet. Des Weiteren sind bei bearbeiteten Kühlkanälen Beschränkungen im Design durch die Zugänglichkeit mit den Werkzeugen gegeben. Dies gilt auch für das einteilige Monotherm-Kolbendesign, wie auch aus Bild 2 ersichtlich ist.



Bild 2: Stahlkolbenkonzepte; links: Einteilig Monotherm, rechts: Zweiteilig MonoLite (lasergeschweißt)

Interne Tests haben auch gezeigt, dass ein geschlossener Kühlkanal generelle Vorteile hinsichtlich des Fang- und Füllgrades mit Kühlöl hat und weiter optimiert werden kann, z.B. durch einen Einlauftrichter oder spezifische strömungsleitende Formen. Diese Maßnahmen verbessern die Kühlleistung des bereitgestellten Öls durch die kolbenkühlenden Düsen (Bild 3)

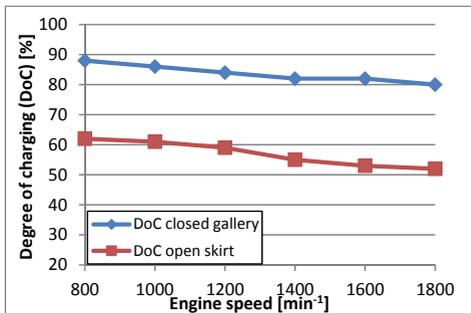


Bild 3: Beispiel für den Füllgrad eines Kolbenkonzepts mit geschlossenem Kühlkanal gegenüber einem offenen Schaft und mit Federblech verschlossenem Kanal

Jedoch gibt es im Vergleich zu Stahlkolben auch einige Spezifika im Design, die aus den Unterschieden im Material und Herstellungsverfahren folgen und die in Betracht gezogen werden müssen.

Ein Aspekt ist die generelle Wanddicke von Sphärogusskolben, die vergleichsweise höher ist als bei geschmiedeten Stahlkolben. Dies spiegelt die typischen Rahmenbedingungen und Anforderungen aus der Perspektive des Gussverfahrens wider und führt folglich zu einer Ge-

wichtszunahme, was einen noch stärkeren Fokus darauf legt, eine niedrige Kompressionshöhe zu erreichen. Natürlich ist es vom Ausgangsniveau abhängig, wenn man den direkten Vergleich zu einer Stahlversion zieht, ungeachtet dessen, ob es sich dabei um ein Design mit geschlossenem Schaft oder ein offenes Design wie den MonoTherm handelt.

Ein weiterer Aspekt ist das innere Profil des Schafts, das entsprechend angepasst wird, um die benötigte Steifigkeit des Schaftendes im Hinblick auf die Belastung durch die Seitenkraft und die jeweiligen Anforderungen der Finite-Elemente-Analyse anzupassen und um das gesamte Tragbild zu verbessern (wie in Bild 4 hervorgehoben). Dieses Design ist typischerweise beim Schmieden eines Stahlkolbens aus prozesstechnischen Gründen nicht umsetzbar.

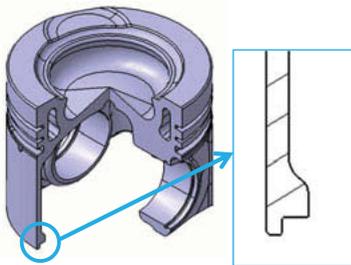


Bild 4: MonoCast® Sphärogusskolben 3D-Modell

Zusammenfassend, ist der MonoCast® Sphärogusskolben aus der Design-Perspektive nahezu identisch zum lasergeschweißten MonoLite® Stahlkolben.

2.2. Herstellungskonzept und -prozess

Die zentralen Herausforderungen beim Guss von Sphärogusskolben liegen zum einen im Bereich der richtigen Gusstechnologie, die einen direkten Einfluss auf die Fließfähigkeit der Schmelze hat, und zum anderen im Bereich der Qualitätskontrolle, die auf den Prozess angewandt wird. Heute sind alle diese Herausforderungen nicht nur gelöst, sondern bei MAHLE bereits seit fast 10 Jahren in Serienproduktion.

Der aktuelle Serienprozess ist ein Kokillenguss, bei dem eine Metallform für die äußeren Kolbenkonturen verwendet wird, ergänzt um einen Sandkern für den Kühlkanal und die Innenform. Durch Verwendung einer Stahlkokille wird die Fließfähigkeit der Schmelze verbessert (direktionale Erstarrung), was Kolbendurchmesser ermöglicht, die Medium bis zu Heavy Duty Anwendungen abdecken können. Zusätzlich werden die mechanischen Eigenschaften der

Gusskolben verbessert, da die Kokille eine gesteuerte Kühlung ermöglicht. Dabei ist die Reproduzierbarkeit des Gusses ausgezeichnet, da die Form konstant ist und über gute Maßtoleranzen und Oberflächenbeschaffenheit verfügt. Dies ermöglicht auch eine schnellere Prototypenentwicklung und geringere Vorlaufzeiten bei hoher Produktivität und geringem Rüstaufwand aufgrund der Flexibilität der Gussstücke.

MAHLE Engine Components Japan verwendet den Kokillenguss seit 2006 und produziert seitdem unter der Marke MAHLE mit einem bis - Stand heute - ausgelieferten Gesamtvolumen von etwa sechs Millionen Sphärogusskolben.

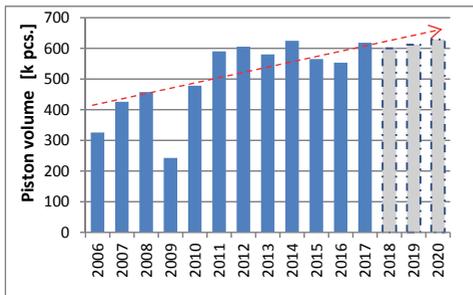


Bild 5: Produktionszahlen von Sphärogusskolben seit 2006

Dank des robusten Verfahrens wurde eine ausgezeichnete Qualitätshistorie erreicht. Hauptsächlich wird dies durch solide Prüfverfahren, proaktive Wartung und enge Zusammenarbeit mit unseren Kunden gewährleistet, um eine maximale Zufriedenheit sicherzustellen.

2.3. Vorteile von Sphäroguss in Kolbenanwendungen

Sphäroguss als Werkstoff verfügt über eine sehr vorteilhafte Flexibilität. Grundsätzlich ergeben sich die Eigenschaften des Werkstoffes aus der Grundmatrix und dem Anteil an Kugelgraphit. Dabei gilt, dass mit einem steigenden Perlitanteil auch die Zugfestigkeit steigt. Mit einer entsprechend gewählten Impfzeit, einer entsprechend eingestellten Größenverteilung des Kugelgraphit-Anteils und bestimmten Bedingungen der Wärmebehandlung ist es möglich, das Material basierend auf spezifischen Anforderungen weiter anzupassen, ohne das Gussverfahren oder die Legierungszusammensetzung zu verändern. Damit werden die Gesamtkosten niedrig gehalten.

Über die Variation des Perlit- und Kugelgraphitanteils besteht das heutige Sphäroguss-Werkstoffportfolio für die Kolbenfertigung aus verschiedenen Klassen gemäß dem JIS-Standard [5]:

- FCD450, ein hauptsächlich ferritisches Gusseisen, ermöglicht eine weichere und duktilere Legierung, die eine hohe Bruchfestigkeit, ausgezeichnete Zerspanungseigenschaften und niedrige Produktionskosten bietet, allerdings auf Kosten der Verschleißfestigkeit. – Bild 6



Bild 6: FCD450 Gefügestruktur (geätzt)

- FCD600, ein perlitisch-ferritisches duktiles Gusseisen, wo der Perlitanteil eine erhöhte Härte und Materialfestigkeit bewirkt - Bild 7

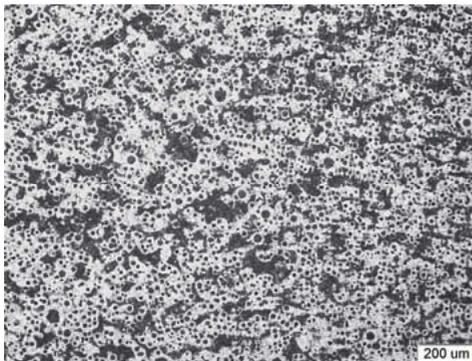


Bild 7: FCD600 Gefügestruktur (geätzt)

- FCD700, ein hauptsächlich perlitisches duktiles Gusseisen für erhöhte Festigkeit und Verschleißbeständigkeit, auf Kosten der Zerspanungseigenschaften, für besonders anspruchsvolle Anwendungen hinsichtlich Verschleiß. – Bild 8

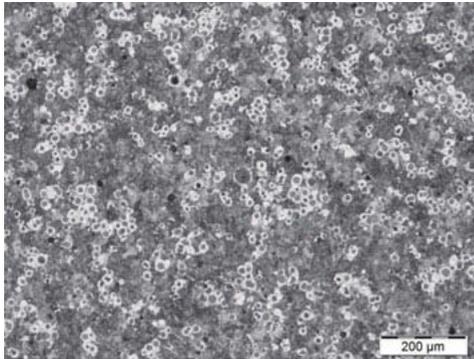


Bild 8: FCD700 Gefügestruktur (geätzt)

Weitere Optimierungen der mechanischen und physischen Eigenschaften von Sphäroguss können über die Legierungszusammensetzung eingestellt werden. Folglich ist das Ziel, künftig Werkstoffklassen mit Ermüdungsfestigkeiten über den heutigen (Bild 9) zu liefern, und, als Nebeneffekt, eine ähnliche Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu Stählen mit hohem Chromgehalt anzustreben. Damit wird ein Beitrag geleistet, auch bei künftigen Anwendungen mit Spitzendrücken über 21MPa eine Alternative zu Stahlkolben zu bieten, wobei auch eine bessere Wärmedämmung, bessere Wirkungsgrade und somit ein niedrigerer Kraftstoffverbrauch im Vergleich zu den heutigen Gusseisen- oder Stahloptionen ermöglicht werden kann.

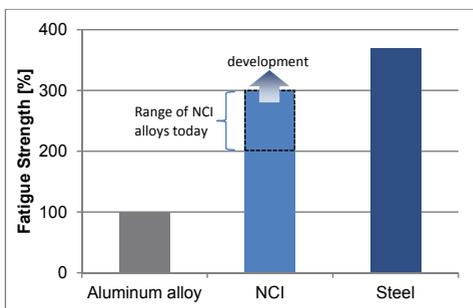


Bild 9: Relativer Vergleich der Ermüdungsfestigkeit für typische Kolbenwerkstoffe

Ein weiterer Vorteil des Sphärogussmaterials liegt in der Kugelgraphit-Struktur hinsichtlich der Tribologie des Kolben/Zylindersystems in der Anwendung. Normalerweise weisen diese Kolben keine Schaftbeschichtung wie Grafal® oder EvoGlide® auf, wie sonst von Aluminium- und auch Stahlkolben bekannt. Heutzutage wird bei den meisten Kolben auf dem Kolbenschaft eine Beschichtung auf Graphitbasis verwendet, oder eine sogar noch weiter verbesserte Beschichtung mit besonders geringer Reibung, um Fressen oder Mischreibungskontakt der metallischen Oberflächen zu verhindern. Bei Kolben aus Sphäroguss ist durch das Kugelgraphit, das sich wie ein Schmiermittel verhält, eine Beschichtung der Schaftoberfläche nicht zwingend notwendig. Die Serienerfahrung hat die Performance bereits hinreichend nachgewiesen.

Zusätzlich wird unter den gegebenen Umständen auch keine Manganphosphat-Beschichtung der Kolben benötigt. Hinsichtlich der Funktion als Schicht, die den Einlauf insbesondere im Bereich der Nabenbohrung oder der Kolbenringnuten unterstützt, bietet das Kugelgraphit ebenfalls einen funktionalen Vorteil unter Mischreibungsbedingungen in den Bereichen, in denen die Ölversorgung nicht direkt sichergestellt wird.

Folglich leistet der Entfall einer Schaftbeschichtung sowie einer Manganphosphat-Beschichtung für den Kolben (siehe Bild 1 als ein Beispiel) einen weiteren Beitrag zum Kosten-Nutzen-Verhältnis. Natürlich können solche Features wie üblich appliziert werden, falls vom Kunden gewünscht.

3. Anwendungsbereich und Positionierung im Portfolio

Generell stellen Aluminiumkolben noch immer die Mehrheit der Anwendungen im Medium Duty Bereich dar. Jedoch ist die Entwicklung für neue Emissionsgesetzgebungen oder von komplett neuen Motorenplattformen gewöhnlich auch mit höheren Anforderungen an die effektive Leistung oder höhere Spitzendrücke für einen besseren Wirkungsgrad gekoppelt. Ein Blick auf aktuelle Serien- und Entwicklungsmotorenprogramme für Medium Duty zeigt auch erste Stahlkolben-Anwendungen (Bild 10).

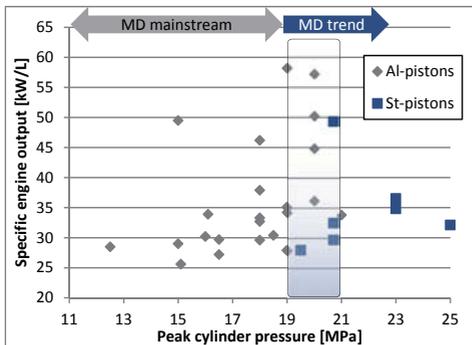


Bild 10: Überblick über Motoren und Kolbentypen für Serienanwendungen oder in der Entwicklung

Aus Bild 10 ist auch ersichtlich, dass der Bereich zwischen 19-21MPa eine klare Schwelle zeigt, über der zur Zeit nur Stahllösungen zur Anwendung kommen. Insbesondere über 20MPa ist es wichtig, bei der Verwendung von Aluminium als Kolbenwerkstoff, der Verbrennungsentwicklung und den Rahmenbedingungen ein besonderes Augenmerk zu schenken, da thermomechanische Effekte eine hohe Belastung für den Muldenrand erzeugen. In diesem Bereich können schon geringe Unterschiede oder Fehlstellen zu kritischen Ausfällen führen. Bis jetzt gibt es daher nur wenige Anwendungen bei 21MPa mit einem Aluminiumkolben in Serie und die Verbrennungsapplikation stellt sicher, dass der Kolben eher relativ niedrigeren Temperaturen ausgesetzt wird. Natürlich können Maßnahmen zur Armierung wie das Umschmelzen des Muldenrands die thermomechanische Belastbarkeit von Aluminiumkolben zu einem gewissen Grad erhöhen. Im Vergleich eines technologisch hochwertigen Aluminiumkolbens mit einem Kolben aus geschmiedeten Stahl zeigt sich dennoch ein klarer Vorteil im Hinblick auf die Robustheit der eisenbasierten Werkstoffe. Dieser Umstand spiegelt sich auch in einem starken Trend hin zu Stahl wider, analog zum Heavy Duty Bereich nun auch im Medium Duty Sektor. Sicherlich spielt auch die spezifische Leistung eine signifikante Rolle. Die meisten der erwähnten Anwendungen operieren bei maximal 35-40kW/L, was ebenfalls eher mit Heavy Duty Motoren vergleichbar ist. Leider sind die positiven Aspekte von Stahl auch mit entsprechenden Kosten verbunden, so dass ein Stahlkolben, der sogar bei hohen Zünddrücken über 23MPa noch eine gute Leistung bringt, nicht gerechtfertigte Mehrkosten für eine 21MPa-Anwendung erzeugt. Genau dieser Bereich wird mit dem hier vorgestellten Konzept aus Sphäroguss anvisiert und der Aspekte aus beiden Welten kombiniert. Wie der Vergleich der Ermüdungsfestigkeit aus Bild 9 gezeigt hat, liegen Sphärogusswerkstoffe zwischen Stahl- und

Aluminiummaterialien, die typischerweise für Kolben verwendet werden. Hinsichtlich des Prozesses ähnelt die Technologie den heutigen Aluminiumkolben. Dadurch kombiniert der Sphäroguss Vorteile von Stahlkolben wie z.B. eine reduzierte Kompressionshöhe, und die damit verbundene Reibleistungsreduzierung, die Effekte des Werkstoffes auf die Oberflächentemperaturen und die Verbrennung, mit den Prozessfähigkeiten und der Produktivität von Guss. Für höhere spezifische Leistungen oder Zünddrücke decken die bereits existierenden Stahllösungen mit dem MonoTherm- oder MonoLite-Kolbendesign die Motorenplattformen komplett ab.



Bild 11: Von links nach rechts: TopCast Aluminiumkolben, MonoCast Sphäroguss, MonoTherm und MonoLite Stahlkolbenkonzepte

Bild 12 zeigt ein Beispiel eines Motorlaufs mit Sphärogusskolben nach einem erfolgreich bestandenen Überlast-Test von mittlerer Dauer bei 25MPa in einem Split-Vergleich zwischen FCD450, FCD700 und einem geschmiedeten Stahlkolben. Insgesamt haben die Kolben eine zufriedenstellende Leistung erbracht und zeigen keine Anhaltspunkte für Risse oder Erosion. Verzunderungs- und Verschleißlevel sind ähnlich. Aus dem Bild geht auch der bereits erwähnte Aspekt hervor, dass der geschmiedete Kolben eine EvoGlide® Schaftbeschichtung hat, wohingegen die Sphärogusskolben ohne eine Beschichtung getestet wurden. Dieses Ergebnis zeigt das Leistungspotenzial der Sphärogusswerkstoffe, natürlich abhängig von den Rahmenbedingungen. Die Machbarkeit wird selbstverständlich zusätzlich mit einer Finite-Elemente-Analyse von Fall zu Fall evaluiert, um ausreichende Sicherheit zu haben, sowohl für den Nominal- als auch für den Überlastfall. Die langjährige Erfahrung und das existierende Wissen bei MAHLE sichert eine zuverlässige Auslegung. Daraus wird ersichtlich, dass Sphäroguss definitiv eine Option zwischen den bereits existierenden Lösungen darstellt, da hier eine interessante Balance zwischen den Aspekten der Leistungsfähigkeit und der Kosten

geboten wird. So wird ein einfacherer Übergang zu einer Motorarchitektur ermöglicht, die auf geringsten Bauraum, maximale Kraftstoffeinsparung und somit mit Blick auf die Gesamtbetriebskosten entworfen wird.



Bild 12: FCD700, FCD450 und Stahlkolben nach Überlast-Splittest eines Motors bei 25MPa.

4. Vorteile für Motorintegration

Wie zuvor erwähnt bestehen die heutigen Kolbenportfolios typischerweise aus Aluminiumlösungen und ab einem bestimmten thermomechanischen Belastbarkeitslevel werden Stahllösungen entweder aus technischen Gründen notwendig wie in Bild 10 gezeigt, oder werden klar in der jeweiligen Motorenanwendung verlangt. Aufgrund der potenziellen Einschränkungen von Medium Duty Motoren hinsichtlich des Kostenniveaus des gesamten Motors, wird eine Lösung mit Stahlkolben üblicherweise nur angewandt, wenn dies absolut notwendig ist. Künftige Gesetzgebungen mit einem klar vorgegebenen CO₂-Ziel können die Rahmenbedingungen entscheidend ändern. Da der Fokus sich deutlich zu einer weiteren Reduzierung der CO₂-Emissionen verschiebt und somit direkte Beiträge zur Kraftstoffeinsparung von großer Relevanz sind, wird der Aspekt der Reibungsminimierung das zentrale Element der technologischen Entwicklung. Deshalb sind Kolbenarten, die geringe Kompressionshöhen ermöglichen, während sie dabei in der Lage sind einem Spitzendruck über 20MPa standzuhalten, ein wichtiges Mittel, um die Zielsetzungen zu erreichen.

Der Sphärogusskolben, mit dem Potenzial, ein mit Stahlkolben vergleichbares Kompressionshöhenverhältnis zu erreichen, hat daher mehrere Vorteile, nicht nur bezüglich der Materialeigenschaften, sondern auch in einem ganzheitlichen Ansatz für die Motorenplattform und die Integration von verschiedenen Leistungsvarianten. Generell gibt es verschiedene Szenarien, in denen eine alternative Lösung zwischen den bekannten geschmiedeten Stahlkolben und Aluminiumkolben Vorteile hat.

- Für existierende Motorenplattformen, die zu 100% auf einem Aluminiumdesign basieren, ist der Sphärogusskolben eine attraktive Lösung für eine moderate Steigerung der Leistungsabgabe oder des Spitzendrucks, um im Vergleich zu Stahllösungen den notwendigen Grad an Robustheit bei einem vernünftigen Kosten-Nutzen-Verhältnis zu liefern. In Anbetracht des Ziels besserer Gesamtbetriebskosten oder Kraftstoffeinsparung auch aus Gründen der Gesetzgebung, kann dadurch ein Vorteil erzielt werden, in dem die Aspekte eines Stahlkolbens abgedeckt werden. Im Detail bezieht sich das auf die reduzierte Kompressionshöhe und die Vorteile, die sich aus dem thermischen Verhalten des Materials ergeben sowie der Optimierung des Einbauspiels.
- Bei existierenden Motorenplattformen, die bereits einen Stahlkolben für eine hohe Leistungsstufe verwenden, kann der Sphärogusskolben die Stahllösung ersetzen, sofern die richtigen Rahmenbedingungen vorliegen. Alternativ kann der eisenbasierte Guss auch als Übergangslösung zwischen Aluminium und Stahl verwendet werden, oder um gezielt die Aluminiumversionen für einen besseren Kraftstoffverbrauch über die gesamte Motorenplattform zu ersetzen. Hier greift der bereits oben erwähnte technische Ansatz.
- Für komplett neue Motorenplattformen kann das Potenzial für eine reduzierte Kompressionshöhe direkt auf die Blockhöhe übertragen werden, indem Aluminiumlösungen bereits in der Konzeptphase komplett ersetzt werden. Gibt es daneben auch eine Leistungsvariante für Kolben aus geschmiedetem Stahl, kann die Kompressionshöhe entsprechend angeglichen werden. Hierdurch kann auch ein maximaler Vorteil bei der Kraftstoffeinsparung erzielt werden, da die gesamte Motorenfamilie auf einem besseren thermodynamischen Level betrieben werden kann; die Verluste durch mechanische Reibung sind aufgrund der niedrigen Kompressionshöhe auf einem Minimum.

5. Zusammenfassung/Fazit

Obwohl Sphäroguss als Grundmaterial für Kolben eine langjährige Geschichte hat, entwickelte sich die Technologie über die Jahre hinweg zu einer Nischenlösung. Die breite Masse der Anwendungen im Medium Duty Segment wird heute klar durch Aluminiumkolben dominiert, während geschmiedete Stahlkolben zunehmend für obere Leistungsstufen zum Einsatz kommen. Neue Ziele bei der Kraftstoffeinsparung und/oder Aspekte der Gesetzgebung drängen die Entwicklung der Motoren zu höheren Spitzendrücken und einer besseren Effizienz. Bei beiden Aspekten spielen Stahlkolben eine zentrale Rolle. Jedoch ist der Wechsel des Kolbentyps auch mit gewissen Mehrkosten verbunden, bei denen zwischen den Zielsetzungen und dem Potenzial abgewogen werden muss. Es wurde gezeigt, dass das Konzept des MonoCast® Sphärogusskolbens gut dazu in der Lage ist, sich zwischen den üblichen Lösungen zu positionieren, da hier ein vernünftiges Kosten-Nutzen-Verhältnis im Hinblick auf die typischen Entwicklungsschritte im Medium Duty-Bereich geboten wird. Es wird erwartet, dass neue Motorgenerationen den Spitzendruckbereich von etwa 21MPa anvisieren werden. Erste Testergebnisse aus Motorenläufen haben gezeigt, dass Sphäroguss sogar bei einem noch höheren Level gute Leistungen erzielt, sofern die Rahmenbedingungen den Einsatz zulassen. Weitere Validierungen und Tests werden derzeit vorgenommen, um die Anwendungspotenziale auch auf einer breiteren Grundlage nachzuweisen. Insgesamt ermöglicht das MonoCast® Kolbenkonzept weitere Synergien hinsichtlich der Motorenintegration, wie anhand der Szenarien skizziert wurde. Diese können entweder im Falle der Aufrüstung einer existierenden Motorenplattform greifen, oder im Rahmen einer vollständig neuen Motorenplattform umgesetzt werden.

Mit der hier präsentierten Erfahrung von mehr als 6 Millionen Kolben, die seit 2006 produziert wurden, hat MAHLE die entsprechenden Grundlagen und Mittel, technische Lösungen auf Basis des Kokillenverfahrens bereits heute auf einem verlässlichen Qualitätslevel bereitzustellen. Dennoch wird, wie in diesem Artikel erwähnt, das Potenzial neuer Legierungen weiter verfolgt und die bereits vorhandene Erfahrung für die notwendigen Entwicklungsschritte genutzt. Die Ergebnisse des Überlast-Splittests für die Sphärogusswerkstoffe gegenüber dem geschmiedeten Stahl sind vielversprechend im Hinblick auf eine Erweiterung des bisherigen Anwendungsspektrums. Die Entwicklungsaufgaben werden sich daher sowohl auf die Material- als auch Prozessseite konzentrieren, um diese attraktive Technologie insbesondere im Medium Duty Sektor weiterzuentwickeln.

- [1] Gstrein, W., Borg, J., Fessler, H., Hardy, G., et al., "Future CO₂-legislation for heavy duty engines", 15th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine", Graz, 2015.
- [2] Metoki, S. and Negishi, H., "Why are nodular cast iron pistons not used in Heavy Duty Diesel Engines?" SAE Technical Paper 2002-01-0164, 2002.
- [3] Schneider, S., Ehnis, H., Schreer, K., "Analysis of Aluminium and steel pistons – comparison of friction, piston temperature and combustion" 13th Stuttgart International Symposium, 2013.
- [4] Maurizi, M., Hrdina, D., "New MAHLE steel piston and pin coating system for reduced TCO of CV engines" SAE Technical Paper 2016-01-8066, SAE ComVec Rosemont, 2016
- [5] Japanese Standards Association, "Spheroidal graphite iron castings" JIS Standard G5502, Rev. Apr. 2001.

Der Kurbeltrieb

Im Spannungsfeld unterschiedlichster Anforderungen

Dr.-Ing. **Rainer Lach**,
Ford Werke GmbH, Research & Innovation Center, Aachen;
Dipl.-Ing. **Dirk Beismann**,
Ford Werke GmbH, PT Testing, Köln

Kurzfassung

Der Kurbeltrieb als zentraler Bestandteil eines jeden Verbrennungsmotors, unterliegt wie kaum ein anderes System einer Vielzahl von Anforderungsprofilen, die erfüllt werden müssen um ein stimmiges und ausgewogenes Antriebskonzept zu realisieren. Down-Sizing Bestrebungen unter Verwendung von Motoren mit kleinerem Hubraum oder geringerer Zylinderanzahl in Verbindung mit höherer spezifischer Motorleistung, Maßnahmen zur Reduzierung der Grundmotorreibung, Optionen zur Zylinderabschaltung, sowie einer milden Hybridisierung stellen zum Teil konträre Anforderungen an dieses zentrale System. Die vom Kurbeltrieb ausgehende Schwingungsanregung im Schnittstellenbereich zu anderen Antriebssystemen, wie beispielsweise dem Nockenwellenantrieb, dem Nebenaggregattrieb, dem Antrieb zum Massen- oder Momentenausgleich, sowie nicht zuletzt dem Fahrzeugantriebsstrang, erfordert vielfach Sekundärmaßnahmen, um Zielkonflikte zu vermeiden und ein gesamtheitliches Optimum zu erzielen. Im Rahmen dieser Publikation sollen einige dieser konträren Anforderungen thematisiert und anhand von technischen Beispielen erläutert werden, um einen transparenten Einblick in diesen komplexen Sachverhalt zu ermöglichen.

Abstract

Cranktrains of modern internal combustion engines are challenged by a variety of requirements, to fulfill powertrain concepts that the final customer wants and values. The trend towards downsized engines having less displacement or reduced number of cylinders and increased specific performance at the same time, combined with measures to reduce parasitic engine losses, optional cylinder deactivation or a mild hybridization manifests the enormous amount of system requirements to be dealt with. Especially the cranktrain torsional vibration interfacing with adjacent systems, as the primary drive, front end accessory drive, mass or moment balancer system and vehicle driveline, requires oftentimes secondary measures to overcome potential trade-offs and to pursue an overall optimum on a systems based level.

Within this article a few of those contrary requirements will be highlighted and by means of technical examples explained in detail, which allows a more transparent insight into this complex theme.

1. Einleitung

Stetig steigende Anforderungen an das Antriebsaggregat eines Fahrzeugs werden im Wesentlichen durch Kundenwünsche nach komfortabler und ansprechender Fahrleistung, sowie verschärften Umweltaforderungen geprägt. Hierbei kommen wie zuvor beschrieben Motoren mit gesteigerter spezifischer Motorleistung bei gleichzeitiger Hubraumreduktion oder Reduzierung der Zylinderanzahl zum Einsatz [1] [2]. Die daraus resultierenden und überaus positiv zu wertenden mechanischen und thermodynamischen Wirkungsgradverbesserungen, gepaart mit weiteren Effizienzsteigerungsmaßnahmen des Antriebes, beispielsweise einer Zylinderabschaltung oder milden Hybridisierung, führen jedoch zu einem deutlich gestiegenen Anforderungsprofil an moderne Kurbeltriebe. Diese müssen nicht nur der signifikant gestiegenen Motorleistung Rechenschaft tragen, sondern sollen mit strukturoptimierter Bauteildimensionierung und geringerem Gewicht gleichzeitig das Reibungsverhalten verbessern und keinesfalls durch Abstriche im NVH Komfortverhalten auffallen, ganz gleich welche Betriebsmodi ausgewählt werden.

2. Anforderungen an moderne Kurbeltriebe

Vielfältigste Anforderungen an ein Antriebsaggregat lassen sich nahezu deckungsgleich auf den Kurbeltrieb übertragen. Im Vordergrund stehen hier die folgenden Attributsmerkmale denen besondere Aufmerksamkeit zu schenken ist:

- Reibungsverhalten mit Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch
- Mechanische Zuverlässigkeit und Robustheit
- Schwingungs- und Geräuschkomfort
- Systemgewicht
- Kosten

Während die mechanische Dauerfestigkeit und damit die Zuverlässigkeit und Robustheit des Kurbeltriebs außer Frage steht und als Anforderungsattribut uneingeschränkt zu erfüllen ist und die Kosten auch nur ein Ziel kennen, ergibt sich für die drei verbliebenen Attributseigenschaften, reibungs- bzw. verlustarm, leichtgewichtig und schwingungsoptimal ein Interessenkonflikt, da diese sich in steter Interaktion befinden und die Definition ihrer Lastenheftmerkmale

erwünschten bzw. geforderten Drehschwingungsverhalten des Antriebes abgeleitet werden muss. So ist es wenig hilfreich nur die jeweiligen Einzelkomponenten unter Gewichts- und Trägheitsaspekten zu betrachten, sondern speziell im Falle der rotatorischen Gesamtträgheit ein Systemoptimum anzustreben.

4. Reibungsverhalten

Das Reibungsverhalten des Kurbeltriebes wird im Wesentlichen durch die Reibung des Kolben-Zylinderkontaktes, der Kurbelwellenhaupt- und Pleuellager, sowie der Radialwellendicht- ringe geprägt. Bereits an dieser Stelle sei auf die Wechselwirkung zwischen dem Reibungsverhalten und dem dynamischen Betriebsverhalten, konkret dem Drehschwingungsverhalten der Kurbelwelle hingewiesen. Reibungsreduktion stellt in diesem Zusammenhang eine unmittelbare Reduktion der Systemdämpfung dar und führt infolgedessen zu einer verstärkten Dreh- schwingungsanregung seitens des Kurbeltriebes, welche konsequenterweise zu einer stärkeren Anregung benachbarter Systeme, beispielsweise dem Primärtrieb, dem Nebenaggre- gattrieb oder dem Antrieb zum Massen- oder Momentenausgleich führt. Hier bedarf es unter Umständen einer erhöhten Systemvorspannung innerhalb dieser Antriebe, die ihrerseits die Reibung erhöht und anderweitige Reibungsreduzierungsmaßnahmen am Kurbeltrieb zu- nichtermacht. Bild 2 zeigt beispielhaft die Reibungsaufteilung im geschleppten Motorbetrieb für einen 4-Zylinder Ottomotor bei einer Kühlwasser- und Öltemperatur von 90°C sowie einer Mo- tordrehzahl von 2000 U/min.

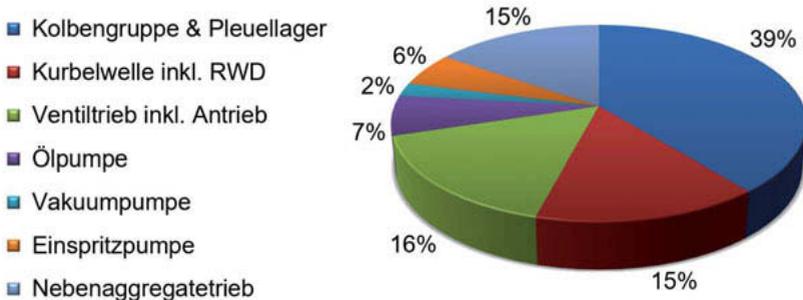


Bild 2: Prozentuale Aufteilung der geschleppten Reibmomente eines 4-Zylindermotors

Die Reibung des Kurbeltriebes (Kolbengruppe inklusive Pleuellager und Kurbelwelle) weist bereits für den geschleppten Motorbetrieb einen Anteil von über 50% auf. Dieser Anteil verstärkt

sich im gefeuerten Motorbetrieb signifikant, so das bis zu 2/3 der Reibleistung eines Motors auf den Kurbeltrieb entfällt. Dies begründet nicht zuletzt die verstärkten Entwicklungsbestrebungen im Kurbeltriebsbereich auch weiterhin die Reibung konsequent zu reduzieren, als das sich hier ein exzellentes Kosten zu Nutzen Verhältnis bietet. Stellvertretend seien hier Maßnahmen zur Optimierung der Zylinderoberfläche durch verbesserte Honprozesse, in Form einer reduzierten Rauheitscharakteristik der Oberfläche und/oder thermomechanisch günstiger Zylinderprofilstrukturen (Formhonung), zu nennen. Darüber hinaus findet in heutiger Zeit vermehrt eine zusätzliche Kurbelwellenschränkung Anwendung, die zu einer signifikanten Reduktion der Kolbenseitenkraftreibung führt. Hierbei führt die beabsichtigte Desachsierung der Kurbelwellenlängsachse im geometrischen Schnittpunkt zur Zylinderhochachse zu einer geänderten Kurbeltriebkinematik, die den Verlauf der Kolbenseitenkraft maßgeblich beeinflusst. Während die Kolbenseitenkräfte während der Expansionsphase (Wirkung der Gaskräfte) des Brennverlaufs signifikant verringert werden, vergrößern sie sich während der Kompressionsphase nur marginal, als auch die Massenkraftanteile in ihrer Summe über 2 Kurbelwellenumdrehungen identisch bleiben. Bild 3 zeigt exemplarisch die prozentuale Reibleistungsänderung der Kolbenseitenkraftreibung in Abhängigkeit der Kurbelwellenschränkung für ausgewählte Betriebspunkte.

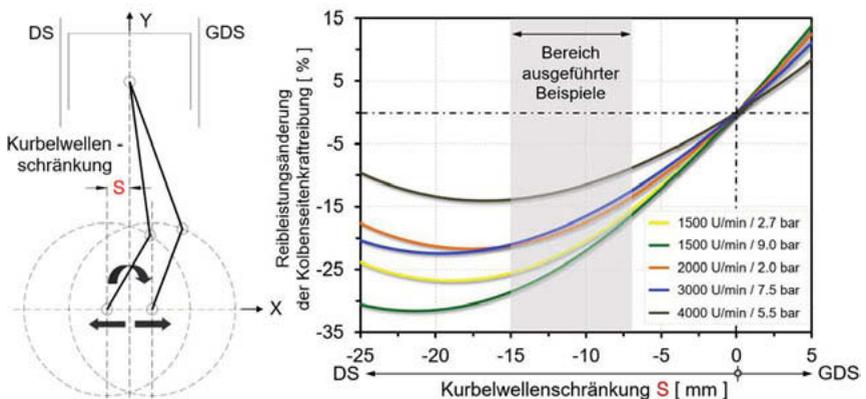


Bild 3: Kolbenseitenkraftreibleistungsänderung in Abhängigkeit der Kurbelwellenschränkung

Diese weisen eine Abhängigkeit vom jeweiligen Gas/Massenkraftverhältnis des Motorbetriebspunktes auf und führen somit zu individuellen Bestpunkten für eine Kurbelwellenschränkung

in Richtung der Kolbendruckseite (DS). Die finale konstruktive Ausführung einer Kurbelwellenschränkung kann somit nur ein gesamtheitliches Optimum für ein definiertes Hauptnutzungsprofil darstellen. Allerdings ergibt sich auch aus konstruktiver Sicht eine technische Machbarkeitsgrenze von etwa 10mm für die maximale Kurbelwellenschränkung. Die zuvor genannten Maßnahmen sind allesamt sehr zu begrüßen, als dass sie die Verlustleistung eines Motors deutlich reduzieren und damit den Kraftstoffverbrauch sowie die Emissionen maßgeblich verbessern.

5. Schwingungsverhalten

Neben der reduzierten Kurbeltriebsreibung, die wie bereits zuvor erwähnt auch als Systemdämpfung im Kurbeltrieb wirkt, führt auch die signifikant angestiegene spezifische Motorleistung zwangsläufig zu einer erhöhten Drehschwingungsanregung des Kurbeltriebes [3] [4]. Speziell die Kombination mit Motorkonzepten mit geringerer Zylinderzahl, beispielsweise der Einsatz eines 3-Zylindermotors als Ersatz eines 4-Zylindermotors führt nochmals zu steigenden Drehschwingungen infolge des längeren Zündabstandes von 240°KW gegenüber dem Zündabstand von 180°KW des 4-Zylindermotors. Bild 4 zeigt das Drehschwingungsverhalten beider am vorderen Kurbelwellenende unter der Annahme gleicher Massenträgheit des Schwungrades. Diese eher theoretische Betrachtung veranschaulicht jedoch in sehr guter Weise den erheblichen Anregungsunterschied beider Motorenkonzepte im unteren Drehzahlbereich zwischen 1000 – 3500 U/min unter Volllast.

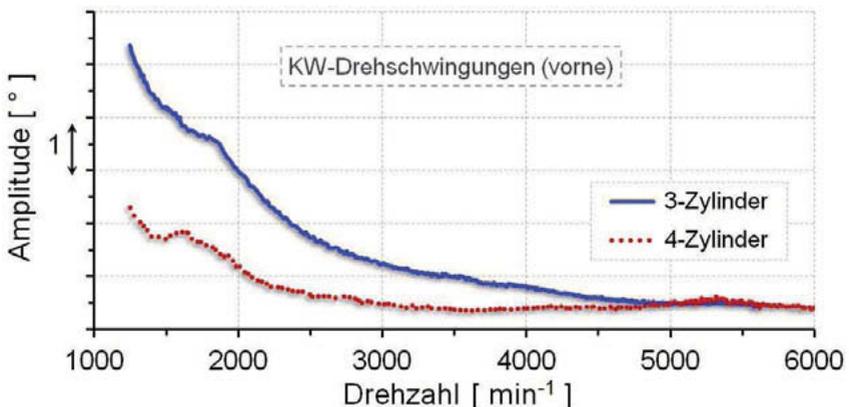


Bild 4: Drehschwingungsverhalten 3-Zylindermotor vs. 4-Zylindermotor

Generell wird das Drehschwingungsverhalten geprägt durch eine hohe Schwingungsamplitude im unteren Drehzahlbereich, die eine Drehungleichförmigkeit im Motorlauf darstellt, bildlich gesprochen eine der konstanten Motordrehzahl überlagerte Drehzahlschwankung verursacht durch die Zündimpulse der jeweiligen Zylinder. Diese stellt in Bezug auf die strukturelle Belastbarkeit der Pleuellwelle keinerlei Probleme dar, als dass es sich um eine reine Starkkörperbewegung handelt. Mit ihr interagierende Antriebssysteme, beispielsweise der Primärtrieb oder Nebenaggregattrieb werden durch sie jedoch unmittelbar beeinflusst und die Anregung kann schwingungstechnisch als Fußpunkterregung angesehen werden [5]. Im höheren Drehzahlbereich nimmt die Drehschwingungsamplitude stark ab und wird im Wesentlichen geprägt durch aufkommende Torsionsschwingungen in den Pleuellwelle. Hier trifft das Anregungsspektrum aus Gas- und Massenkräften die Eigenfrequenz der Pleuellwelle und auftretende Schwingungsamplituden werden mittels eines Torsionsschwingungsdämpfers auf ein erträgliches Maß abgesenkt. Um die erhöhten Drehschwingungen eines 3-Zylindermotors abzumildern, würde man konsequenterweise zu einem Schwungrad mit höherer rotatorischer Massenträgheit greifen. Dies zieht jedoch signifikante Folgeerscheinungen nach sich, die in Bild 5 in Form von zum Teil systemübergreifenden Attributmerkmalen qualitativ illustriert sind.

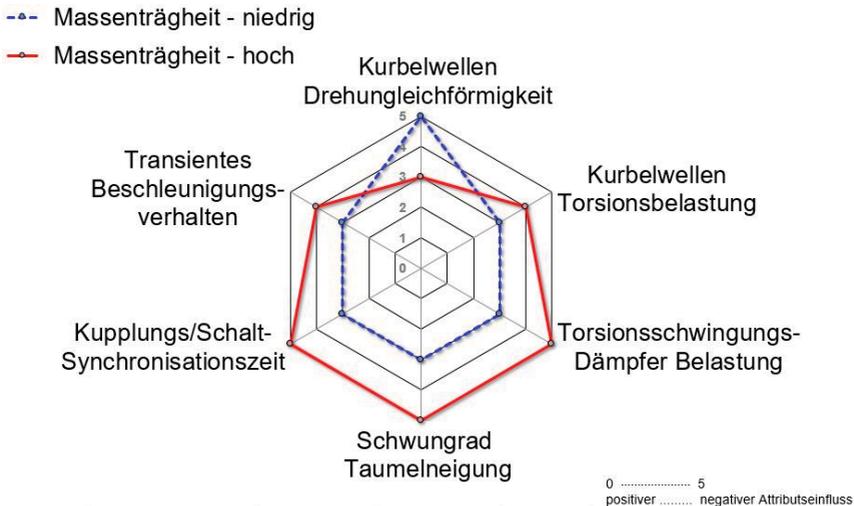


Bild 5: Systemübergreifender Attributseinfluss der Pleuelltriebsmassenträgheit

So wird das transiente Beschleunigungsverhalten negativ beeinflusst, die Eigenfrequenz für Biege- als auch Torsionsmoden des Systemverbundes Kurbelwelle/Schwungrad abgesenkt, was in einer erhöhten Torsionsbelastung der Kurbelwelle resultiert, die der Torsionsschwungsdämpfer zu kompensieren hat. Des Weiteren kann die erhöhte Schwungradmassenträgheit im Zusammenspiel mit einer reibungsarmen Kurbelwellenauslegung, welche kleinere Hauptlagerdurchmesser beinhaltet, zu einer vergrößerten Schwungradtaumelneigung führen. Bild 6 zeigt den direkten Vergleich der Schwungradtaumelamplitude in Abhängigkeit seiner Massenträgheit unter sonst gleichen Randbedingungen.

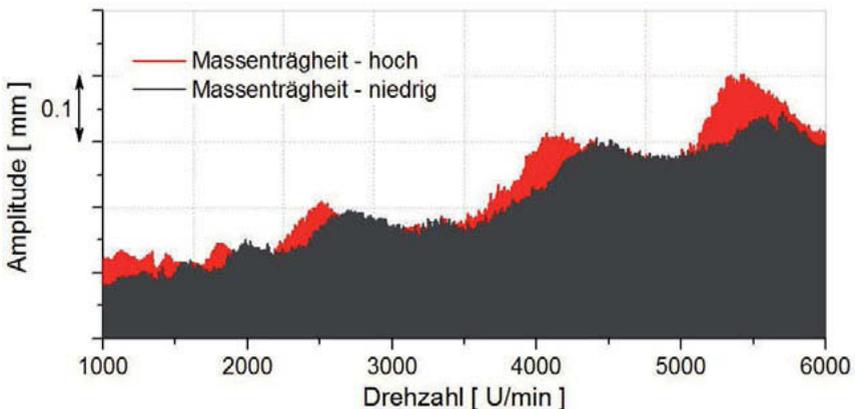


Bild 6: Schwungradtaumelverhalten in Abhängigkeit der Schwungradmassenträgheit

Die erhöhte Massenträgheit führt hier zu einer geringeren Eigenfrequenzlage der Biegemoden des Kurbelwellenschwungradverbundes mit zugleich erhöhter Taumelamplitude. Dies kann sich ungünstig auf das Kupplungsverhalten während eines Schaltvorganges auswirken. Darüber hinaus führt die höhere Massenträgheit im Falle eines Schaltvorganges zu einem langsameren Drehzahlabfall, der sich ungünstig auf die Getriebesynchronisation auswirken kann. Betrachten wir nunmehr die Drehschwingungen am vorderen Kurbelwellenende ein weiteres Mal in Form einer Ordnungsanalyse der Schwingungsausschläge. Wie bereits zuvor beschrieben, müssen wir den Bereich der Drehungleichförmigkeit im unteren Drehzahlbereich von den Torsionsschwingungen im mittleren bis oberen Drehzahlbereich getrennte Aufmerksamkeit schenken.

Die Verwendung eines Torsionsschwingungsdämpfers zielt ausschließlich auf die Verminderung der Torsionsbelastungen der Kurbelwelle ab, ohne die Drehungleichförmigkeit zu beeinflussen, die durch die Hauptmotorordnung verursacht wird. Bild 7 zeigt das Drehschwingungsverhalten in Form einer Ordnungsanalyse mit Fokus auf die höheren Motorordnungen im torsionsrelevanten Drehzahlbereich zwischen 2500 – 6000 U/min.

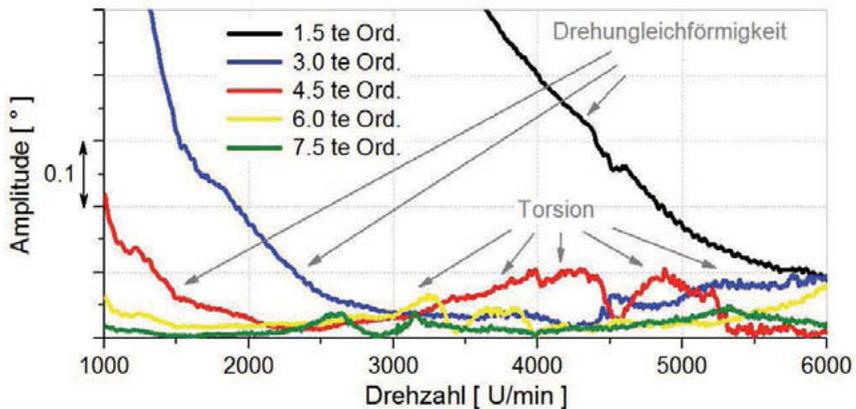


Bild 7: Drehschwingungsverhalten eines 3-Zylinder Kurbeltriebes

In Folge der signifikant gestiegenen spezifischen Motorlasten und damit einhergehenden Belastungen für den Torsionsschwingungsdämpfer, bedarf es einer detaillierten Analyse seiner Fähigkeit, die bei der Torsionsdämpfung der Kurbelwelle entstehende Wärme zu ertragen bzw. abzuleiten, ohne in Folge eines übermäßigen Temperaturanstieges des Elastomerwerkstoffes seine Eigenfrequenzabstimmung in unzulässigem Maße einzubüßen. Moderne Berechnungsverfahren erlauben hier eine detaillierte thermische Analyse des Torsionsschwingungsdämpfers, anhand derer eine Belastungsbewertung des Elastomerwerkstoffes hinsichtlich Temperatur, Scherspannung und Scherrate vorgenommen werden kann. Bild 8 zeigt diesbezüglich die Temperaturbelastung eines Torsionsschwingungsdämpfers unter Motorvollast und der damit einhergehenden Eigenfrequenzverschiebung in Folge der temperaturabhängigen Elastomersteifigkeit. Die gezielte thermische Analyse muss zum einen klären, inwieweit der Temperaturanstieg dem Elastomerwerkstoff zuträglich ist und andererseits die Eigenfrequenzverschiebung des Dämpfers sich nicht nachteilig auf die Torsionsbelastung der Kurbelwelle auswirkt.

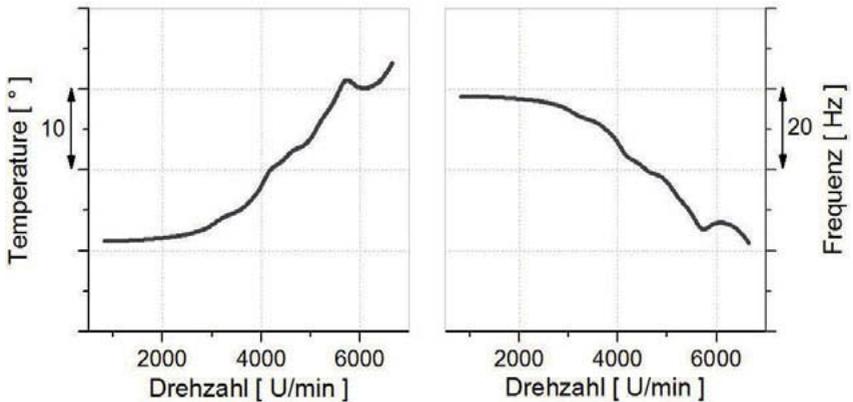


Bild 8: Temperatur- und Frequenzverhalten eines Torsionsschwingungsdämpfers

Maßnahmen zur weiteren Verbesserung des Kraftstoffverbrauches, mittels einer Zylinderabschaltung eine verbrauchsoptimale Motorlastpunktverschiebung im unteren Motorteillastbereich zu erzielen, führen seinerseits zu einem veränderten Anregungsspektrum des Kurbeltriebes und den damit einhergehenden Änderungen im Drehschwingungsverhalten [6] [7]. Bild 9 zeigt den direkten Vergleich der Drehschwingungscharakteristik im 3- und 2-Zylinderbetrieb für eine Motorlast von 20% im unteren Drehzahlbereich.

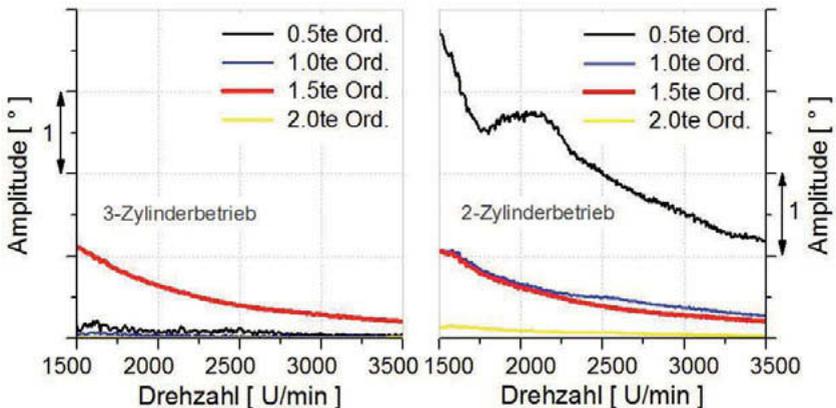


Bild 9: Unterschied im Drehschwingungsverhalten: 3-Zylinder vs. 2-Zylinderbetrieb

Die Abschaltung eines Zylinders führt zu einem ungleichmäßigen Zündabstand von 240°KW und 480°KW während eines Arbeitsspiels. Der fehlende Zündimpuls eines Zylinders ruft Nebenordnungen hervor, die im Vergleich zur Hauptordnung (1.5 Ord.) im 3-Zylinderbetrieb, beträchtliche Amplituden annehmen können. Obwohl die Motorlast eher moderat ist, können dennoch niedrige Anregungsordnungen in den angegliederten Systemen, wie zum Beispiel dem Primärtrieb, dem Nebenaggregattrieb oder dem Fahrzeugantriebsstrang ein unerwünschtes Schwingungsverhalten hervorrufen. Je nach deren Eigenfrequenzlage müssen weitere Maßnahmen zur Schwingungsisolierung eingesetzt werden.

Eine Schwingungsisolierung erfolgt üblicherweise mittels einer Entkopplung durch Nutzung einer sehr geringen Torsionssteifigkeit zwischen den zu verbindenden Systemen, sowie einem Betrieb im überkritischen Frequenzbereich. Als klassische Beispiele sind hier Torsionsschwingungsdämpfer mit zusätzlich entkoppelter Antriebsspur für den Nebenaggregattrieb, als auch Zweimassenschwungräder, sowie Kupplungsscheiben zu nennen. Bild 10 zeigt am Beispiel des Nebenaggregatetriebes das enorme Potential zur Schwingungsisolierung. Im Falle eines konventionellen Nebenaggregatetriebes kann durch die drastische Verringerung der Kurbelwellenanregung die Vorspannung im System signifikant gesenkt und somit Reibleistungsverluste minimiert werden. Ähnliches gilt für milde hybride Antriebskonzepte unter Verwendung eines Starter/Generators im Nebenaggregattrieb.

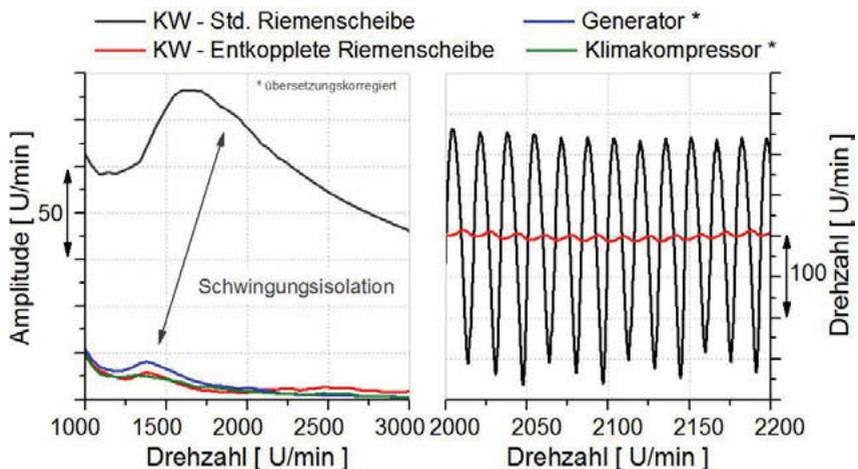


Bild 10: Vorteile einer entkoppelten Kurbelwellenriemenscheibe im Nebenaggregattrieb

Die Drehträgheit dieser Komponenten ist um ein Vielfaches höher als im konventionellen Anwendungsfall. Allerdings stellt auch die Betriebsweise hohe Anforderungen an die Systemdynamik. So wirkt die Aufbringung hoher generatorischer Lasten bei der Energierückgewinnung bremsend auf das antreibende Riemenrad der Kurbelwelle, wohingegen eingespeiste Antriebsmomente seitens der E-Maschine nunmehr antreibend auf das Riemenrad wirken. Je nach Betriebsmodus erfolgt ein häufiger Wechsel bzw. Tausch der Zug- und Leertrumverhältnisse des Nebenaggregatetriebs mit entsprechend hohen dynamischen Riemenlasten, sowie strukturmechanischer Biegebelastung des vorderen Kurbelwellenendes. Bereits dies stellt sehr hohe Anforderungen an das Spannsystem dieses Triebes, um den wechselnden Randbedingungen gerecht zu werden. Eine Superposition mit hohen dynamischen Anregungen seitens der Kurbelwelle, ohne jegliche Schwingungsisolierung, ist dynamisch kaum zu beherrschen und würde zudem zu sehr hohen Reibleistungsverlusten in Folge des extrem hohen benötigten Vorspannungsbedarfs des Riemens führen.

Ein weiteres Beispiel zur Schwingungsisolierung von Anregungen seitens des Kurbeltriebes finden wir in Fahrzeugantriebssträngen. Üblicherweise werden hier in den meisten Fällen Zweimassenschwungräder (ZMS) eingesetzt, die mittels einer Bogenfeder geringer Steifigkeit eine Schwingungsisolierung zwischen ihrer Primär- und Sekundärmasse realisieren. Wie bereits angemerkt kommt der Abstimmung der rotatorischen Massenträgheit des Schwungrades aus vielfältigen Gründen besondere Bedeutung zu. Allein der Einsatz von Motoren höherer spezifischer Leistung, in Kombination mit einer geringeren Zylinderanzahl, stellt höchste Anforderungen. Die geringere Ordnungszahl der Hauptanregungsordnung dieser Motoren erfordert im Zusammenspiel mit der Eigenfrequenzlage des Zweimassenschwungrades eine noch torsiionsweichere Abstimmung, die aber zugleich auch die höhere Kurbeltriebsanregung dieser Konzepte ertragen muss. Zusätzliche Anforderungen an den Bauraumbedarf, speziell auch für den Einsatz von Pendeltürgern im Schwungrad sind die Folge. Im Falle einer Zylinderabschaltung, stellt diese nochmals gesteigerte Anforderungen an das Systemübertragungsverhalten mit Bezug auf Resonanzlagen des Fahrzeugantriebsstranges. So liegt die Eigenfrequenz eines Zweimassenschwungrades im Fahrzeuglastbetrieb in hoher Gangstufe für die Hauptanregungsordnung des Motors leicht unterhalb der Leerlaufdrehzahl. Schwingungsanteile in geringerer Motorordnung, beispielsweise hervorgerufen durch eine Zylinderabschaltung, führen unmittelbar zu einer Verschiebung der Resonanzlage dieser Ordnungen in den Betriebsdrehzahlbereich. Der optionale Einsatz eines Pendeltürgers und seine Abstimmung auf die Hauptanregungsordnung im 3-Zylinderbetrieb kann hier keinen positiven Beitrag leisten, sodass wei-

terführende Maßnahmen zur Schwingungsisolation der niedrigeren Anregungsordnungen nötig werden. Abhilfe schafft hier der Einsatz von Kupplungsscheiben, die in ihrer Konstruktion eine torsionsweiche Flexibilität um ihre Drehachse unterstützen, die eine weitere gesteigerte Schwingungsisolierung im Zusammenspiel mit dem Zweimassenschwungrad erlaubt. Bild 11 zeigt in allgemeiner Form, anhand der Bewertungsmetrik Drehwinkelbeschleunigung für den Betriebsfall Motorvolllast, den direkten Vergleich der motor- und getriebeseitigen Anregung im 3-Zylinderbetrieb unter Variation der primären und sekundären Trägheit des Zweimassenschwungrades, jedoch identischer Gesamtträgheit. Neben dem sehr hohen Isolationsvermögen moderner ZMS, erlaubt auch die applikationsspezifische Optimierung seiner Trägheitsverhältnisse hoch belasteten Motorkonzepten gerecht zu werden. Die Notwendigkeit und die Anzahl an Sekundärmaßnahmen zur Schwingungsisolierung orientiert sich am jeweiligen Anwendungsfall und bedürfen einer detaillierten und individuellen Analyse.

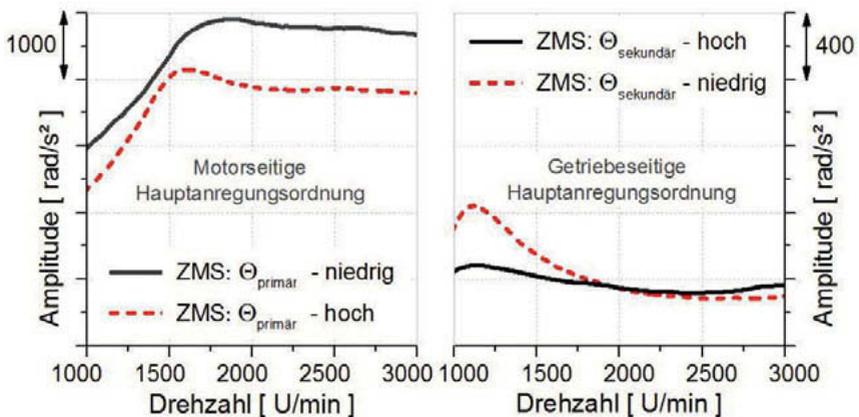


Bild 11: Schwingungsisolation im Antriebsstrang (Motor vs. Getriebeanregung)

6. Zusammenfassung

Der Einsatz kleinerer reibungsarmer Motoren, in Kombination mit hoher spezifischer Leistung bietet eine gute Grundlage für minimalste Kraftstoffverbräuche und geringste Emissionen. Darüber hinaus erlaubt speziell die Reduktion der Zylinderzahl ein Bauraumgewinn, der für zukünftige Hybridisierungsmaßnahmen essentiell wichtig erscheint. Selbst Maßnahmen zur Zylinderabschaltung sind diesen Konzepten nicht fremd, stellen jedoch besondere Herausforderungen an das Schwingungsverhalten eines Kurbeltriebes.

Der Auswahl der rotatorischen Massenträgheit des Schwungrades kommt zentrale Bedeutung zu, die eine Vielzahl von systemübergreifenden Attributen beeinflusst. Speziell der oftmals verfolgte Ansatz mit minimal möglicher Massenträgheit auszukommen, hat signifikante Schwingungseinflüsse auf Systeme, die dem Kurbeltrieb angegliedert sind. Hier erscheinen Sekundärmaßnahmen zur Schwingungsisolierung vorteilhaft und mitunter notwendig um beispielsweise eine Vorspannungserhöhung im Nebenaggregattrieb zu umgehen, die andernfalls eine signifikante Reibleistungserhöhung zur Folge hätte. Auch eine erhöhte Getriebeeingangsanzugung ist unerwünscht um Getriebegeräusche, als auch Schwingungen im Gesamtantriebsstrang zu vermeiden. Moderne Motorenkonzepte sind einer komplexen Systemanalyse zu unterziehen, um individuelle Antworten für den jeweiligen Anwendungsfall und seine spezifischen Randbedingungen zu erhalten.

7. Literaturangaben

- [1] Weber, C.; Brumley, A.; Filipe, D.; Whiston, P.; Schamel, A.; Wirth, M.: 1.6L SCTI: The New EcoBoost DI-Turbo Engine with Central Direct Injection for Ford's Volume Carline. 19th Aachen Colloquium Vehicle and Engine Technology, 2010
- [2] Friedfeld, R.; Zenner, T.; Ernst, R.; Fraser, A.: Three-Cylinder Gasoline Engine with Direct Injection. Motortechnische Zeitschrift Ausgabe 5 / 2012
- [3] Hafner, K.E.; Maass, H.: Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag, 1985
- [4] Weber, C.; Beismann, D.; Adamson, S.; Prem, M.: Torsional Vibration Analysis of Internal Combustion Engines, Motortechnische Zeitschrift, Ausgabe 3 / 2001
- [5] Lach, R.; Buck, J.; Speckens, F.-W.: Dynamische Betriebsverhalten von Steuertrieben in Verbrennungsmotoren, VDI Berichte Nr. 1467, 1999
- [6] Lach, R.; Wunderlich, F.; Bartsch, L.: Einfluß der Motormechnik auf zukünftige Abgasemissionsanforderungen. VDI - Motorenkongress, 2015
- [7] Schamel, A.; Scheidt, M.; Weber, C.; Faust, H.: Zylinderabschaltung für aufgeladene Dreizylindermotoren – machbar und sinnvoll?, 36. Internationales Wiener Motorensymposium, Mai 2015

Reibungsreduzierung dynamischer Elastomerdichtungen durch Mikrostrukturierung der Dichtungsgleitfläche

D. Keller, M.Sc., Univ.-Prof. Dr.-Ing. **G. Jacobs**,

A. Kramer, M.Sc., **S. Neumann**, M.Eng.

Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung, RWTH Aachen;

Dr. rer. nat. **D. Paulowski**, Fraunhofer IFAM, Bremen;

Dr.-Ing. **S. Eifel**, Pulsar Photonics GmbH, Herzogenrath

Kurzfassung

Die zunehmende Verschärfung gesetzlicher Rahmenbedingungen in Bezug auf CO₂- und Schadstoffemissionen erfordert eine beständige Steigerung der Fahrzeugeffizienz. Neben der Verringerung innermotorischer Verluste bietet die Reduzierung der Reibungsverluste im gesamten Antriebsstrang eine Möglichkeit zur Effizienzsteigerung. Hierzu ist die Optimierung der Einzelkomponenten, wie der dynamischen Elastomerdichtungen, erforderlich. In diesem Beitrag wird eine Strategie zur Reduzierung der Verlustleistung dieser Dichtungen vorgeschlagen, die auf der Funktionalisierung der Gleitfläche im Dichtkontakt durch eine Mikrostrukturierung und Oberflächenbehandlung beruht. Zur Grobauslegung der mikrostrukturierten Dichtungsgleitfläche wird ein flexibles Mehrkörpersimulationsmodell mit Kopplung zur Hydrodynamik vorgestellt. Auf dieser Basis werden unterschiedliche Mikrostrukturen auf ringförmige, elastomere Plattenproben (NBR, 72-Shore-A) mittels Laserablation mit einem Ultrakurzpulslaser appliziert. Da bereits geringer Verschleiß der Mikrostrukturen zu einem funktionschädlichen Einfluss führt, werden die Probenkörper zur Verringerung des Strukturabtrags zweier verschiedener Oberflächenbehandlungsverfahren (plasmapolymere Beschichtung, Fluorierung) unterzogen und hinsichtlich ihrer Reibungsentwicklung auf einem Tribometer untersucht. Anhand der Messungen wird das Potenzial der erreichbaren Reibungsreduzierung aufgezeigt. Abschließend werden erste strömungsmechanische Simulationen zur Optimierung der Mikrostruktur vorgestellt.

1. Einleitung

Dynamische Elastomerdichtungen kommen milliardenfach in technischen Systemen zum Einsatz und können dort zu Reibungsverlusten in der Größenordnung von 100 Watt pro Dichtlippe (Kurbelwelle PKW) führen. Durch die Rauheit der Oberflächen von Dichtlippe und Welle bildet sich im Betrieb ein hydrodynamischer Spaltdruck aus, der eine (teilweise) Tren-

nung der Oberflächen bewirkt. Bei den gegenwärtig eingesetzten Dichtungen liegt eine Schmier-spalthöhe von im Mittel einem Mikrometer vor. Die Reibung wird hierbei durch den lokalen Festkörperkontakt der Rauheitsspitzen von Dichtlippe und Welle dominiert. Eine Strategie zur Reibungsreduzierung stellt die Funktionalisierung der Oberflächen im Dichtkontakt dar. Durch in die Oberfläche des Dichtungswerkstoffes eingebrachte Mikrostrukturen ist es möglich, den hydrodynamischen Spaltdruck und damit die Schmier-spalthöhe deutlich zu vergrößern. Dies führt zu einer Verminderung des Festkörpertraganteils und damit zu einer Reduzierung der Reibung. Eine größere Schmier-spalthöhe führt jedoch prinzipbedingt auch zu einer Erhöhung der Leckage. Um die Dichtfunktion weiterhin aufrechtzu-erhalten, können rückfördernde Mikrostrukturen eingesetzt werden. Aufgrund der Größe der Mikrostrukturen führt jedoch bereits geringer Verschleiß zu einem funktionsschädlichen Ein-fluss. Zur Verringerung des Strukturabtrags bietet sich beispielweise der Einsatz einer plasmapolymeren Beschichtung an, die zudem zu einer Reibungsreduzierung in der Festkörper-reibung führt [1, 2]. Hierdurch ist es sinnvoll möglich, auch auf verschleißanfälligen Werkstof-fen wie Elastomeren, Mikrostrukturen zur Reibungsreduzierung einzusetzen [3]. Die Vorge-hensweise zur Verbesserung des Reibungsverhaltens einer dynamischen Elastomerdichtung durch die Kombination von Mikrostruktur und Oberflächenbehandlung zeigt **Bild 1** anhand der Stribeckkurve.

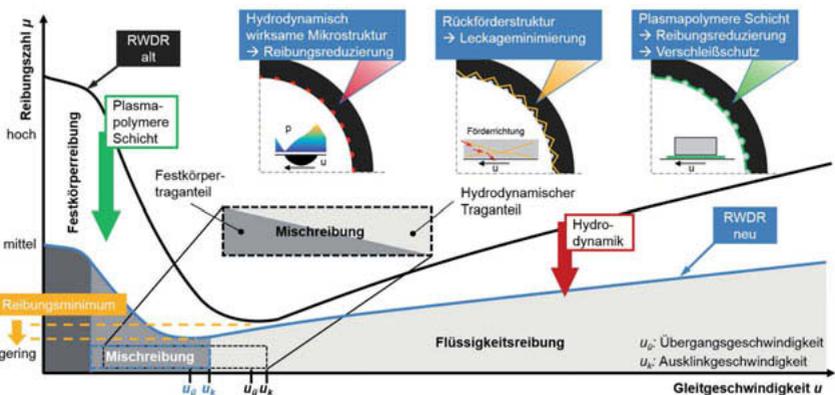


Bild 1: Verbessertes Reibungsverhalten bei Funktionalisierung der Dichtungsgleitfläche

Im Bereich der Festkörper- und Mischreibung wirkt die Reibungsreduzierung der Oberflächenbehandlung. Zusätzlich unterstützen die Mikrostrukturen den Aufbau eines hydrodynamisch tragfähigen Schmierfilms im Mischreibungsgebiet. Mit steigender Relativgeschwindigkeit verursachen die Mikrostrukturen eine Erhöhung des Spaltdruckes und damit eine Ver-

größerung der Schmierpalthe. Der Reibungszustand verlagert sich aus dem Bereich der Mischreibung in den Bereich der Flüssigkeitsreibung. Hierdurch verschieben sich die Übergangsgeschwindigkeit u_{ti} (Reibungsminimum) und die Ausklinkgeschwindigkeit u_k in Richtung niedrigerer Gleitgeschwindigkeiten, sodass im Betrieb früher der verschleißfreie Zustand der Flüssigkeitsreibung erreicht wird.

Im Rahmen dieses Beitrages werden aktuelle Ergebnisse des vom BMWi geförderten Forschungsprojektes „Entwicklung einer Methode zur Auslegung von reibungsreduzierenden Mikrostrukturen auf dynamischen Elastomerdichtungen mit verschleißarmen Beschichtungen“ (EMAMiD) präsentiert. Es wird eine Strategie zur Reduzierung der Verlustleistung von dynamischen Elastomerdichtungen vorgeschlagen, die auf der Funktionalisierung der Gleitfläche im Dichtkontakt durch eine Mikrostrukturierung und Oberflächenbehandlung beruht. Zur Grobauslegung der mikrostrukturierten Gleitfläche wird ein flexibles Mehrkörpersimulationsmodell mit Kopplung zur Hydrodynamik vorgestellt. Darauf aufbauend werden unterschiedliche Mikrostrukturen in ringförmige, elastomere Plattenproben (NBR, 72-Shore-A) mittels einer wirtschaftlichen Direktstrukturierung mit einem Ultrakurzpuls-Laser durch Laserablation eingebracht. Die mikrostrukturierten Plattenproben werden zweier Oberflächenbehandlungsverfahren (plasmapolymere Beschichtung, Fluorierung) zur Reibungs- und Verschleißreduzierung unterzogen, die kurz dargelegt werden. Die so präparierten Probenkörper werden anschließend hinsichtlich ihrer Reibungsentwicklung auf einem Tribometer untersucht. Anhand der Messungen wird das Potenzial der erreichbaren Reibungsreduzierung aufgezeigt. Abschließend werden erste strömungsmechanische Simulationen zur Optimierung der Mikrostruktur vorgestellt.

2. Funktionalisierung der Oberfläche

Die Mikrostrukturierung einer Oberfläche beeinflusst das Fluidverhalten im wandnahen Bereich, wodurch positive Auswirkungen auf das makroskopische, hydrodynamische Systemverhalten erzielt werden können. Somit bietet die Funktionalisierung tribologisch beanspruchter Oberflächen erhebliche Potenziale, die Verluste reibungsintensiver Anwendungen zu reduzieren. Die Entwicklung geeigneter Mikrostrukturen auf experimenteller Basis ist aufgrund der großen Anzahl potenzieller Strukturen, der einzusetzenden Fertigungsverfahren und der im Versuch erforderlichen Messtechnik mit einem hohen Kosten- und Zeitaufwand verbunden. Die simulationsgestützte Entwicklung erlaubt es, diese Aufwände deutlich zu reduzieren.

2.1. Simulationsmodell zur Grobauslegung der Mikrostruktur

Zur Grobauslegung der Mikrostruktur erfolgt die simulative Abbildung des tribologischen Kontaktes des für die Reibungsmessungen eingesetzten Tribometers in Ring-Scheibe-Anordnung (vgl. Kapitel 3). Zur Berechnung der Schmierpalthöhe wird der Fluid- und der Festkörpertragdruck sowie die elastische Deformation der elastomeren Plattenprobe berücksichtigt. Die Kopplung der Hydrodynamik mit der Strukturmechanik erfolgt in einem flexiblen Mehrkörpersystem (FMKS). Zum Modellaufbau und zur Simulationsdurchführung wird die kommerzielle Software *AVL Excite* in Anlehnung an NEUMANN eingesetzt [4].

Die Berechnung des hydrodynamischen Druckes p_f erfolgt auf Basis der REYNOLDS-Gleichung [5]. Ihre Lösung liefert den hydrodynamischen Druck im zweidimensionalen Dichtspalt unter der Voraussetzung ideal glatter Oberflächen. Da die zu erwartende Schmierpalthöhe in der Größenordnung der Oberflächenrauheiten liegt, muss der Einfluss der Oberflächenmikrogeometrie berücksichtigt werden. Hierzu werden Flussfaktoren ϕ nach PATIR und CHENG [6] in die REYNOLDS-Gleichung eingeführt (indirekte Kopplung). Die resultierende Gleichung in den Polarkoordinaten r und φ ergibt sich zu Gl. 2-1.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{h^3}{12 \eta} \phi_r^p \frac{\partial p_f}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^3}{12 \eta} \phi_\varphi^p \frac{\partial p_f}{\partial \varphi} \right) = \frac{\partial h}{\partial t} - \frac{1}{2} \omega \frac{\partial}{\partial \varphi} (h + \phi_\varphi^s) \quad \text{Gl. 2-1}$$

Hierin beschreibt h die Schmierpalthöhe, η die dynamische Viskosität des Schmierstoffes und ω die relative Winkelgeschwindigkeit zwischen Grund- und Gegenkörper. Der Druckflussfaktor ϕ^p kann als Verhältnis der Massenströme im rauhen und im glatten Spalt interpretiert werden. Der Scherflussfaktor ϕ^s beschreibt eine Spalthöhenänderung, die durch lokale Verdrängungsströmungen an den einzelnen Rauheiten entsteht. Das Reibmoment bei reiner Flüssigkeitsreibung ergibt sich aus der Integration der Reibschubspannung $\tau_{f\varphi}$ (vgl. Gl. 2-2) über der wirksamen Oberfläche [5].

$$\tau_{f\varphi} = -\omega \frac{\eta}{h} (\phi_f \pm \phi_\varphi^{fs}) \pm \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \phi_\varphi^{fp} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Die in obiger Gleichung berücksichtigten Schubspannungsfaktoren der Druckströmung ϕ^{fp} bzw. der Scherströmung ϕ^{fs} beschreiben den Einfluss der mikrohydrodynamischen Effekte auf die druck- bzw. scherströmungsbedingten Schubspannungen.

Die Flussfaktoren werden anhand eines repräsentativen Oberflächensegmentes berechnet und auf das gesamte Makro-Tribosystem angewandt. So wird eine effiziente Berechnung der Hydrodynamik unter Einbeziehung der Mikrogeometrie erzielt. Für weiterführende Informationen zum prinzipiellen Verlauf bzw. zur Berechnung der Flussfaktoren sei auf die Fachliteratur verwiesen [5, 6].

Weiterhin kommt es bei sehr kleinen Schmierpalthöhen zum Kontakt der Rauheitsspitzen von Grund- und Gegenkörper. Der resultierende Festkörperkontaktdruck p_c wird auf Basis des Mikrokontaktmodelles nach GREENWOOD und TRIPP [7] berücksichtigt. Das Reibmoment bei reiner Festkörperreibung ergibt sich aus der Integration des lokalen Festkörperkontaktdruckes über der wirksamen Kontaktfläche und Berücksichtigung eines konstanten Reibwertes. Bei Mischreibung folgt das Reibmoment aus der Summe der Reibmomente für Flüssigkeits- und Festkörperreibung.

Zur simulativen Abbildung des tribologischen Kontaktes wird die Gleitfläche zwischen Grund- und Gegenkörper als elasto-hydrodynamisches Axiallager modelliert. Der Dichtspalt wird mit 25 Stützstellen in radialer und 180 Stützstellen in Umfangsrichtung diskretisiert. Um den numerischen Aufwand bei der Berechnung zu mindern, wird die Anzahl der Freiheitsgrade des als elastischer Körper eingebundenen Probenkörpers auf Basis des Kondensationsverfahrens nach CRAIG und BAMPTON [8] reduziert. Für die Knoten verbleibt jeweils ein axialer, translatorischer Freiheitsgrad, wodurch die Anzahl der Freiheitsgrade von 5190 auf 145 reduziert werden kann. Die geometrischen Abmessungen und die Materialeigenschaften von Grund-, Gegenkörper und des Zwischenmediums können Kapitel 3 entnommen werden.

Im Rahmen dieses Beitrages werden zwei verschiedene Mikrostrukturen simulativ untersucht und mit einer unstrukturierten Referenz verglichen. Bei den Mikrostrukturen handelt es sich um nöpfchenförmige Vertiefungen mit einem Durchmesser $D = 30 \mu\text{m}$ und einer Tiefe $t = 8 \mu\text{m}$ (vgl. **Bild 2** rechts).

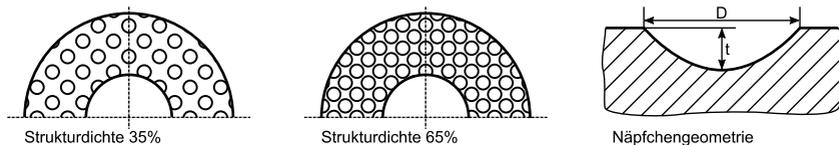


Bild 2: Simulativ untersuchte Strukturdichten und Geometrie der nöpfchenförmigen Struktur

Die mikrostrukturierten Oberflächen unterscheiden sich dabei in der Strukturdichte S , d.h. in dem Verhältnis aus der Fläche, die die Nöpfchenstrukturen bedecken zu der gesamten Gleitfläche, mit gewählten Strukturdichten von $S = 35\%$ und $S = 65\%$ (vgl. **Bild 2** links).

Die Mikrogeometrie der realen Probenoberflächen wurde mit einem konfokalen Laser-Scanning-Mikroskop vermessen. Die Oberfläche des Gegenkörpers wird unter Verwendung der Methode nach KOMVOPOULOS und YE [9] durch eine dreidimensionale fraktale Oberfläche auf Basis der gemessenen Rauheit von $R_q = 0,196 \mu\text{m}$ modelliert. Für einen repräsentativen Ausschnitt der jeweiligen Oberflächen von Grund- und Gegenkörper werden die Flussfaktoren mit *AVL Excite* berechnet.

Bild 3 zeigt die ermittelten Druckflussfaktoren ϕ^p sowie die Schubspannungsfaktoren der Scherströmung ϕ^{fs} . Die Druckflussfaktoren ϕ^p streben für die mikrostrukturierten Gleitflächen mit abnehmender Spalthöhe in einem ähnlichen Verlauf gegen Null. Nach der zuvor dargelegten Definition resultiert hieraus eine zunehmende Strömungsbehinderung und eine Erhöhung der hydrodynamischen Druckentwicklung [5], sodass für diese Gleitflächen eine Zunahme der Dichtspalthöhe zu erwarten ist. Der Schubspannungsfaktor der Scherströmung ϕ^{fs} geht linear in die Berechnung der hydrodynamischen Reibschubspannung ein (siehe Gl. 2-2). Aus dem Verlauf von ϕ^{fs} zeigt sich, dass für die Strukturdichte $S = 65\%$ von einem deutlich höheren Reibungsverlust im Vergleich zu der Strukturdichte $S = 35\%$ auszugehen ist. Auf Basis der Flussfaktoren bietet demnach die Mikrostruktur mit einer Strukturdichte $S = 35\%$ das größte Potenzial zur Reibungsreduzierung.

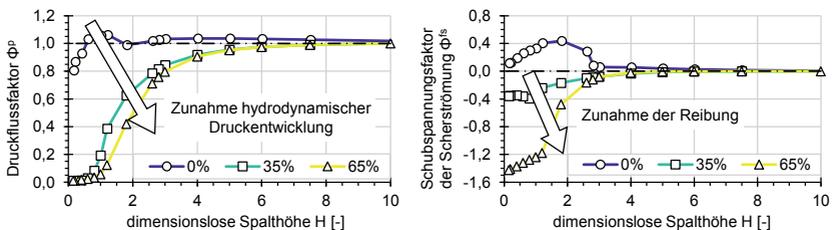


Bild 3: Verlauf des Druckflussfaktor und des Schubspannungsfaktors der Scherströmung

Die simulative Berechnung mit Hilfe der gezeigten Flussfaktoren liefert den lokalen Druck im Dichtspalt und die auf dessen Basis ermittelte, lokale Dichtspalthöhe. Letztgenannte ist in **Bild 4** für die Drehzahlen $n = 200 \text{ min}^{-1}$ (links) und $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ (rechts) sowohl für die unstrukturierte Referenz (oben) als auch für die Strukturdichte $S = 65\%$ (unten) gezeigt.

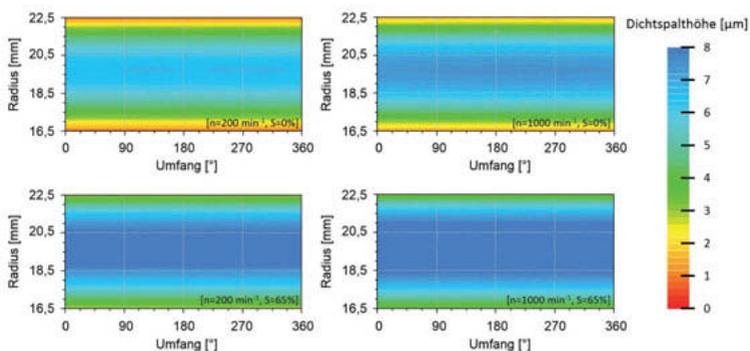


Bild 4: Dichtspalthöhen in Abhängigkeit der Drehzahl und der Strukturdichte

In radialer Richtung zeigt sich eine Varianz der Dichtspalthöhe, die aus der elastischen Deformation des Probenkörpers infolge des lokalen Druckaufbaus resultiert. Die minimale Dichtspalthöhe wird am inneren Radius aufgrund der geringeren Umfangsgeschwindigkeit erreicht. Durch die Applikation der Mikrostrukturierung kann die Dichtspalthöhe vergrößert werden. Die positive Wirkung zeigt sich gleichermaßen für verschiedene Drehzahlen.

2.2. Applikation der Mikrostruktur mittels Lasermikrobearbeitung

Die klassischen mechanischen Fertigungsverfahren stoßen an ihre Grenzen, wenn Strukturen mit Abmessungen im ein- bis zweistelligen Mikrometerbereich reproduzierbar und wirtschaftlich in ein Werkstück einzubringen sind. Hier setzen photonische Fertigungsverfahren wie die Lasermikrobearbeitung an, die einen stark fokussierten Laserstrahl als Werkzeug zur Ablation nutzen.

Seit einigen Jahren sind sog. Ultrakurzpuls-Laser (UKP-Laser) am Markt verfügbar, die Laserstrahlung in extrem kurzen Pulsen (Piko- oder Femtosekunden) emittieren. Diese Laserpulse weisen eine sehr hohe Intensität auf und sind damit in der Lage nahezu jedes Material selektiv zu verdampfen, ohne dabei schädigenden Einfluss auf das umgebende Material zu nehmen. Durch die hohe Intensität können auch Materialien wie Gläser oder Keramiken, aber auch Elastomere bearbeitet werden, obwohl diese in dem Wellenlängenbereich des Lasers keine oder nur eine geringe lineare Absorption aufweisen. Gleichzeitig erlaubt die geringe Wärmeindringtiefe eine sehr hohe Tiefenauflösung der Strukturierung bis in den Sub- μm Bereich. Somit steht mit diesen Lasern ein hochpräzises Werkzeug für die Fertigung zur Verfügung. Die Eignung der UKP-Laserstrukturierung für tribologische Anwendungen wurde bereits vielfach nachgewiesen [4].

Die Mikrostrukturierung der elastomeren Probenkörper kann grundsätzlich auf zwei Wegen erfolgen. Einerseits durch die Strukturierung eines Spritzgusswerkzeuges, mit dem sich die Probenkörper abformen lassen. Andererseits durch eine Direktstrukturierung des Elastomers nach dem Spritzguss. Während sich die Strukturierung eines Werkzeugs meist nur für eine spätere Serienfertigung lohnt, kann für das Prototyping auch die Direktstrukturierung verwendet werden. Sowohl für das Werkzeug als auch für die Direktstrukturierung eignet sich eine Lasermikrobearbeitung mit dem UKP-Laser.

Zur Lasermikrostrukturierung der Probenkörper wurde eine Lasermaschine der Firma Pulsar Photonics Typ RDX1000 mit einem Femtosekundenlaser ($\tau=900$ fs, $\lambda=515$ nm) eingesetzt. Die Maschine nutzt ein Parallelbearbeitungssystem (sog. MultiBeamScanner) mit dem eine parallele Bearbeitung mit mehreren Laserfoki durch Strahlteilung möglich ist. Dies erlaubt die

Prozessgeschwindigkeit bei der Herstellung periodischer Strukturen je nach Anzahl der Laserstrahlen um einen Faktor von ca. 10–100 zu erhöhen.

Für die Strukturierung wurden zunächst geeignete Laserparameter für die Herstellung der Näpfchenstrukturen entwickelt und dann mit der Lasermaschine in verschiedenen Strukturdichten auf die Probenkörper aufgebracht. In **Bild 5** ist ein beispielhaftes Ergebnis einer Laserstrukturierung für die Strukturdichte $S = 35\%$ gezeigt. Die Strukturen zeigen eine sehr gute Formtreue und weisen einen parabelförmigen Profilverlauf auf. Zudem sind keine Schmelzaufwürfe oder Materialrückstände in der Näpfchenumgebung zu erkennen.

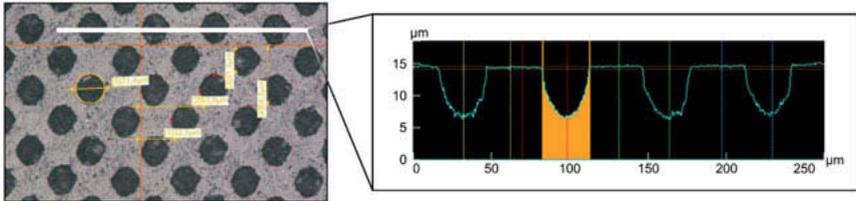


Bild 5: Topographieaufnahme einer mit dem UKP-Laser bearbeiteten Elastomeroberfläche mit Näpfchenstruktur (Strukturdichte 35%, Durchmesser 30 µm, Tiefe 8 µm)

2.3. Verschleißschutz durch Oberflächenbehandlung

Elastomere weisen im Vergleich mit Metallen und Keramiken eine geringe Verschleißbeständigkeit auf. Ihr viskoelastisches Verhalten ist jedoch zur Sicherstellung der Dichtwirkung unerlässlich. Bedingt durch die Größe der Mikrostrukturen schränkt bereits ein geringer Verschleiß ihre Funktionsfähigkeit ein. Um auch auf Elastomeren einen sinnvollen Einsatz von Mikrostrukturen zu ermöglichen, sind Maßnahmen zur Minderung des Strukturabtrages erforderlich. Nachfolgend werden zwei Oberflächenbehandlungsverfahren des Dichtungswerkstoffes beschrieben, die an der Kontaktstelle die Verschleißbeständigkeit erhöhen und gleichzeitig die Reibung reduzieren sollen. Die Verfahren werden in Kapitel 3 bezüglich ihrer reibungsreduzierenden Wirkung auf Basis der durchgeführten Tribometeruntersuchungen verglichen.

2.3.1. Plasmapolymere Beschichtung

Die plasmapolymere Schicht wird mit Hilfe der plasmaunterstützten chemischen Gasphasenabscheidung (PECVD) im Niederdruck bei $2 \cdot 10^{-2}$ mBar unter Verwendung von Sauerstoff (O_2) und Hexamethyldisiloxan (HMDSO) abgeschieden. Dem Gasgemisch wird über großflächige Elektroden Energie zugeführt und zunächst der Sauerstoff ionisiert. Durch die Vorzugsrichtung des elektrischen Feldes werden freie Elektronen innerhalb des Gasgemisches beschleunigt und ionisieren die Gasmoleküle. In der Sauerstoff-Plasmaentladung des

PECVD-Prozesses wird das HMDSO fragmentiert. HMDSO besteht aus einer stabilen Si-O-Si Backbone sowie sechs am Si angebundene CH₃-Gruppen. Je nach Energieverteilung im Plasma können die Bindungen von H-, C_yH_z- sowie Si- aufgebrochen werden. Die Beschichtung formt sich aus den zur Verfügung stehenden Fragmenten und dem angebotenen Sauerstoff. Die Substrattemperatur während des Depositionsprozesses liegt unter 37 °C. Der verwendete PECVD-Beschichtungsprozess kann wirtschaftlich auch für RWDR genutzt werden [10].

Vor dem Beschichtungsprozess werden die Plattenproben in einer nasschemischen Lösung in einem Ultraschallbad bei 60 °C gereinigt, anschließend mit demineralisiertem Wasser abgespült und durch Druckluft getrocknet. Die plasmapolymere Beschichtung weist eine Schichtdicke von etwa 1 µm auf und vermindert die Adhäsionswirkung der Oberfläche. Die Eigenschaften des Volumenmaterials bleiben erhalten. Die Beschichtung zeigte in verschiedenen Tests auf Elastomeren eine Reibungsminderung im geschmierten Zustand [2, 3]. Sie ermöglicht Notlauf Eigenschaften im Trockenen [1] und unter Mangelschmierung [11]. Durch die im Vergleich zum Substrat höhere Härte verbessert sie die Verschleißbeständigkeit. Der Elastizitätsmodul der Schicht wurde aufgrund der geringen Schichtdicke auf einem Si-Wafer durch Nanoindentierung mit einem BERKOVICH-Indentor aus Diamant zu 38,4 GPa ermittelt. Die Auswertung erfolgte nach dem Verfahren von OLIVER und PHARR [12]. Der Elastizitätsmodul des Elastomers weist aufgrund des viskoelastischen Materialverhaltens einen Gradienten auf. Dabei sinkt dieser bei steigender Eindringtiefe und geht bei einer Eindringtiefe größer 1 µm bei 25,09±5,71 MPa in Sättigung.

2.3.2. Fluorierung

Die Gasphasenfluorierung basiert auf einer chemischen Reaktion an der Substratoberfläche. Die Probenkörper werden einem Gasgemisch aus Fluor und Stickstoff ausgesetzt. Durch die hohe Reaktivität des Fluors erfolgt eine schrittweise Substitution der Wasserstoffatome an der Substratoberfläche durch Fluoratome. Hierdurch kommt es zu einem Anstieg der Oberflächenenergie und zu einer Erhöhung der Oberflächenhärte sowie zu einer Zunahme der Rauheit. Das Ausmaß der einzelnen physikalischen Oberflächeneffekte kann durch die Wahl entsprechender Parameter (Fluorkonzentration, Behandlungsdauer, Temperatur) und einer geeigneten Prozessführung eingestellt werden [13]. Die chemische Reaktion verläuft ohne äußere Energiezufuhr, sodass diese bei gleichmäßigen, niedrigen Temperaturen (meist bei Raumtemperatur) erfolgen kann. Die Eindringtiefe der Fluoratome in das Substrat liegt im molekularen Bereich. Somit werden die Bauteilabmaße durch den Prozess nicht beeinflusst.

Darüber hinaus wird durch den Einsatz eines Gasgemisches eine gleichmäßige und geometrieunabhängige Behandlung auch rauer und strukturierter Oberflächen erzielt [13].

Die Fluorierung der Plattenproben erfolgt in einem diskontinuierlichen Vakuumverfahren. Im Prozessablauf wird ein Fluor/Stickstoff-Gasgemisch im Verhältnis 10/90 eingesetzt, das in der Vakuumkammer auf die für das Produkt ausgelegte Konzentration verdünnt wird. Das fluorhaltige Restgas wird über Kalziumkarbonatsplitt (CaCO_3) geleitet, sodass als einziges Abfallprodukt Kalziumfluorid (CaF_2) entsteht.

3. Experimentelle Untersuchungen

Die mikrostrukturierten und oberflächenbehandelten Proben wurden mittels Cyanacrylat (Sekundenklebstoff) auf runden, planparallelen, ebenen Stahlscheiben zentriert fixiert. Die plasmapolymer beschichteten Proben wurden vor der Beschichtung aufgeklebt. Die fluorierten Proben wurden vor dem Aufkleben auf der Rückseite mit grobem Sandpapier angeraut, um eine ausreichende Haftung für den Klebstoff herzustellen. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten mit Hilfe eines Tribometers in Ring-Scheibe Anordnung. Die ringförmigen, elastomeren Plattenproben besaßen einen Außendurchmesser von $D_a = 55$ mm, einen Innendurchmesser von $D_i = 23$ mm und eine Dicke von $t = 3$ mm. Der Gegenkörper wies einen Außendurchmesser von $d_a = 45$ mm und einen Innendurchmesser von $d_i = 33$ mm auf (nominelle Kontaktfläche ohne Fasenränder ca. 686 mm^2) und bestand wie die Probenhalterscheiben aus 100Cr6. Die Oberflächenhärte betrug 55 ± 2 HRC. Mittels Nanoindentierung wurde der Elastizitätsmodul des Gegenkörpers zu $170,2 \pm 47,7$ GPa bestimmt. Die Ungenauigkeit resultiert aus der Rauheit der geschliffenen Oberfläche.

Die präparierten Probenkörper wurden in einen Öltopf mit rotierendem Antrieb montiert. Etwaige Unebenheiten der Plattenproben glich eine Taumelscheibe aus. Die Messung des Reibmomentes erfolgte mittels Drehmomentsensor am Gegenkörper. Die Normalkraft im Test betrug $F_N = 81$ N. Es erfolgte eine stufenweise Drehzahlvariation von $0,1 \text{ min}^{-1}$ bis 1000 min^{-1} . Die Systemtemperatur wurde auf $T = 80$ °C an der Probe eingestellt. Bei dem verwendeten Schmierstoff handelte es sich um ein unpolares PAO-Basisöl mit einer kinematischen Viskosität von $\nu_{40} = 55,5 \text{ mm}^2/\text{s}$ bzw. $\nu_{100} = 9 \text{ mm}^2/\text{s}$. Zur Untersuchung der verschiedenen Kombinationen aus Mikrostruktur und Oberflächenbehandlung wurden bis zu drei identisch präparierte Proben vermessen. Bei den Messungen traten Schwankungen der aufgezeichneten Drehmomente auf, für die Systemeinflüsse wie unterschiedliche Unebenheiten der Elastomerplatten sowie gemessene Temperaturabweichungen verantwortlich zu machen sind.

Auf Basis der Gümbelzahl ist davon auszugehen, dass sich das Versuchssystem ab einer Drehzahl von 100 min^{-1} im Bereich der Flüssigkeitsreibung befindet. Ab einer Drehzahl von 300 min^{-1} wurde bei allen Proben ein rapider Anstieg des Reibmomentes beobachtet. Dieses resultiert wahrscheinlich aus dem zunehmenden Einfluss der Fliehkräfte in der rotierenden Scheibenanordnung, die das Öl verstärkt nach außen treiben. Messungen mit Drehzahlen über 1000 min^{-1} waren aufgrund von überlaufendem Öl nicht möglich. Durch die in der Kontaktfläche entstehende Reibleistung erhöhte sich die Probenentemperatur im Laufe eines Versuches. Die Probenentemperaturen erreichten Werte von $T_{\text{Ende}} = 97 \dots 111 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{\text{Start}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$). Das zu Testbeginn noch klare PAO verfärbte sich durch den tribologischen Test bräunlich. Dies spricht für eine Verkohlung oder andere Zersetzungsmechanismen des Schmierstoffes. Die für die verschiedenen Probenkörper gemessenen Reibmomente sind in **Bild 6** über der Drehzahl dargestellt.

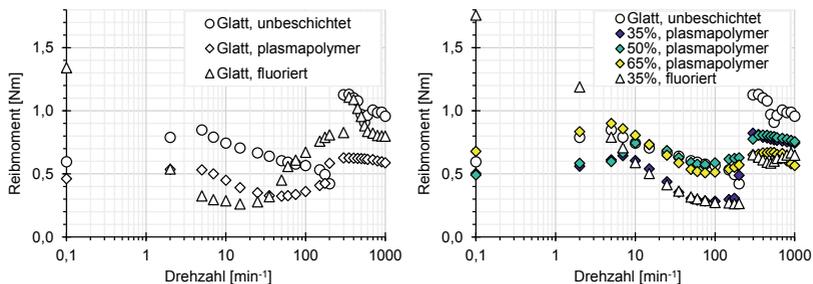


Bild 6: Reibmoment bei Variation der Drehzahl

Die Versuche zeigen trotz Varianz der Einzelproben grundsätzlich eine Reduzierung des Reibmomentes bei Einsatz der Oberflächenbehandlungen im Vergleich zur unbehandelten Referenz (Bild 6 links). Die Fluoridierung zeigt eine Reibungsreduzierung für einen Drehzahlbereich von $2 \dots 60 \text{ min}^{-1}$. Die ins elastomere Grundsubstrat eingebrachten Mikrostrukturen zeigen abhängig von der gewählten Strukturdichte und der jeweiligen Drehzahl eine reibungsreduzierende Wirkung. Eine hohe Strukturdichte ($S = 50\%$, $S = 65\%$) zeigte im Experiment keinen signifikanten Vorteil gegenüber der glatten Referenz (Bild 6 rechts). Die niedrigste Strukturdichte $S = 35\%$ erwies sich dagegen als vorteilhaft. Abhängig von der Drehzahl offenbarte die Mikrostruktur einen Vorteil gegenüber der reinen Beschichtung ohne Strukturierung. Somit belegen die Versuchsergebnisse das simulativ gefundene, günstige Verhalten der geringen Strukturdichte $S = 35\%$.

4. Optimierung der Mikrostruktur mittels Strömungssimulationen

Für die Grobauslegung der Mikrostruktur wird ihr Einfluss auf das Strömungsverhalten durch Flussfaktoren abgebildet. Zur Optimierung der Mikrostruktur hinsichtlich der Vergrößerung der erzielbaren hydrodynamischen Druckentwicklung ist jedoch eine genaue Kenntnis der lokalen Strömung innerhalb der Struktur sowie ihrer Abhängigkeiten von den Gestaltungsparametern der Mikrostruktur erforderlich. Die Ermittlung der Strömung erfolgt unter Zuhilfenahme numerischer Strömungssimulationen.

Für den Modellaufbau wird eine Einheitszelle aus vier Mikrostrukturen betrachtet (vgl. **Bild 7**). Aufgrund der im Vergleich zu den makroskopischen Abmessungen des Probenkörpers geringen Größe der Mikrostrukturen wird die reale rotatorische Relativbewegung in eine translatorische Bewegung überführt. Zur Reduzierung des numerischen Aufwandes und unter der Voraussetzung gleicher Strömungsverhältnisse an den einzelnen Strukturen erfolgt der Modellaufbau lediglich für ein Näpfchen. Die Geometrie entspricht derjenigen, die bei den gezeigten Reibungsmessungen zum geringsten Reibmoment führte ($S = 35\%$, $D = 30\ \mu\text{m}$, $t = 8\ \mu\text{m}$).

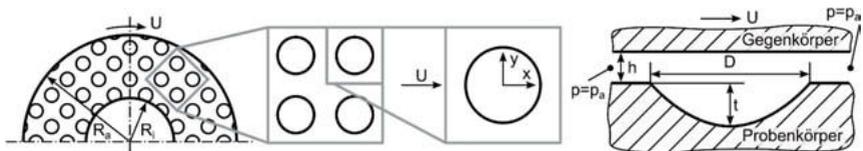


Bild 7: Geometrie des Simulationsmodells für die näpfchenförmige Mikrostruktur

Die Fluidströmung im Schmier-spalt zwischen dem ruhenden Probenkörper und dem mit der Gleitgeschwindigkeit U bewegten Gegenkörper wird als zweidimensional angenommen. An den stromauf und stromab liegenden Berandungen des Strömungsgebietes wird zunächst Umgebungsdruck angenommen. Das in den Reibungsmessungen verwendete PAO-Basisöl wird als isothermes, inkompressibles und NEWTON'sches Fluid modelliert. Der Einfluss der überlagerten Rauheit sowie die elastische Deformation des Probenkörpers werden vernachlässigt. Der Modellaufbau sowie die Durchführung der Simulationen erfolgt in dem Open Source Softwarepaket *OpenFOAM*. Zur Berechnung der stationären Strömung wird der SIMPLE Algorithmus genutzt. Da die numerische Lösung von Strömungsproblemen stets eine Approximation der entsprechenden realen Strömung darstellt, ist eine Kontrolle der sich ergebenden Fehlergrößen erforderlich. Um den Iterationsfehler zu minimieren, wird die numerische Lösung als konvergiert betrachtet, wenn die normierten Residuen für den Druck und die Geschwindigkeit um mindestens sieben Größenordnungen reduziert wurden. Zur Abschätzung des Diskretisierungsfehlers wird die Methode des Grid Convergence Index

(GCI) nach ROACHE [14] angewandt. Die Abschätzung erfolgt auf der Grundlage der zwei integralen Größen „mittlere Reibschubspannung am Gegenkörper τ_m “ und „mittlerer Druck auf den Probenkörper p_m “ für eine Reynoldszahl von $Re = Uh/\nu = 21,21$. Für das verwendete Rechenetz (Zellanzahl: 18.522) ergibt sich eine numerische Unsicherheit in der Reibschubspannung von $GCI_\tau = 0,07\%$ und in dem Druck von $GCI_p = 2,39\%$.

Mit Hilfe des Simulationsmodells wird das lokale Druck- und Geschwindigkeitsfeld innerhalb der Mikrostruktur berechnet. Hierbei zeigt sich eine Variation des hydrodynamischen Druckes über der Schmierpalthöhe (siehe **Bild 8** links). Dies zeigt, dass eine Analyse der lokalen Strömung auf Basis der vollständigen NAVIER-STOKES-Gleichungen und nicht unter den vereinfachenden Annahmen der REYNOLDS-Gleichung erfolgen sollte, da diese aufgrund der getroffenen Annahmen nicht in der Lage ist derartige Druckvariationen aufzulösen.

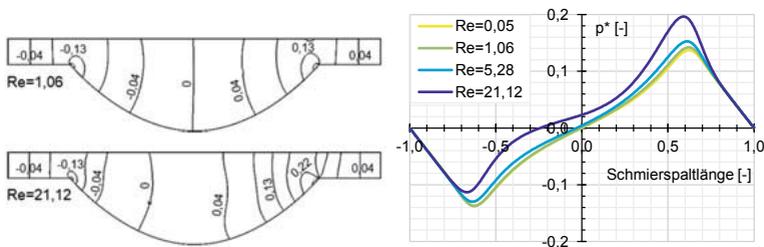


Bild 8: Einfluss der Trägheitskräfte auf die hydrodynamische Druckentwicklung

Bild 8 rechts zeigt die Auswertung der Simulationen anhand des auf den Gegenkörper wirkenden dimensionslosen Druckes $p^* = (p h^2)/(\eta U l)$ über der Schmierpalthänge für verschiedene Reynoldszahlen, die als Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften verstanden werden kann. Dabei zeigt sich, dass eine Zunahme der Reynoldszahl, d.h. eine Zunahme des Einflusses der Trägheitskräfte, sowohl zu einer Anhebung der auftretenden Druckextrema als auch zu deren Verschiebung entgegen der Strömungsrichtung führt. Infolge entsteht eine asymmetrische Druckverteilung, die zu einer resultierenden, spaltöffnenden Kraft führt [15]. Die Ausprägung dieses Effektes nimmt für steigende Reynoldszahlen überproportional zu. Für $Re < 1$ ist der Effekt vernachlässigbar.

Mit der Kenntnis der vorliegenden Druckvariation und ihrer Abhängigkeit von der Reynoldszahl erfolgt die Untersuchung des Einflusses der Strukturgeometrie. Das Ziel liegt in der Optimierung des Aspektverhältnisses der Mikrostruktur zur Maximierung der hydrodynamischen Druckentwicklung und damit zur Vergrößerung der Schmierpalthöhe. Hierzu erfolgt eine Variation der Strukturtiefe bei konstantem Durchmesser. Für die untersuchten Strukturen wird die Schmierpalthöhe ermittelt, bei der sich ein mittlerer Druck von $p_m = 0,118 \text{ N/mm}^2$

am Probenkörper einstellt. Um die wechselseitige Beeinflussung der Mikrostrukturen zu berücksichtigen, wird die zuvor definierte Randbedingung eines konstanten Druckes durch eine zyklische Randbedingung ersetzt. Die Ergebnisse der Strukturvariation zeigt **Bild 9**.

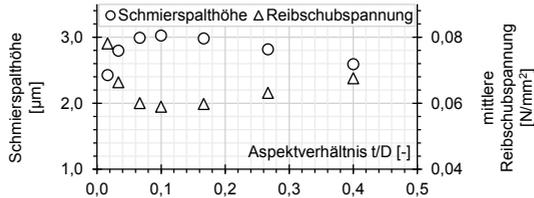


Bild 9: Optimierung des Aspektverhältnisses der Mikrostruktur

Deutlich zu erkennen ist die Existenz eines optimalen Aspektverhältnisses in Bezug auf eine Vergrößerung der Schmierspalthöhe, welches bei etwa $t/D = 0,1$ liegt. Die experimentell untersuchten Mikrostrukturen weisen ein Verhältnis von $t/D = 0,27$ auf. Auf Basis der Simulationsergebnisse kann durch die Wahl einer geringeren Strukturtiefe ($8 \mu\text{m} \rightarrow 3 \mu\text{m}$) oder eines größeren Durchmessers eine Schmierspaltvergrößerung und damit eine weitere Reibungsreduzierung von etwa 7% erreicht werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieses Beitrages wurde eine Strategie zur Reduzierung der Verlustleistung von dynamischen Elastomerdichtungen vorgestellt, die auf der Funktionalisierung der Dichtungs-gleitfläche durch eine Mikrostrukturierung und Oberflächenbehandlung beruht.

Zur Grobauslegung der mikrostrukturierten Gleitfläche wurde ein flexibles Mehrkörpersimulationsmodell mit Kopplung zur (Mikro-)Hydrodynamik eingesetzt. Mit dessen Hilfe wurden erste näpfchenförmige Mikrostrukturen unter Variation der Strukturdichte ($S = 35\%$, $S = 65\%$) untersucht. Die Simulationen zeigten die erwartete Vergrößerung des hydrodynamischen Druckes infolge der Mikrostrukturierung. Die Strukturdichte $S = 35\%$ erwies sich aufgrund einer deutlich geringeren zu erwartenden Reibung als vorteilhaft.

Die Applikation der Mikrostrukturen erfolgte durch Laserablation mit einem UKP-Laser direkt auf den Plattenproben. Zur Verschleiß- und Reibungsminderung wurden die strukturierten Probenkörper zweier verschiedener Oberflächenbehandlungsverfahren (plasmapolymere Beschichtung, Fluorierung) unterzogen. Die so präparierten Probenkörper wurden auf einem Tribometer in Ring-Scheibe Anordnung hinsichtlich ihrer Reibungsentwicklung untersucht. Die Versuchsergebnisse belegten die reibungsreduzierende Wirkung der Mikrostrukturierung und bestätigten das simulativ gefundene, günstige Verhalten der geringen Strukturdichte

$S = 35\%$. Zusätzlich wurde unter Variation der Geschwindigkeit eine Reibungsreduzierung durch den Einsatz der plasmapolymere Beschichtung im Vergleich zur unbehandelten Referenz erzielt. Die Fluorierung zeigte eine Reibungsreduzierung für einen Drehzahlbereich von $2 \dots 60 \text{ min}^{-1}$. Die Untersuchungen identisch präparierter Proben zeigten Schwankungen in den Drehmomentmessungen. Hierfür sind Systemeinflüsse, wie die unterschiedliche Unebenheit der Proben sowie gemessene Temperaturabweichungen, verantwortlich zu machen. Um eine weitere Reibungsreduzierung zu erzielen, wurde das lokale Fluidverhalten innerhalb der Mikrostruktur mit Hilfe numerischer Strömungssimulationen untersucht. Auf dieser Basis erfolgte eine Optimierung der geometrischen Abmessungen der Mikrostruktur. Für ein Aspektverhältnis von $t/D = 0,1$ zeigte sich hierbei ein Optimum hinsichtlich der erzielbaren hydrodynamischen Druckentwicklung.

In zukünftigen Arbeiten erfolgt eine systematische Untersuchung weiterer Mikrostrukturen unter Berücksichtigung ihrer Rückförderwirkung, um eine weitere Reibungsreduzierung zu erzielen und die Dichtwirkung trotz vergrößerter Dichtspalthöhe aufrechtzuerhalten. Die erfolgversprechendsten Strukturen werden im weiteren Verlauf des Forschungsprojektes zur Validierung ihrer reibungsreduzierenden Wirkung auf Plattenproben appliziert. Die wirksamsten Strukturen werden abschließend in die Dichtungsgleitfläche von RWDR eingebracht und ihr Reibungs- und Leckageverhalten messtechnisch untersucht.

6. Danksagung

Das Forschungsprojekt „Entwicklung einer Methode zur Auslegung von reibungsreduzierenden Mikrostrukturen auf dynamischen Elastomerdichtungen mit verschleißarmen Beschichtungen“ (EMAMiD) (IGF-Vorhaben-Nr. 19194 N) ist gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages. Die zuständige AiF-Forschungsvereinigung ist die Deutsche Kautschuk-Gesellschaft. Die Autoren danken dem Unternehmen Fluor Technik System GmbH für die Fluorierung der elastomeren Plattenproben.

Erstveröffentlichung: Reibungsreduktion dynamischer Elastomerdichtungen durch Laser-mikrostrukturierung und plasmapolymere Beschichtung. 6. ATZ-Fachtagung Tribologie „Reibungsminimierung im Antriebsstrang“. Wiesbaden: Springer Vieweg 2017

7. Literaturangaben

- [1] Schmidt, S. u. Paulkowski, D.: Plasmapolymere Beschichtung schützt Elastomere vor Verschleiß. GAK - Gummi Fasern Kunststoffe 70 (2017), S. 184–189
- [2] Paulkowski, D., Vissing, K. u. Karpinski, S.: Energieeinsparung durch plasmapolymere Beschichtung auf Wellendichtungen. Dichtungstechnik Jahrbuch (2016), S. 446–454

- [3] Paulkowski, D., Vissing, K. u. Karpinski, S.: Reibungsreduzierung durch Schmierfilmerhöhung bei beschichteten, mikrostrukturierten Elastomeren. GETLUB - Tribologie- und Schmierstoffkongress. 2016
- [4] Neumann, S., Jacobs, G. u. Straßburger, F.: Simulation einer mikrostrukturierten Laufwerkichtung als flexibles Mehrkörpersystem mit Kopplung zur Elastohydrodynamik. Dichtungstechnik. Hightech im Verborgenen. Frankfurt am Main: VDMA Fluidtechnik 2014, S. 482–502
- [5] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Research 2010
- [6] Patir, N. u. Cheng, H. S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. Journal of Lubrication Technology 100 (1978) 1, S. 12–17
- [7] Greenwood, J. A. u. Tripp, J. H.: The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 185 (1970) 1, S. 625–633
- [8] Bampton, M. C. C. u. Craig, R. R., Jr.: Coupling of Substructures for Dynamic Analyses. AIAA Journal 6 (1968) 7, S. 1313–1319
- [9] Komvopoulos, K. u. Ye, N.: Three-Dimensional Contact Analysis of Elastic-Plastic Layered Media With Fractal Surface Topographies. Journal of Tribology 123 (2001) 3, S. 632–640
- [10] Paulkowski, D., Vissing, K. u. Santos, M. I.: Kostengünstige plasmapolymere Beschichtung von Radialwellendichtringen zur Reduzierung von Reibung und Verschleiß. ZVO Oberflächentage. 2015
- [11] Schmidt, S., Paulkowski, D. u. Vissing, K.: Friction reduction due to plasmapolymERIC coating in spite of lubrication deficiency. Reibung, Schmierung und Verschleiß. Forschung und praktische Anwendung. 2016, 53/1-53/8
- [12] Oliver, W. C. u. Pharr, G. M.: An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments. Journal of Materials Research 7 (1992) 6, S. 1564–1583
- [13] Kleine Fluor Fibel, Fluor Technik System GmbH, Lauterbach 2017
- [14] Roache, P. J.: Perspective. A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. Journal of Fluids Engineering 116 (1994) 3, S. 405–413
- [15] Arghir, M. u. Roucou, N.: Theoretical Analysis of the Incompressible Laminar Flow in a Macro-Roughness Cell. Journal of Tribology 125 (2003) 2, S. 309–318

IROX® 2 – Neue Hochleistungs-Polymerbeschichtung für Gleitlager

Verbesserte Fressicherheit beim Einsatz von Stahlkurbelwellen, insbesondere für extrem glatte Kurbelwellen in Verbindung mit niedrigviskosen Motorölen

Dipl.-Ing. (FH) **Joachim Häring**,
Federal-Mogul Wiesbaden GmbH, Wiesbaden

Kurzfassung

Immer schärfer werdende gesetzliche Vorgaben im Hinblick auf CO₂-Emissionen erfordern eine stetige Reibleistungsreduzierung im Bereich der Motormechnik. Neben den gängigen Praktiken wie der Reduzierung von Lagerdurchmesser & -breiten sowie der Leckagereduzierung, insbesondere im Bereich der Hauptlagerung, kommen immer niedrigviskosere Motoröle zum Einsatz. Im tribologischen Zusammenspiel von Oberflächen haben diese einen nicht zu vernachlässigenden Anteil an der Reibleistung. Der Trend zu immer feineren Kurbelwellen im Zusammenspiel mit den niedrigviskosen Ölen hat unter bestimmten Bedingungen die Limits bisheriger Lagerwerkstoffe aufgezeigt. Hier setzt die Entwicklung der neuen Hochleistungs-Polymerbeschichtung für Gleitlager **IROX® 2** an.

1. IROX® – Eine Erfolgsgeschichte

2012 führte Federal-Mogul eine Polymerbeschichtung ein, welche aufgrund ihrer hervorragenden Verschleißseigenschaften (siehe Bild 1) insbesondere für Start-Stopp & Hybridmotoren entwickelt wurde.

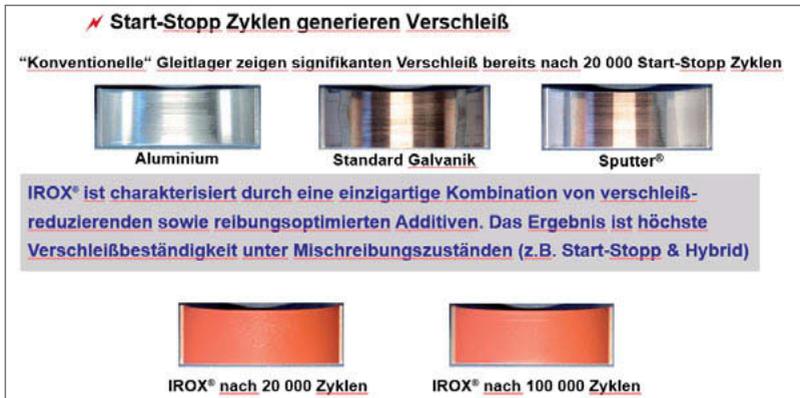


Bild 1: Verschleißverhalten IROX® im Vergleich zu anderen Lagerwerkstoffen

Eine weitere positive Eigenschaft dieser Polymergleitschicht ist, dass sie das Belastungsniveau von Aluminiumsubstratwerkstoffen erhöht. Somit wird die Leistungsfähigkeit des klassischen Aluminium 2-Stoff-Lagers deutlich gesteigert.

IROX® kann ebenfalls auf Bronze-Substratwerkstoffen appliziert werden und ist somit auch für Pleuellageranwendung mit hoher spezifischer Belastung einsetzbar.

Die Gleitschicht wird im Sprühverfahren aufgebracht und anschließend ausgehärtet. Eine spezielle Vorbehandlung führt zu einer extrem hohen Anbindung zwischen Polymergleitschicht und Substratwerkstoff. Bester Beweis dafür ist, selbst nach mehr als 170 Millionen gelieferter Lagerschalen, ist kein einziger Ausfall aufgrund von Bindungsschwäche zu verzeichnen!

Die typische Schichtdicke für diesen Werkstoff liegt bei 6...12µm. Andere Schichtdicken sind bei Bedarf darstellbar. Die Bild 2 zeigt den prinzipiellen Aufbau der IROX® Gleitschicht.

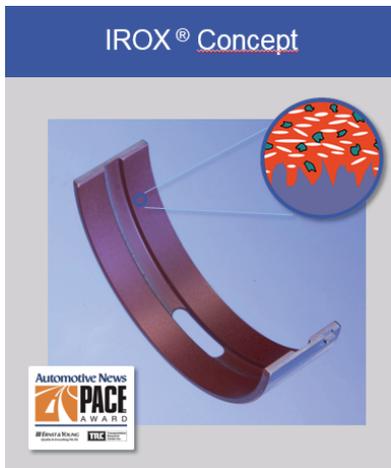


Bild 2: Konzept IROX® Gleitschicht

Die Gleitschicht besteht aus einem PAI Grundwerkstoff und enthält sowohl Hart- als auch Weichpartikel. Diese erhöhen einerseits die Verschleißfestigkeit, andererseits die Fresssicherheit.

Darüber hinaus hat sich die IROX® Gleitschicht in Verbindung mit Graugußkurbelwellen hervorragend bewährt. Die Bild 3 zeigt hier beeindruckend den Unterschied von IROX® im Vergleich zu einem herkömmlichen Sputter® Lager.

✓ Oberflächentopographie einer Gußkurbelwelle – generiert hohen Verschleiß

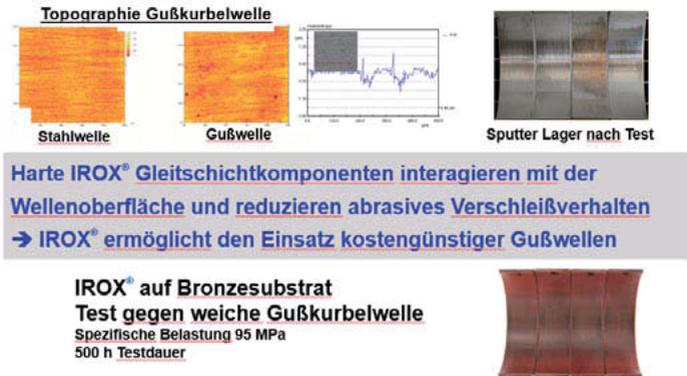


Bild 3: IROX® Performance gegen Gußkurbelwelle

2. IROX® 2 – Entwicklungsziele

Aus den eingangs erwähnten Erkenntnissen während der Motorenentwicklung mit IROX®, wurden neben der Fresssicherheit gegen feine Stahlkurbelwellen in Verbindung mit niedrigviskosen Ölen zusätzliche Entwicklungsziele formuliert:

- Steigerung der Anpassungsfähigkeit
- Verbesserung des Einlaufverhaltens
- Verbesserung der Partikelverträglichkeit
- Steigerung der Belastungsfähigkeit im Segment hochbelastungsfähiger Pleuellager
- Produktion auf vorhandenen Beschichtungsanlagen

Die erweiterten Entwicklungsziele führten zwangsläufig auch zur Entwicklung neuer Testverfahren. Diese sind heute fester Bestandteil bei der Entwicklung neuer, bleifreier Lagerwerkstoffe.

3. Entwicklungsprozess, neue Testverfahren, Komponententestergebnisse

Bild 4 stellt den Entwicklungsprozess bleifreier Lagerwerkstoffe bei Federal-Mogul dar. Stand bis vor wenigen Jahren noch (fast ausschließlich) die spezifische Belastungsfähigkeit im Hauptfokus der Entwicklung, nehmen mittlerweile Eigenschaften wie Fresssicherheit, Partikelverträglichkeit, Anpassungsfähigkeit und Verschleiß einen mindestens ebenso hohen Stellenwert ein. Diese erweiterten Testverfahren sind in hellblauer Farbe unterlegt.

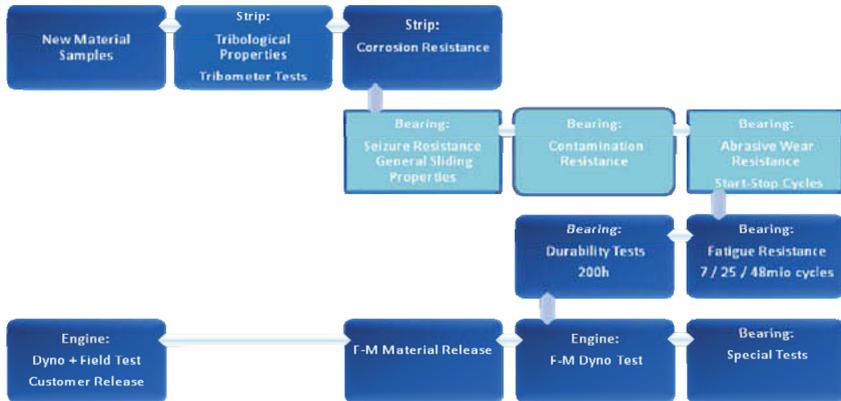
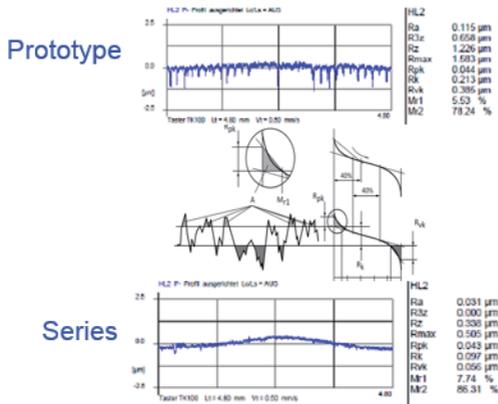


Bild 4: Entwicklungsprozess Gleitlagerwerkstoffe bei Federal-Mogul

Wie sich aus Benchmarks verschiedener Dieselmotoren ergab, scheint die Oberflächenrauheit einen nicht unerheblichen Beitrag zur Fressneigung zu leisten.

Der Benchmark innerhalb einer Motorenentwicklung zeigte u.a. deutliche Unterschiede zwischen den Prototypen-Kurbelwellen im Vergleich zu den Serien-Kurbelwellen (siehe Bild 5).

OEM I4 Diesel - Prototype vs. Series



- Roughness prototypes different to series production (Rvk 0,3µm vs. Rvk 0,3µm)
- “Valleys” (Rvk) seems to have an influence on bearing seizure behavior

Bild 5: Rauheitsvergleich Prototypen-Kurbelwelle vs. Series-Kurbelwelle

Fresstests bei F-M belegen die Vermutung, dass durch den Einsatz eines feinen Lagerzapfens ($Rvk=0,1\mu\text{m}$) sich deutliche Unterschiede hinsichtlich der Temperaturentwicklung am Laufzapfen ergeben.

Vergleichend zu IROX® Lagerschalen gegen einen feinen Laufzapfen wurden Gleitlager mit einer metallischen Gleitschicht (Sputter®) gefahren.

Wie die visuellen Erscheinungsbilder der Laufzapfen belegen, verursacht eine „raue“ Zapfenoberfläche eine geringere Temperaturentwicklung gegenüber eines „feinen“ Laufzapfens. Explizite Temperaturmessungen wurden hierbei nicht durchgeführt, da die Laufbilder eindeutig sind.

Es ist somit naheliegend, dass vergleichend zum Prinzip beim Honen von Zylinderlaufbahnen, die „Täler“ (Rvk) als Ölreservoir wirken und sich insbesondere beim Startvorgang (hohe Mischreibungsanteile) auswirken.

Niedrige Rvk -Werte ($0,1\mu\text{m}$) stellen somit höhere Anforderungen an das Fressverhalten von Gleitschichten gegenüber einem hohen Rvk ($0,3\mu\text{m}$).



Bild 6: Temperaturentwicklung in Abhängigkeit der Lagerzapfenrauheit

Das neue Testverfahren welches es nun im Hinblick auf die IROX® 2 Polymereleitschicht zu entwickeln galt, trägt insbesondere den einleitend erwähnten Anforderungen Rechnung.

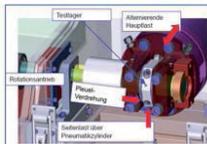
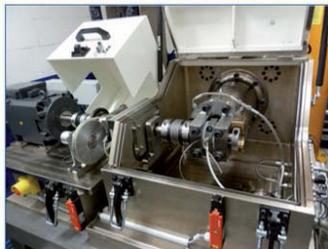
- Sehr glatte Stahlwelle $RZ=0,7\mu\text{m}$, $Rvk=0,13\mu\text{m}$
- Niedrigviskoses Motoröl 0W20
- Hohe Seitenlast (1,7kN) → Simulation Riemenzug in Teilungsebene
- Sinusförmige Hauptlast (Steigerung bis 127MPa)
- Ergebnisbewertung nach kurzen Laufzeiten

Referenz für das Testverfahren stellten Laufbilder gefressener IROX®-Hauptlagerschalen dar, welche im Testverfahren reproduziert werden mussten, siehe Bild 7.



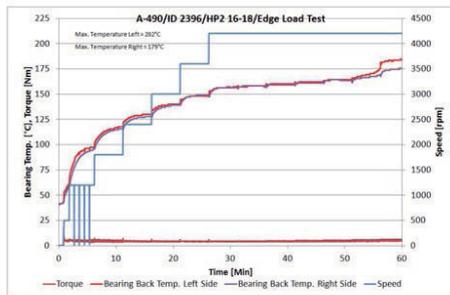
Bild 7: Im Motor gefressene IROX®-Hauptlagerschalen

Nach einer Vielzahl von Vorversuchen konnte ein Testablauf definiert werden, welcher bereits nach kurzer Laufzeit (<10 Minuten) die IROX® Gleitschicht sicher zum Lagerfresser bringt. Eine Darstellung des Prüfstands sowie des Testverfahrens zeigt die Bild 8.



Nautilus Test

- Sinusoidal main load
- Conrod tilted, side load 1.7kN
- Shaft roughn.: Rz=0.7µm, Rvk=0.13µm
- LUKOIL Genesis MC 0W20



Test Cycle

- Load increase to 60MPa @ 1200rpm, 5 x 1min
- Speed increase to 4200rpm, 5 x 5min
- Load increase to 127MPa, 6 x 5min
- Measurement of bearing back temp. (l/r) and torque

Bild 8: F-M Seitenlast "Nautilus" – Aufbau und Testverfahren

Wie die Testergebnisse belegen, ist es nach Versuchen einer Vielzahl von Werkstoffvarianten (>200 Varianten) gelungen, einen neuen Polymerwerkstoff zur Marktreife zu bringen, welcher eine deutliche Verbesserung der Fresseigenschaften unter extremen Randbedingungen aufweist.

Die neue Polymergleitschicht IROX® 2 läuft sowohl mit Bronze- als auch mit Aluminiumsubstrat bis annähernd zur höchsten Laststufe (127MPa) durch (siehe Bild 9). Es ist zu erwähnen, dass unter diesen Testbedingungen eine Laufzeit >30 Minuten ein hervorragendes Ergebnis darstellt.

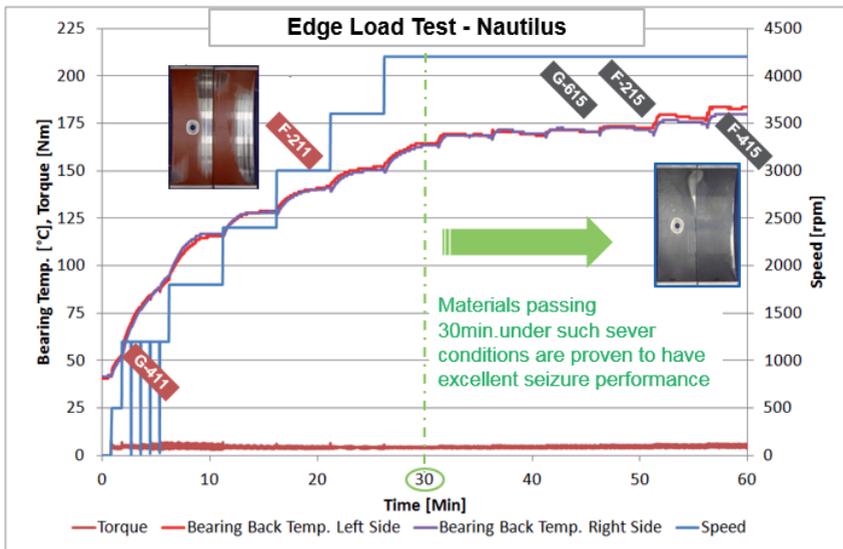


Bild 9: F-M Seitenlast "Nautilus" – Testergebnisse IROX® vs. IROX® 2

Um die Testergebnisse des „Nautilus“-Seitenlasttests im Motor sowie die Wirksamkeit des Testverfahrens zu bestätigen, wurde im Anschluss ein R4-Zylinder Dieselmotor mit IROX® 2 Hauptlagern aufgebaut.

Die Lagerschalen erhielten bewusst keinen Einlauf. Die Laufergebnisse können als hervorragend bezeichnet werden (siehe Bild 10).

Es kann festgehalten werden, dass sich das gewählte Testverfahren bewährt hat. Der „Nautilus“-Seitenlasttests“ ist mittlerweile fester Bestandteil bei der Entwicklung neuer F-M Lagerwerkstoffe.

I4 Diesel Main Bearings F-215 vs. F-211 - 60MPa

(Engine stress test with no break in, severe edge load conditions and low viscosity oil 0W20)

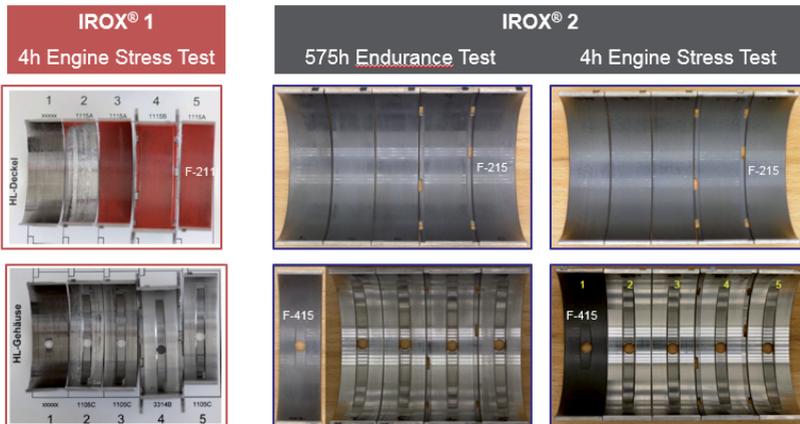


Bild 10: R4 Dieselmotor - Testergebnisse IROX® vs. IROX® 2

Neben dem Fressverhalten, sollte trotz hoher Anpassungsfähigkeit der neuen Polymer Gleitschicht, die Verschleißbeständigkeit ausreichend hoch für Start-Stopp und Hybridanwendungen sein.

Die Verschleißbeständigkeit unter Start-Stopp Bedingungen wird in einem speziellen Komponententest mit einem hohen Startgradienten durchgeführt (siehe Bild 11). Die spezifischen Belastungen bewegen sich mit maximal 6 MPa auf einem verhältnismäßig niedrigen Niveau, allerdings wird dieses konstant gehalten und bewegt sich weitestgehend im Mischreibungsgebiet. Die Anzahl der Startzyklen wurde als Standard auf 15.000 festgelegt. Für einzelne Werkstoffe werden auch bis zu 50.000 Zyklen und sogar bis zu 200.000 Zyklen gefahren. Auf Kundenwunsch können auch längere Zyklen gefahren werden.

Aufgrund der eingangs erwähnten Randbedingungen, wurde auch dieser Test auf niedrigviskoses Öl (0W20) sowie feinen Laufzapfen (Rvk 0,1µm) umgestellt.

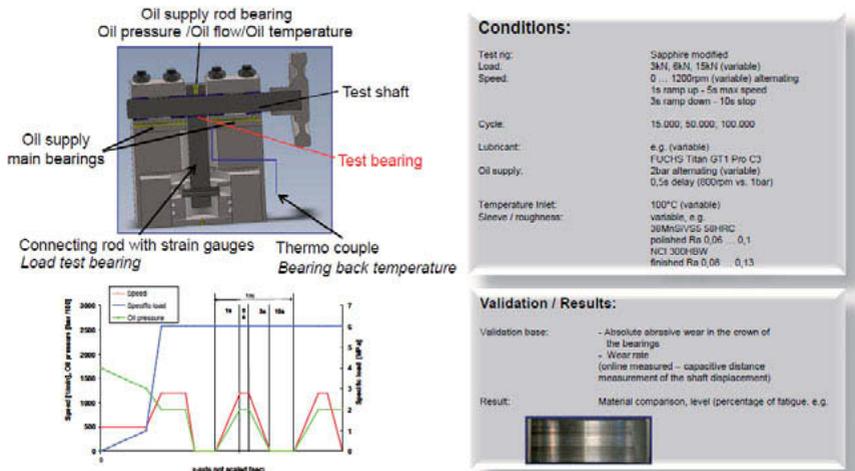


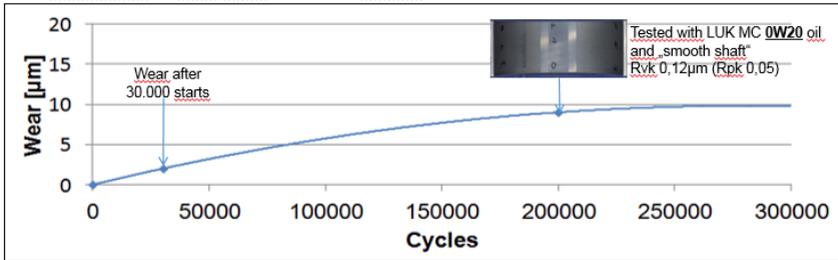
Bild 11: Testverfahren zur Ermittlung der Verschleißbeständigkeit bei Federal-Mogul

Für IROX® 2 konnte ebenfalls eine hervorragende Verschleißbeständigkeit nachgewiesen werden, wie Bild 12 zeigt.

Nach 200.000 Starts ist gerade der Übergangsbereich der Polymergleitschicht zum Substrat erreicht.

Aufgrund der speziellen Vorbehandlung von IROX® sowie IROX® 2 zeichnen sich beide Werkstoffe durch höchste Verschleißbeständigkeit, selbst nach Erreichen des Übergangsbereiches aus!

Test Conditions: 6 MPa Load / 200.000 Cycles



| | F-415 „blasted“ | F-415 NOT „blasted“ |
|--|--|--|
| Sapphire Stop/Start 50k Cycles /6 MPa |  Wear: 6µm |  Wear: 18 µm |

| Microcut | Conclusion |
|---|--|
|  | <ul style="list-style-type: none"> ✓ remaining extreme small Al₂O₃ particles in the substrate ✓ Al₂O₃ particles giving excellent wear resistance once the polymer layer is worn ✓ no risk of seizure! Proven in >170 million engines |

Bild 12: Verschleißbeständigkeit von IROX® 2 unter Start-Stopp Bedingungen

In den weiteren für Gleitlager wichtigen Disziplinen wie Ermüdungsfestigkeit sowie Partikelverträglichkeit konnten ebenfalls Verbesserungen mit IROX® 2 erzielt werden (siehe Bild 13).

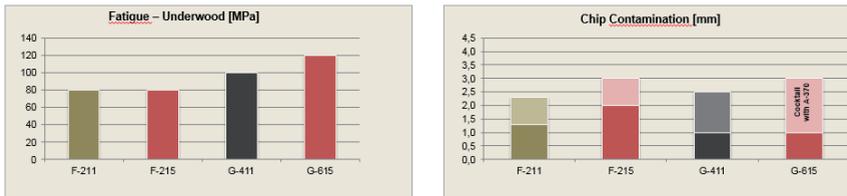


Bild 13: Ermüdungsfestigkeit sowie Partikelverträglichkeit von IROX® 2

Eine am Komponentenprüfstand bereits getestete Ermüdungsfestigkeit von bis zu 120MPa auf Bronzebasis, lässt IROX® 2 sogar in den Bereich von Sputter® Lagern vordringen.

4. Motortestergebnisse - Auszug

Aufgrund der hervorragenden Ergebnisse in fast allen Disziplinen wird IROX® 2 derzeit in vielen Motorenentwicklungsprojekten erprobt. Eine Auswahl von Testergebnissen zeigen die Bilden 14 bis 16.

14 Diesel Rod Bearings G-615 vs Sputter - 105MPa

(Engine test with low viscosity oil 0W30)

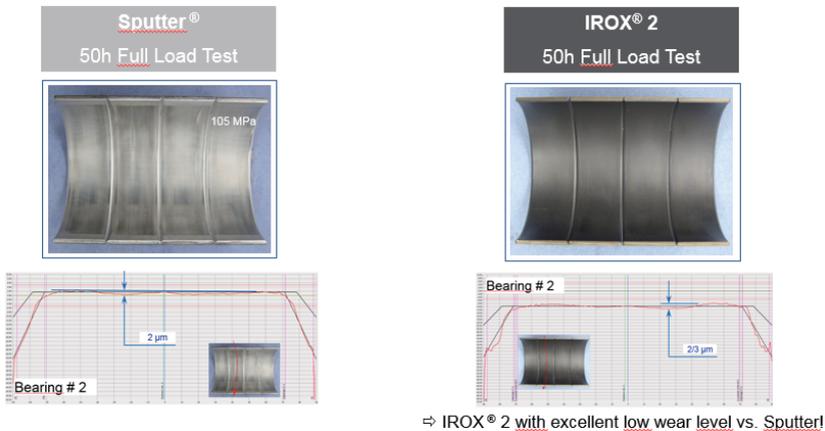


Bild 14: R4 Diesel Motortestergebnis Pleuellager IROX® 2 (G-615)

14 Gasoline Rod Bearings F-215 and Main Bearings F-415

(Engine test with low viscosity oil 0W20)



14 Gasoline Rod Bearings G-415/F-415

(Engine test with low viscosity oil 0W20)

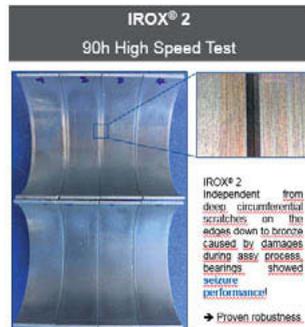


Bild 15: R4 Otto Motortestergebnis Haupt- und Pleuellager IROX® 2 (diverse)

**I6 HD Rod Bearings G-615 and
Main Bearings G-615 & F-215**
(Engine test with oil 5W30)

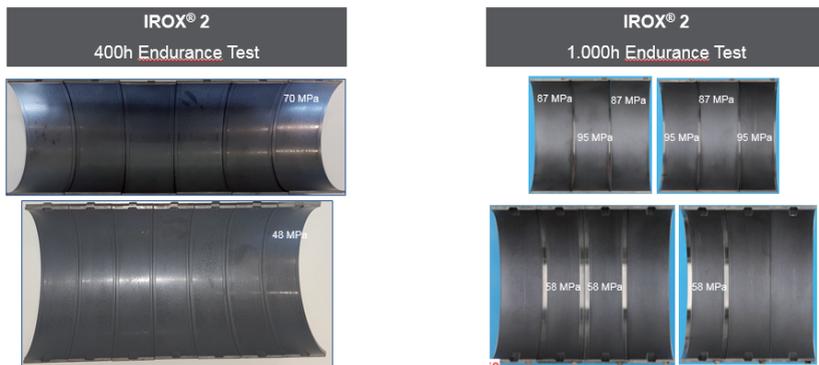


Bild 16: R6 HD Nutzfahrzeug Haupt- und Pleuellager IROX® 2 (G-615 & F-215)

Die bislang ausnahmslos positive Motorenerprobung in unterschiedlichsten Anwendungen (kein einziger Motorschaden!) ist extrem ungewöhnlich für einen neu eingeführten Gleitlagerwerkstoff.

Aufgrund dieser Ergebnisse erfolgt bereits in 2018 der erste SOP und weitere Nominierungen liegen bereits vor. Es kann davon ausgegangen werden, dass IROX® 2 nahtlos an den Erfolg der ersten IROX® Generation anknüpft.

IROX® wird weiterhin seine Vormachtstellung in Punkto Verschleißbeständigkeit halten und somit parallel zu IROX® 2 angeboten.

5. Zusammenfassung

Um zukünftige Anforderungen hinsichtlich der CO₂ Emissionsgrenzen gerecht zu werden, wurde mit IROX® 2 eine neue Hochleistungs-Polymergleitschicht entwickelt. Diese trägt Rechnung an moderne niedrigviskose Motorenöle in Kombination mit sehr feinen Stahlkurbelwellen.

Hierfür wurde mit dem „Nautilus“-Seitenlasttest eigens ein neues Testverfahren entwickelt, welches unter extrem verschärften Randbedingungen die Fresseigenschaften von Gleitlagerwerkstoffen prüft. Hierbei konnte nachgewiesen werden, dass die Performance der bestehenden und millionenfach bewährten IROX®-Technologie nochmals deutlich verbessert werden konnte. Im anschließenden Motortest konnte das exzellente Ergebnis des Komponententests bestätigt werden.

Die Verschleißbeständigkeit der Gleitschicht wurde nur unwesentlich zu Gunsten der Fress-eigenschaft reduziert. Start-Stopp Zyklen von 200.000 Starts erreichten gerade einmal den Übergangsbereich der Gleitschicht zum Substrat. Aufgrund der einzigartigen Vorbehandlung von IROX®-Gleitschichten ist im weiteren Betrieb nur mit einem sehr geringen Verschleiß zu rechnen.

IROX® 2 hat sich bereits kurz nach Entwicklungsfreigabe in unzähligen Motorvarianten (Diesel, Benzin, HD/MD) bewährt.

Aufgrund der hohen Belastungsfähigkeiten (>100MPa) dringt IROX® 2 auf Bronzebasis sogar in Bereiche vor welche bislang ausschließlich Sputter® Lagern vorbehalten waren.

Bislang ist kein einziger Ausfall bekannt geworden, was für einen neuen Gleitlagerwerkstoff als außergewöhnlich bezeichnet werden kann!

Der erste SOP erfolgt noch in 2018 und weitere Nominierungen liegen bereits vor.

IROX® 2 kann auf den bestehenden Produktionslinien hergestellt werden.

Bleifreie Hochleistungsgleitlager für große Verbrennungsmotoren

Dipl.-Ing. **Edgar Gust**, Dr.-Ing. **Kostyantyn Gzovskyy**,
ZOLLERN BHW Gleitlager GmbH & Co. KG, Braunschweig

Kurzfassung

Gleitlager auf Basis Bleibronze mit zusätzlichen Gleitschichten sind bewährter Standard in großen Verbrennungsmotoren. Diese bleihaltigen Gleitlagerwerkstoffe sind heute in KFZ bis 3,5 t verboten, über 3,5 t und für off Highway Fahrzeuge ist ein Verbot zu erwarten. Ein Verbot auch für Großmotoren ist daher nur eine Frage der Zeit. Im November 2014 gab es bereits eine Anfrage zum Thema Blei in Gleitlagern von Großmotoren vom Öko Institut der Europäischen Kommission, aufgehängt an NRMM = Non Road Mobile Machinery, wozu auch Eisenbahnen und Schiffe gehören, an Euromot = European Association of Internal Combustion Engine Manufacturers, das von Euromot am 27.11.2014 mit einem Positionspapier beantwortet wurde. Euromot stellt in seinem Papier klar heraus, dass es heute keine bleifreien Substitute gibt und dass eine Umstellung auf bleifreie Gleitlager mindestens 5 Jahre dauert, nachdem entsprechende Werkstoffe zur Verfügung stehen.

Aktuelle bleifreie Bronzen sind für Großmotoren nicht oder aufgrund der verfügbaren oder herstellbaren Abmessungen nur eingeschränkt verwendbar. Für die Gleitlager von Großmotoren müssen daher alternative bleifreie Lösungen erarbeitet werden. Prinzipiell sind sowohl Werkstoffe auf Kupferbasis als auch solche auf Aluminiumbasis denkbar. Basierend auf den Erkenntnissen mit bleifreien Kupferbasis Werkstoffen aus dem Automotive Bereich sind daher Aluminiumbasis Hochleistungsgleitlagerwerkstoffe ein erfolgversprechenderer Lösungsansatz. Monotektische Legierungen, zu denen auch das Cu-Pb System gehört, haben in der praktischen Anwendung ihre hohe Zuverlässigkeit auch unter Mischreibung und Mangelschmierung unter Beweis gestellt. Darüber hinaus weisen die Legierungen dieser Systeme im Vergleich zu Legierungen vom eutektischen Typ Al-Sn eine höhere Dauerfestigkeit auf. Dies ist auf eine günstigere Verteilung der Weichphase in der Legierungsstruktur zurückzuführen. Bei Al-Sn Legierungen hingegen schwächt Zinn, das an den Korngrenzen des Primäraluminiums haftet, die Kohäsion der Körner, insbesondere bei höheren Temperaturen, wie sie typischerweise bei der Verwendung des Gleitlagers in einem Verbrennungsmotor auftreten.

Als Alternative verfügen monotektische Legierungen auf Al-Bi-Basis über sehr gute tribologische und Ermüdungseigenschaften. Diese Eigenschaften werden jedoch nur bei einer homogenen Struktur der Legierung erreicht. Um eine homogene Struktur von monotektischen Legierungen zu erreichen, wurde eine Theorie und ein Verfahren zur industriellen Herstellung von innovativen Gleitlager Legierungen auf Al-Bi-Basis entwickelt und patentiert, Versuchslager hergestellt und auf dem dynamischen Zollern BHW Gleitlagerprüfstand getestet. Theorie und Versuchsergebnisse werden in unserer Arbeit vorgestellt.

1.1 Entwicklung eines bleifreien Lagerwerkstoffes mit Bleibronze ähnlichen Leistungs- und tribologischen Eigenschaften

Verfügbare bleifreie Bronzen zeigen hohe Leistung, aber sehr begrenzte tribologische Eigenschaften. Auf der anderen Seite zeigen Aluminium-Zinn-Legierungen gute tribologische Eigenschaften, aber begrenzte Leistung. Der verhältnismäßig hohe Zinngehalt in Aluminium-Zinn-Legierungen führt beim Gießen zur Bildung eines an den Korngrenzen zusammenhängenden Zinnnetzes, das die Belastbarkeit dieser Legierungen speziell bei höheren Temperaturen erheblich beeinträchtigt. Es ist bekannt, dass Bismut im Vergleich zu Zinn als weiche Phase in der Aluminium-Matrix Vorteile bietet. Bismut weist einen höheren Schmelzpunkt als Zinn auf und kann daher bei höheren Temperaturen eingesetzt werden. Durch spezielle Gieß- und Wärmebehandlungsmaßnahmen ist es möglich, eine massive Anreicherung des Bismuts an den Korngrenzen der Gleitlagerlegierung zu vermeiden und eine hinreichend gleichmäßige und feine Verteilung der Bismutröpfchen im Gefüge zu erhalten. Die Aluminium-Bismut-Legierung bildet ein monotektisches Gefüge aus, in dem eine feine und gleichmäßige Verteilung der Bismutröpfchen zu einer Verbesserung der Belastbarkeit und der tribologischen Eigenschaften gegenüber Aluminium-Zinn-Legierungen führt. Aufgrund dieser Tatsachen entscheiden wir uns, Bismut als weiche Phase zu verwenden. Da die Gusstechnologie für Bismut enthaltende Bronze nicht beherrschbar ist - Sintern ist vielleicht möglich - wir konzentrieren uns auf die Aluminiumbasis. Aluminium-Bismut hat bereits im ESA-Monophas-Projekt gezeigt, dass es grundsätzlich funktioniert.

1.2 Potenzial von Hochleistungslagern und Buchsen aus Al-Bi-Legierungen auch bei erhöhten Temperaturen

Die Dauerfestigkeit und Belastbarkeit von Al-Bi-Legierungen ist signifikant höher als die von Al-Sn-Legierungen [1, 2]. Die tribologischen Eigenschaften von Bismut sind denen von Zinn deutlich überlegen [3]. Außerdem zeigt Bismut eine relativ hohe Härte. Die Solidustemperatur von Aluminium-Bismut-Legierungen (270 °C) ist vorteilhafterweise höher als von Aluminium-

Zinn-Legierungen (228 °C). Zu guter Letzt ist Bismut kostengünstiger als Zinn. Die Erhöhung der Erstarrungsgeschwindigkeit und ein neuer Härtemechanismus führen zu einer deutlich erhöhten dynamischen Belastbarkeit, Beständigkeit gegen Ermüdung, Verschleiß, Korrosion, Kavitation und Festfressen.

Legierungen auf Basis des monotektischen Systems Al-Bi weisen im Vergleich zu den Legierungen Al-Sn oder Sn-Sb-Cu vom eutektischen Typ eine signifikant höhere Dauerfestigkeit auf. Dies liegt an einer günstigeren Verteilung der weichen Phase in der Legierungsstruktur. Daher sind diese Legierungen potentielle Kandidaten für den Ersatz von Legierungen auf Kupfer-Blei-Basis. Das Hauptproblem bei der Herstellung von Legierungen auf der Basis des Aluminium-Bismut-Systems ist die Erzielung einer gleichmäßigen Verteilung der Bismuteinschlüsse in Aluminium. Frühere Versuche, dieses Problem zu lösen, waren nur teilweise erfolgreich [1-3], und bis heute ist die praktische Anwendung von Gleitlagern auf der Basis des Aluminium-Bismut-Systems äußerst begrenzt, obwohl die Eigenschaften dieser Legierungen wesentlich höher sind als die der verwendeten Legierungen. Dies ist auf das Vorliegen einer monotektischen Umwandlung im Phasendiagramm des Aluminium-Bismut-Systems zurückzuführen (Bild 1).

Wie aus Tabelle 1 ersichtlich, ist der Unterschied in der Atommasse und der Dichtedifferenz von Bismut und Aluminium signifikant größer als der Unterschied in der Atommasse und der Dichtedifferenz von Blei und Kupfer. Dies macht die Aufgabe, Legierungen auf der Basis von Aluminium-Bismut in guter Qualität zu erzeugen, viel komplexer als die von Legierungen auf der Basis von Kupfer-Blei-System. Somit ist die Lösung des Problems der industriellen Herstellung von Legierungen auf der Basis des Aluminium-Bismut-Systems mit der Notwendigkeit verbunden, die Theorie der Steuerung der Kristallisation von monotektischen Legierungen weiterzuentwickeln. Zur gleichen Zeit, basierend auf den Daten in Tabelle 1, haben wir den Faktor der Schwerkraft als wichtigsten Einfluss auf die Bildung der Struktur der monotektischen Legierungen in diesem Stadium der Forschung ermittelt. Gleichzeitig schließen wir die wichtige Rolle anderer Faktoren nicht aus, wie: die chemische Zusammensetzung der Legierung, das Vorhandensein nichtmetallischer Einschlüsse in der Schmelze, die Kornfeinung, die Metastabilität der Schmelze, die Konvektion der Schmelze, die Diffusion. Auch der Einfluss von technologischen Faktoren wie: Abkühlgeschwindigkeit, Überhitzungstemperatur und Gießtemperatur, der Effekt der Schmelzemischung, der in unserer zukünftigen Arbeit vorgestellt wird.

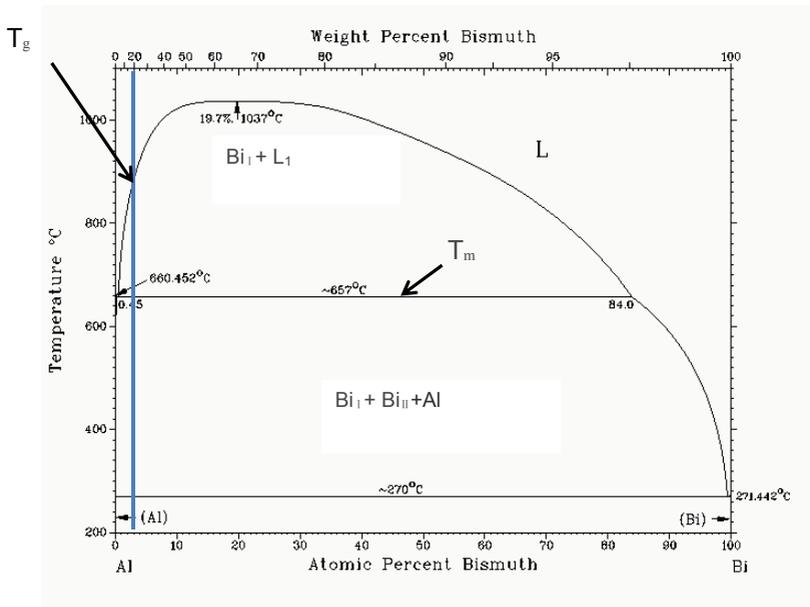


Bild 1: Bismut - Aluminium-Zustandsdiagramm

Tabelle 1: Der Unterschied in der atomaren Masse und dem Atomradius der Elemente

| Element | Atommasse, u | Atomradien, pm | Dichte, g/cm ³ | Atommasse Differenz | Atomradien Verhältnis | Dichtedifferenz |
|---------|--------------|----------------|---------------------------|---------------------|-----------------------|-----------------|
| Al | 26,98 | 125 | 2,7 | 182 | 1,28 | 7,08 |
| Bi | 208,98 | 160 | 9,78 | | | |
| Cu | 63,546 | 135 | 8,92 | 143,65 | 1,33 | 2,42 |
| Pb | 207,2 | 180 | 11,34 | | | |

Der Grund für eine Entmischung im flüssigen Zustand liegt hauptsächlich in der sehr großen Dichtedifferenz, Atomradiendifferenzen und Atommassedifferenzen, welche die Störung der Struktur- und Bindungsverhältnisse auch im flüssigen Zustand verursachen (Tabelle 1).

2. Theoretische Grundlagen für die Herstellung von monotektischen Legierungen mit einer gleichmäßigen Verteilung der Weichphase

2.1 Besonderheiten bei der Kristallisation von monotektischen Legierungen

Die Mischungslücke ist durch eine Temperaturgrenze (T_g) gekennzeichnet, die sich in dem als Bild 1 beigefügten Zustandsdiagramm für eine Aluminium-Bismut-Legierung mit einem Bismutgehalt von 3 at. % bei 880 °C befindet. Oberhalb dieser Grenztemperatur T_g , oberhalb der Mischungslücke, sind monotektische Legierungen einphasig (L), bestehen also nur aus einer Schmelze. Unterhalb des T_g bildet sich aus der homogenen Schmelze beim Abkühlen primäres flüssiges Bismut (Phase Bi_I) bei der primären Phasenumwandlung.

Die Aluminiummatrix befindet sich hier noch in flüssiger Form (Phase L1). Diese Schmelze L1 enthält keine große Menge Bismut in gelöster Form (0,45 At.-% Bi bei 657 °C). Wenn die Temperatur der monotektischen Umwandlung erreicht ist, führt die Reaktion zur Bildung von sekundären Einschlüssen von Bismut (Phase Bi_{II}) und einer Aluminiummatrix.

Aufgrund der Dichteunterschiede zwischen Aluminium ($\rho = 2,7 \text{ g/cm}^3$) und Bismut ($\rho = 9,78 \text{ g/cm}^3$) im festen Zustand weisen die Aluminium reiche Schmelze und die Bismut reiche Schmelze ebenfalls einen merklichen Dichteunterschied auf. Das spezifisch schwerere Bismut reiche Schmelze sinkt auf den Boden des Schmelztiegels oder der Gießform, das leichtere schmelzflüssige Aluminium liegt obendrauf.

2.2 Marangoni-Bewegung

Zum anderen wird der Wachstumsprozess der gefällten Tröpfchen durch ihre Beweglichkeit in der flüssigen Matrix beeinflusst. Die Bismuttröpfchen, die getrennt werden, wenn die Entmischungstemperatur unterhalb des Temperaturbereichs der Probe liegt, werden durch die Temperaturabhängigkeit der Grenzflächenspannung verursacht. Diese sogenannte Marangoni-Bewegung findet in Richtung der höchsten Temperatur gegenüber dem steilsten Temperaturgradienten statt. Da die Geschwindigkeit der Marangoni-Bewegung proportional zur Größe der Tropfen ist, nehmen die größeren Teilchen die kleineren auf und vereinigen sich. Laut Young, Goldstein und Block ist die Marangoni-Driftgeschwindigkeit proportional zum Radius sowie dem Temperatur- und Konzentrationsgradienten. Die Gravitationskraft (F_g) und die Kraft der Marangoni-Bewegung (F_m) (Bild 2 a) wirken auf die Bewegung des Bismuttropfens in der aluminiumreichen Schmelze. Die resultierende Kraft ($F_g + F_m$) (Bild 2 b), die auf das Tröpfchen wirkt, kann zur Seigerung führen. Experimentelle Erfahrungen zeigen, dass der negative Effekt von Gravitationskräften und Marangoni-Bewegung neutralisiert werden kann durch optimale Wahl der Kristallisationsbedingungen.



Bild 2: Modell der Auswirkung von Abkühlbedingungen auf die Bildung der Struktur von Legierungen auf Basis monotektischer Systeme

Diese Modelldarstellungen sind vereinfacht, da sie den möglichen starken Einfluss vieler anderer Faktoren nicht berücksichtigen, wie zum Beispiel: die chemische Zusammensetzung der Legierung, das Vorhandensein nichtmetallischer Einschlüsse in der Schmelze, Kornfeinung, Metastabilität der Schmelze, Diffusion, Abkühlgeschwindigkeit, Überhitzungstemperatur und Gießtemperatur, der Effekt der Schmelzmischung, die in unseren zukünftigen Arbeiten prä-sentiert wird.

2.3 Analyse des Einflusses von Abkühlbedingungen auf die Bildung der Struktur in monotektischen Legierungen

Verschiedene statische und kontinuierliche Gießverfahren werden bewertet. Aufgrund der einheitlicheren Qualität und der sichereren Prozesssteuerung sind jedoch kontinuierliche Gießverfahren vorzuziehen.

Im Fall 1 (Bild 2 a) wird die Schmelze nicht bewegt (statisch oder Schwerkraftgießen) und die Abkühlung von unten erfolgt gegen die Schwerkraft F_g , die stärker ist als die Marangoni-Kraft F_m . Die Abkühlung erfolgt kontinuierlich über die untere Oberfläche und die primären Bismuttropfen werden durch die Schwerkraft F_g gegen die Erstarrungsfront gedrückt und bleiben daher in der Aluminiummatrix fein verteilt.

Im Fall 2 (Bild 2 b) wird die Schmelze ebenfalls nicht bewegt (statisch oder Schwerkraftgießen), sondern die Kühlung von den Seiten erfolgt senkrecht zur Gravitationskraft F_g , die stärker ist als die Marangoni-Kraft F_m . Die Kühlung erfolgt kontinuierlich über die Seitenflächen. Die primären Bismuttropfen werden nicht durch die Schwerkraft gegen die Erstarrungsfront gedrückt. Die Bismuttropfen sind daher nicht gleichmäßig verteilt und es bilden sich große Ausscheidungen.

Im Fall 3 (Bild 2 c) wird die Schmelze in Richtung der Gravitationskraft F_g (Stranggießen) bewegt und die Abkühlung erfolgt senkrecht zur Gravitationskraft F_g , die stärker ist als die Marangoni-Kraft F_m . Die Kühlung erfolgt kontinuierlich durch die Seitenflächen. Die primären Bismuttropfen werden nicht durch die Gravitationskraft F_g gegen die Erstarrungsfront gedrückt. Daher sind die Bismuttropfen nicht gleichmäßig verteilt und es bilden sich große Ausscheidungen.

Im Fall 4 (Bild 2 d) wird die Schmelze senkrecht zur Gravitationskraft F_g (Stranggießen) bewegt und die Abkühlung erfolgt über die Unterfläche gegen die Schwerkraft F_g , die stärker ist als die Marangoni-Kraft F_m . Die primären Bismuttropfen werden nicht durch die Gravitationskraft F_g gegen die Erstarrungsfront gedrückt. Daher sind die Bismuttropfen nicht gleichmäßig verteilt und es bilden sich große Ausscheidungen.

Im Fall 5 (Bild 2 e) wird die Schmelze unter einem definierten optimalen Winkel zur Gravitationskraft F_g (Stranggießen) bewegt und die Abkühlung erfolgt überwiegend senkrecht zur Ziehrichtung. Auf diese Weise liegen die Gravitationskraft F_g und die Marangoni-Kraft F_m auf der gleichen Wirkungslinie. Die primären Bismuttropfen werden durch die Gravitationskraft F_g gegen die Erstarrungsfront gedrückt und bleiben somit in der Aluminiummatrix fein verteilt. Aufgrund dieser Fakten beschreibt Fall 5 die einzige Methode, um reproduzierbare Qualität und Struktur zu erreichen.

3. Versuchsdurchführung

Die Schmelze der Legierung AlBi6Cu2Mn wurde in einem Widerstandsofen erzeugt. Technisch reine Komponenten Al 99,9 Gew.-%, Cu 99,98 Gew.-%, Bi 99,97 Gew.-%, Mn 99,99 Gew.-% wurden zur Herstellung der Legierung verwendet.

Zur Herstellung des Gleitlagermaterials werden in diesem Beispiel Gussbänder mit einem Querschnitt von 10 mm × 120 mm auf einer Stranggießanlage hergestellt [5]. Die Abkühlgeschwindigkeit entsprach etwa 100 °C/s. Die Kühlbedingungen wurden in Übereinstimmung mit den in Bild 2 e dargestellten Bedingungen organisiert. Die Gravitationskraft und die Marangoni-Kraft liegen nämlich auf der gleichen Wirkungslinie und senkrecht zur Kristallisationsfront [5]. Die primären Bismuttropfen werden durch die Schwerkraft gegen die Erstarrungsfront gedrückt und bleiben somit in der Aluminiummatrix fein.

Anschließend wird auf die ebenfalls gebürstete und entfettete AlBi6Cu2Mn-Legierung im Walzgerüst ein gebürsteter und entfetteter Haftvermittler aus einer Aluminiumlegierung mit der ersten Walzleiste (Band) aufgebracht. Die Dicke des plattierten Vorläufermaterials beträgt 4 mm. Dieser wird anschließend auf 1,3 mm in einem Walzdurchgang heruntergewalzt. Um die Plattierbarkeit des Aluminiumlagermaterialstreifens zu verbessern, wird dieser bei 370 °C für bis zu 3 Stunden getempert. Im nächsten Verarbeitungsschritt werden das Stahlband und das Aluminiumlagermaterialband in einer Plattierwalzwerk miteinander verbunden.

Zur Ermittlung der Dauerfestigkeit wurden die ZOLLERN BHW-Gleitlagerprüfstand eingesetzt (Bild 3). Diese Tests wurden dabei auf die folgenden Parameter eingestellt: Wellendurchmesser - 200 mm, Lagerbreite - 60 mm, Wellendrehzahl - 600 U / min, 2-Takt-Motorlastzyklustest mit Frequenz - 10 Hz, Öleinlasstemperatur - 55 °C. Diese Tests wurden unter Verwendung des Lagertyps Ø210/60/5, der Standardgröße für das Testlager, durchgeführt. Vergleichsversuche an stahlplattiertem AlSn40Cu-Standardmaterial wurden unter Verwendung der gleichen Lagerparameter und Testbedingungen wie für andere Legierungen durchgeführt, die in Tabelle 2 dargestellt sind.



Bild 3: Z-BHW Gleitlagerprüfstand

4. Ergebnisse

4.1 Struktur

Wie aus der Struktur der gegossenen $AlBi_6Cu_2Mn$ -Legierung nach dem Gießen hervorgeht (Bild 4), werden die Bismuteinschlüsse gleichmäßig verteilt. Es werden zwei Arten von Einschlüssen von Bismut beobachtet, der erste Typ sind Einschlüsse mit einer Größe von etwa 10 bis 20 μm , der zweite Typ sind Einschlüsse mit einer Größe von etwa 3-5 μm . Es ist am wahrscheinlichsten, dass Einschlüsse mit einer Größe von etwa 10 bis 20 μm Einschlüsse von primärem Bismut und Einschlüsse von einer Größe von etwa 3 bis 5 μm Einschlüsse von sekundärem Bismut sind. So wird bei der richtigen Organisation des Prozesses der Kristallisation und der optimalen Wahl anderer Parameter die Produktion der Legierung aufgrund der Ergebnisse der Pilot- und theoretischen Forschungen, die gleichmäßige Bismut Verteilung in der Matrix der Aluminiumlegierung schon im Laufe der Kristallisation erreicht. Wie es von der Struktur der gegossenen $AlBi_6Cu_2Mn$ -Legierung nach der Produktion sichtbar ist (Abb. 5), wird der Einschluss von Bismut auch im Lager nach seiner Produktion gleichmäßig verteilt. Eine Veränderung der Form der primären Bismuteinschlüsse von der Kugel zur Zigarre wird beobachtet, was mit einer Zunahme ihrer Größe bei der Verformung verbunden ist. Es ist anzumerken, dass bei der Durchführung unserer Untersuchungen in einigen Fällen eine teilweise und vollständige Rekoagulation von Bismuteinschlüssen beobachtet wurde. Dieser Effekt hing jedoch im Wesentlichen von dem technologischen Guss, Verformungs- und Wärmebehandlungs-Parametern der Legierung ab und wurde von uns nicht vollständig

untersucht. Es ist jedoch zu beachten, dass dieser Effekt für eine homogene Verteilung der Bismuteinschlüsse von großer Bedeutung ist daher in Zukunft von uns untersucht werden wird.

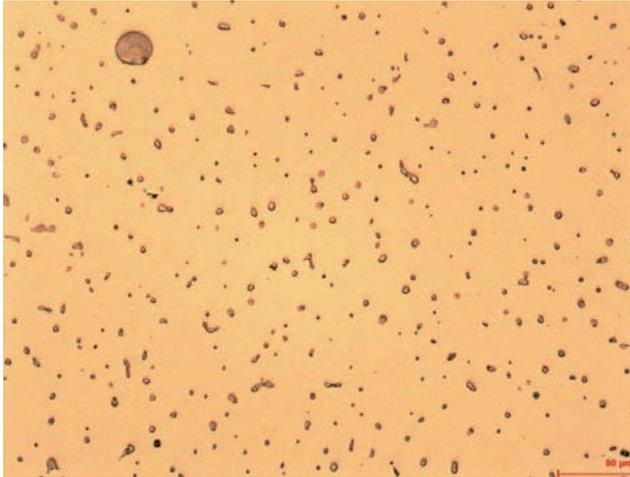


Bild 4: Struktur der Legierung AlBi5Cu2Mn; a - im Gusszustand x – 200



Bild 5: Struktur der Legierung AlBi5Cu2Mn im Lager nach der Produktion x – 50

4.2 Die Ergebnisse der tribologischen und mechanischen Tests

Aus den Ergebnissen der in Tabelle 2 angegebenen tribologischen Tests ist ersichtlich, dass aus der AlBi6Cu2Mn-Legierung hergestellte Lager die Standardlegierungen in den Ermüdungsfestigkeitstests deutlich überlegen sind.

Tabelle 2: Die Ergebnisse von tribologischen und mechanischen Tests

| Legierung | Ermüdungsgrenze auf dem Gleitlager Prüfstand | Härte, HB 5/31,5/30 |
|-----------------|--|---------------------|
| AlSn40 | 55 | 32 |
| SnSb8Cu3CdAsNi | 38 | 30 |
| SnSb12Cu6CdAsNi | 40 | 33 |
| AlBi6Cu2Mn | 75 | 56 |

5. Schlussfolgerungen

Es ist erwiesen, dass die Abkühlbedingungen für die Bildung der Struktur von monotektischen Legierungen von großer Bedeutung sind. Modelldarstellungen zum Einfluss der Abkühlungsbedingung auf die Verteilung der weichen Phase in Legierungen auf Basis monotektischer Systeme werden vorgeschlagen. Optimale Bedingungen für die Bildung einer Struktur mit einer gleichmäßigen Verteilung der weichen Phase werden bestimmt. Es wurden Vergleichstests mit Lagerlegierungen durchgeführt, und es wurde festgestellt, dass monotektische Legierungen im Vergleich zu eutektischen Legierungen eine erhöhte Ermüdungsfestigkeit aufweisen. Die erhöhte Ermüdungsfestigkeit einer monotektischen Legierung ist im Vergleich zu Legierungen vom eutektischen Typ mit einer lokalisierten Verteilung des weichen Bestandteils in seiner Struktur verbunden, was die Initiierung und das Wachstum von Ermüdungsrissen erschwert.

Die Ergebnisse dieses ersten Ansatzes sehen für uns sehr vielversprechend aus. Es ist jedoch noch ein Weg zu gehen, um das Ziel zu erreichen, Bleibronze-Materialien umfassend zu ersetzen. Als Bimetallgleitlager mit Stahlrücken verwendet, ist die Leistung dieses neuentwickelten Materials bereits heute 20 bis 30% höher als bei den tatsächlich verfügbaren bleifreien Materialien mit Einschlüssen der weichen Phase. Dies passt perfekt zu den Anforderungen von Windkraftwerke sowie Hauptlagern großer Verbrennungsmotoren. Im nächsten Schritt ist geplant, ein Material auf der gleichen Basis mit noch höherer Dauerfestigkeit zu entwickeln, das mit zusätzlichen Laufschriften durch Galvanik, Sputtern oder mit synthetischen Schichten, die für Pleuellager hochbelasteter große Verbrennung Motoren benötigt werden, eingesetzt wird.

Literatur

- [1] Tonn, B., Gzovskyy, K., Schwarze, H., Swoboda, S., Palkowski, H., Rudolph, K.: Entwicklung innovativer Gleitlagerwerkstoffe auf Al-Bi-Basis (Teil 1); Tribologie + Schmierungstechnik, 55, Jahrgang, 5/2008, S. 5 - 8
- [2] Schwarze, H., Swoboda, S., Palkowski, H., Rudolph, K., Tonn, B., Gzovskyy, K., Merger, R., Langbein, F.: Entwicklung innovativer Gleitlagerwerkstoffe auf Al-Bi-Basis (Teil 2); Tribologie + Schmierungstechnik, 55, Jahrgang, 6/2008, S. 12 - 16
- [3] US 6273970B1
- [4] Gust, E., Gzovskyy, K: Development of lead free sliding bearing materials for high dynamic loads. Theory of the formation of the structure of sliding bearings based on monotectic alloys, 16th EDF/Prime Workshop, Futuroscope, October 5 & 6, 2017 "Behaviour of journal and thrust bearings under transient and mixed lubrication regime"
- [5] WO2017016551A1

Optimierte Gleitlagerfunktion eines Pleuels durch die Integration in das große Auge

Optimiert für: Start-Stop, Einlaufverhalten, Mischreibung, hydrodynamische Reibung, Platzbedarf und Gewicht

Guenther Eitzinger,

Miba Coating Group - High Tech Coatings GmbH, Vorchdorf, Austria

Zusammenfassung

Die Funktionalisierung von Oberflächen beliebiger Bauteile durch Beschichtungen, im speziellen Fall die Integration der Gleitlagerfunktion im großem Pleuelauge, kann sowohl die Leistungsfähigkeit von Verbrennungsmotoren erhöhen, als auch Bauraum und Gewicht reduzieren. Die Potentiale reichen bis zur Verwendung niedrigviskoser Öle – Flüssigkeiten für weitere Reibungsreduktion im gesamten Motor.

Die ausgezeichnete Verschleißfestigkeit und hohe Belastbarkeit in Kombination mit einer verminderten Anzahl von Bestandteilen führt zu einer signifikanten Verkleinerung des Bauraums und zu einer Gewichtsreduktion. Auf der einen Seite sind weitere Belastungssteigerungen und damit Leistungssteigerungen bei Hochleistungsmotoren denkbar oder die Minimierung des Bauraums bei kleineren Motoren für Hybridanwendungen. Die Performance von Beschichtungen im Gleitlagerbereich ist stark von der Wechselwirkung der Beschichtung, Schmiermittel, der Öladditive, Gegenkörpermaterial, Relativgeschwindigkeiten und Umgebungsbedingungen abhängig. Wenn diese Wechselwirkungen bekannt sind ist man im Stande, die tribologischen Eigenschaften des gesamten Systems systematisch zu optimieren. Unsere Beschichtungen basieren auf der Technologie von Physical Vapor Deposition (PVD) und Polymertechnologie. Mit der PVD Technologie gibt es nahezu unbegrenzte Materialkombinationen im speziellen auch Gradientenschichten und Multilagenschichten, die auf fast allen Materialien wie Stahl, Titanlegierung, Aluminiumlegierung...anwendbar sind. Hochleistungspolymere mit verschiedenen Additiven werden in vielen Gleitlageranwendungen verwendet. Polymerüberzüge können als Monoschicht oder als Einlaufschicht verwendet werden. Das kann zu wirtschaftlichen und technischen Innovationen beitragen. Hochleistungspolymere mit verschiedenen Additiven werden in vielen Gleitlageranwendungen verwendet. Polymerüberzüge können als Mono-

schicht oder als Einlaufschicht in einem Mehrschichtlager verwendet werden. Diese Polymerüberzüge haben ein gutes Verschleißverhalten, einen niedrigen Reibkoeffizient von 0,03 - 0,08 und abhängig von den ausgewählten Additiven ein äußerst gutes Nottlaufverhalten. Gesamt Beschichtungsdicken im Bereich von 20 µm bis zu 150 µm als Single- oder Multilagensystem sind machbar. Typische getestete Varianten hatten 45 – 90 µm. Zusätzliche Vorteile sind der reduzierte Montageaufwand, geringere Fehlermöglichkeiten, Eliminierung von möglichen Reibrost und kleine Toleranzen. Alle Tests auch in für Gleitlager sehr anspruchsvollen Motorvarianten zeigten sehr gute Ergebnisse.

Abstract

Integration of special functions directly on parts by coating or surface treatment technology, in our special case here to integrate the sliding bearing function in conrod big end results in increased power or efficiency of combustion engines and can reduce weight and space. Potentials for the use of low viscosity fluids are given and can be enabler to reduce friction losses in the whole engine. Excellent wear-resistance and high load-ability in combination with a reduced number of components is the root cause for a reduction of design space and weight. On one hand a further power increase of existing engines can be possible or to minimize outside dimensions of small engines for hybrid application.

Performance of coatings is strongly defined by the interaction with the oil and oil additives, counterpart material, relative velocities and loads and surrounding conditions. Knowing those interactions is the base to optimize the whole tribological interactions systematically.

Our used technologies are based on Physical Vapor Deposition (PVD) and polymer spraying technology. Using PVD technology allows nearly unlimited combinations of materials, especially multilayer and gradient layers (defined composition change over thickness e.g. AlSn20 – AlSn40 within 10 µm) applicable on a lot of materials like steel, alumina, titanium alloys....

High performance polymers with different additives are used in a lot of sliding bearing applications. Those polymer coatings based on PAI with different additives can be used on its own or used as top layer to optimize running in, start stop, mixed friction ... behavior. Polymer coatings have a very good wear behavior, a low coefficient of friction in mixed friction area from 0,03-0,08 and dependent on used additives a very good emergency behavior. Whole coating thicknesses are possible in the range from 20 – 200 µm. Single or multilayer systems are possible. Typical thicknesses used for performance tests are 45 – 90 µm. Additional advantages are

reduced assembly efforts, elimination of fretting and small tolerances. All engine tests including very sensible application regarding sliding bearing performance shows very good results.

1. Lagerfunktion im großem Pleuelauge integriert

Funktionalisierte Oberfläche

Fragen die hier zu beantworten sind:

- Welche Funktionen müssen dargestellt werden?
- Ist es eine Lebensdauerfunktion oder ein Verschleißbauteil?
- Welche Technologien sind dafür verfügbar?
- Welche technischen Vorteile und Nachteile werden erwartet?
- Wirtschaftliche Aspekte?

2. Funktionen der Pleueloberfläche um ein Gleitlager im großem Auge zu integrieren

Ein Gleitlager besteht aus sehr diametralen Anforderungen.

Die mechanische Stabilität bezogen auf die Lebensdauer des Motors erfordert ausreichende Dauerfestigkeit. Der Einlaufvorgang zur Erzielung eines Gleichgewichtszustandes mit nachfolgend sehr geringen Verschleißraten erfordert eine gute Anpassungsfähigkeit und im Idealfall kleine Mischreibungskoeffizienten. Die notwendigen Energien um die Anpassung im mehreren μ -meter Bereich darzustellen sind im System ohne Schädigung aufzunehmen beziehungsweise abzuleiten. Die Randbedingungen bezüglich der chemischen Wechselwirkungen sind Vermeidung der Korrosion mit den in Betracht kommenden Flüssigkeiten, stabile und verschleißmindernde Reaktionsschichten, Tribomutationsschichten und im Idealfall perfektes Zusammenspiel mit den Öladditiven. Für das Notlaufverhalten ist die Partikeleinbettfähigkeit, die Stabilisierungsmechanismen nach starken Mischreibkontakten und das Tieftemperaturverhalten zu erwähnen. Ölbenetzung und Ölhaltevermögen sind noch zusätzliche Kriterien genau wie die Mikrogeometrie.

Das bedeutet man muss wie an der Gleitlagerhalbschale alle diese Funktionen erfüllen. Ausgehend von der großen Erfahrung in Gleitlageranwendungen ergibt sich daraus mit bekannten Materialkombinationen zu beginnen und diese weiter zu optimieren.

Die Voraussetzungen eines sich reduzierenden Schmierpaltes und der Ausgleich von Verformungen des großen Pleuelauges die aus der Massendynamik entstehen, werden durch eine mit der PVD Beschichtung realisierbaren definierten ungleichförmigen Beschichtung dargestellt (Lemon shape - Zitronenform).

Die Toleranzen des Durchmessers im Pleuel nach der Beschichtung , bezogen auf die Performance und Laufruhe, müssen in den erreichten Werten des bestehenden Systems mit klassifizierten Wanddicken der Gleitlagerhalbschalen liegen, um die optimalen Laufspiele im Betrieb zu gewährleisten. Die Realisierung ist durch die Anwendung von in situ Messmethoden der erreichten Schichtdicken im PVD Prozess und/oder durch Kompensation im gegebenen Toleranzfeld der Polymerbeschichtung machbar.

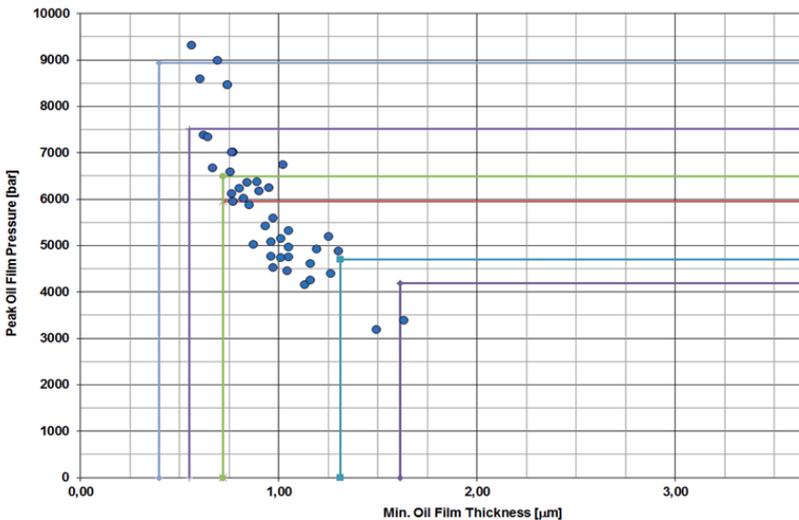


Bild 1: Auswahlkriterien Gleitlager

Die farbigen Linien stellen verschiedene Lagerbauarten und damit Beschichtungsarchitekturen dar.

In diesem Bild ist ersichtlich, dass in Abhängigkeit des maximalen Öldrucks und der minimalen Ölfilmdicke verschiedene Lagerbauarten ausgewählt werden.

Daraus folgt das bei gegebener Belastung durch die Wahl einer höher belastbaren Beschichtungsarchitektur die Dimensionen reduziert werden können. Folglich ergibt sich unter der Annahme einer ausreichenden Schmierfilmdicke der Lagerung ein reduzierter hydrodynamischer Reibungsverlust bei Auswahl einer höheren Leistungsfähigkeit der Beschichtung.

3. Lebensdauerfunktion oder Verschleißteil

Da der Aufwand eines Lagertausches von der Kostenseite in keinem Verhältnis zum Nutzen steht werden im modernen Verbrennungsmotor in Personenkraftwagen alle Gleitlager als Lebensdauerfest ausgelegt. Dadurch fallen im Regelfall keine Zusatzkosten durch die Integration des Gleitlagers im großen Pleuelauge an. Für andere Anwendungen muss dieser Punkt speziell geprüft werden. Aber auch in größeren Motoren sind Laufleistungen von mehreren Millionen Kilometern oder 30 000h bei entsprechender Auslegung denkbar.

4. Beschichtungstechnologien

Im Wesentlichen sind alle Beschichtungstechnologien mit Ausnahme von Prozessen die klassischerweise am ebenen Stahlband erfolgen anwendbar. Verfahren wie Walzplattieren, Bandguss oder Sintern sind nicht darstellbar.

Abgeleitet von der internen Vorgabe eine Beschichtung zu realisieren die keiner mechanischen Nacharbeit bedarf haben wir uns auf Physical Vapour Deposition (PVD) und Polymerbeschichtungen spezialisiert.

Nasschemische Beschichtungen wären durchaus auch realisierbar bieten aber aus unserer Sicht von der Legierungsauswahl eher Nachteile als Vorteile.

Denkbar ist auch die Technik des Lichtbogen-Drahtspritzens (LDS). Dabei schmilzt ein elektrischer Lichtbogen Drähte aus verschiedenen Legierungen auf und spritzt das Schmelzgut mittels eines Gasstroms auf die Innenwand des großen Pleuelauges jedoch ist hier eine mechanische Nacharbeit notwendig und die Legierungen und Legierungsvariabilität innerhalb kleiner Schichtdicken sind limitiert.

Auch APS (Atmosphärisches Plasmaspritzen) ist ein denkbarer Prozess jedoch gelten die Einschränkungen bezüglich Optimierung und mechanischer Nacharbeit wie beim LDS Verfahren.

a. Physikal Vapour Deposition - PVD

Diese Mitte der achtziger Jahre entwickelte Technologie besitzt die Möglichkeit nahezu alle Materialien in beliebiger Zusammensetzung abzuscheiden. Ein Satz der das Verfahren sehr gut beschreibt ist „Billardspielen mit Atomen“. Man kann sowohl unmischbare Mehrstoffsysteme mit hohem Schmelzpunktunterschied oder/und hohem Dichteunterschied, als auch Gradientenschichten oder Multilagenschichten abscheiden.

Arbeitsprinzip von PVD

Durch den Beschuss mit in diesem Fall Argonionen die im Plasma entstehen wird der Oberfläche beim Aufprall Energie zugeführt. Diese Energie ist imstande einem Atom nahe der Oberfläche die notwendige Austrittsarbeit zuzuführen (kann auch im Gitter durch eine Stoßkaskade realisiert sein). Im nachfolgenden Bild ist eine konzentrische Anordnung mit einer von Miba entwickelten Stabkathode zu sehen. Der Vorteil in dieser Anwendung bei konzentrisch zur Kathode positionierten Halbschalen oder Buchsen liegt bei der homogenen Schichtverteilung am Gleitlager. Diese Verfahren ermöglicht die Abscheidung von Metallen oder Legierungen gleicher Zusammensetzung mit für dieses Verfahren sehr hohen Abscheideraten.

Realisiert sind Beschichtungsraten im Bereich von 1 $\mu\text{m}/\text{min}$ für AlSn20Cu Legierungen. Denkbar sind bis zu 2 $\mu\text{m}/\text{min}$.

Technisch sinnvoll anwendbar ist die konzentrische Anordnung ab einem Innendurchmesser von ca. 50 – 60 mm

Ein wesentlicher Vorteil der Technologie liegt in der Vorreinigung die in der Beschichtungskammer vor der Beschichtung erfolgt. Hier werden vor der Beschichtung 50 – 500 nm vom Pleuelwerkstoff durch Ionenbeschuss abgetragen um eine optimale Haftung der Beschichtung sicherzustellen.

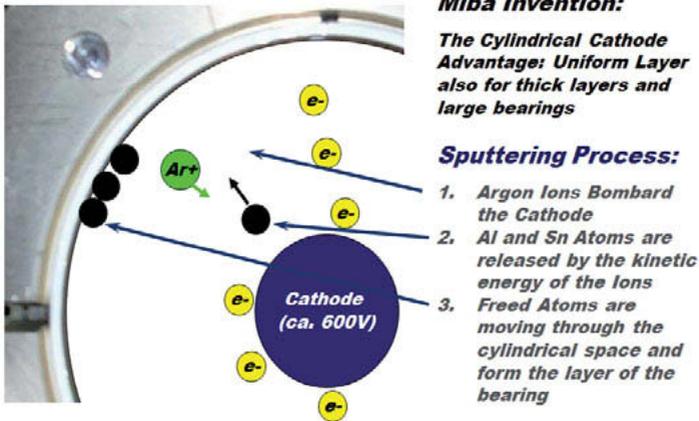


Bild 2: PVD Technologie Stabkathode schematisch

Der dunkelblaue Kreis im Zentrum repräsentiert die Stabkathode für Standardgleitlageranwendungen typischerweise AlSn20Cu . Bei PVD Prozessen ist die Quelle negativ gepolt - Kathode. Arbeitsspannung liegen typischerweise zwischen 400 – 900 Volt. Bei Multitargetanlagen ist man in der Lage 2 – 8 Materialien mehr oder weniger beliebig zu variieren und zu mischen. Um ein Beispiel zu nennen Erstsicht ist Material M1 dann wird M2 dazu legiert. Material M2 wird erhöht. Dann Material M3 dazu legiert und M1 beendet. Topschicht ist Material M4.

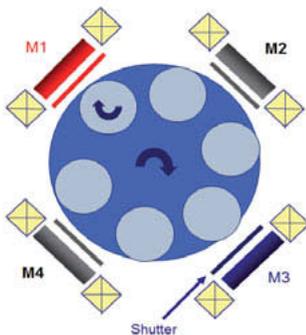


Bild 3: PVD Multitargetanlage

1. Mit der Abscheidung von mehreren Targets sind alle Optimierungen der Gleitlageranforderung über die Schichtdicke realisierbar. Angepasste Schichten in der Härte und E-Modul im Interface zum Pleuel, optimierte Struktur hinsichtlich Partikeleinbettung und Notlaufverhalten in der Mitte der Schicht bis hin zu anpassungsfähigen Topschichten um den reibungslosen Einlauf zu garantieren.

Diese Variationen können in Stufen aber auch verlaufend erfolgen.

Es gibt wenige Grenzen der Legierungen die mit dieser Technologie herstellbar sind. Ausnahmen sind Materialien die bei den niedrigen Drücken und den gegebenen Temperaturen verdampfen würden.



Bild 4 : AlSn20Cu Querschliff

Ein weiterer Vorteil ist das die von Gleitlagern gewünschte Zitronenform die durch die Beschichtung in bestimmten Grenzen darstellbar ist. Das bedeutet man erstellt eine zylindrische Bohrung vor der Beschichtung und bekommt nach der Beschichtung auf Grund der Schichtdickenverteilung die angestrebte Zitronenform. Die typischen Grenzen liegen hier bei 15 – 25 % der PVD Schichtdicke. Bei 100 µm Schichtdicke würden hier (20%) 40 µm im Durchmesser zwischen Hochachse und Teilungsebene erzielbar sein, bei 50 µm ca. 20 µm.

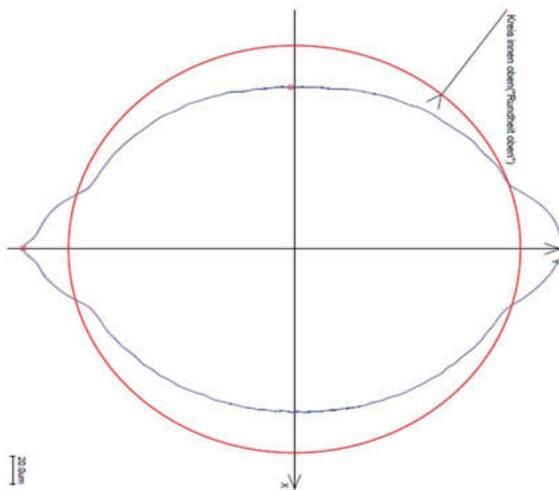


Bild 5: PVD Zitronenform (Lemonshape)

b. Sprühtechnologie zur Aufbringung von Hochleistungspolymeren

Arbeitsprinzip

Die flüssigen Polymervorprodukte mit Additiven werden in Präzisionsprühapparaten zerstäubt und auf die rotierenden Substrate (Pleuel) im geschlossenen Zustand aufgebracht. Schichtdicken sind von 3 – 100 µm möglich, typischerweise werden 6 – 25 µm aufgebracht. Die Schichten haben abhängig von den Additiven einen sehr kleinen Reibkoeffizient.

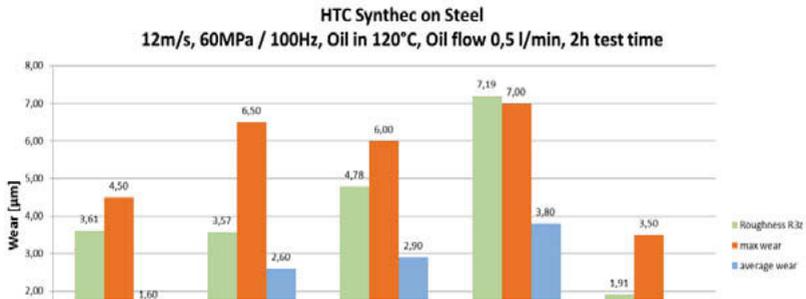


Bild 1: PAI Grundpolymer Synthec® mit verschiedenen Additiven am Prüfstand

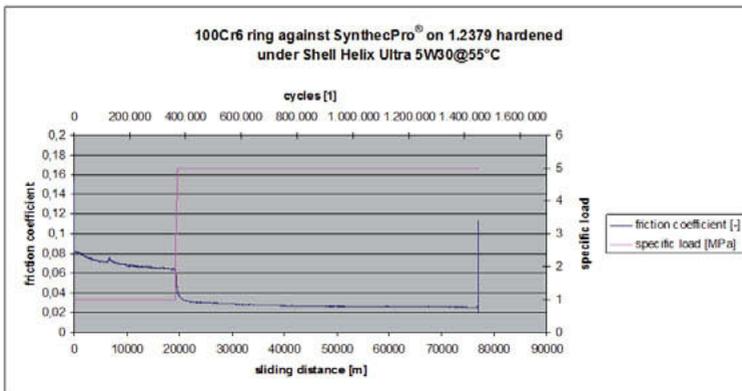


Bild 7: Reibkoeffizient versus Last für SynthecPro® Beschichtung

Typischerweise sind Reibkoeffizienten von 0,03 – 0,08 im Mischreibbereich erzielbar.

Die Additive bestimmen sehr stark die tribologischen Eigenschaften

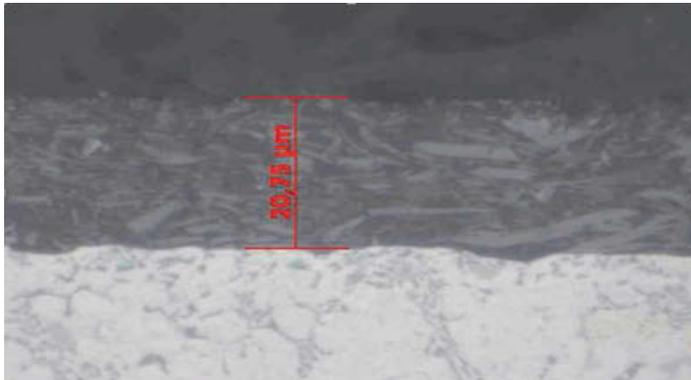


Bild 8: SynthecPro® - Querschliff mit stark ausgeprägter MoS2 Struktur

Die Unterschiede, in den gezeigten Bildern der Verschleißwerte am Prüfstand von verschiedenen Synthec Varianten, resultieren aus den verwendeten Additiven.

Die Additive sind im Wesentlichen in drei Gruppen zu unterteilen. Die erste Gruppe sind Festschmierstoffe um den Reibkoeffizienten speziell im Mischreibkontakt zu optimieren. Die zweite Gruppe umfasst Hartpartikel im Mikrometer - oder Nanometergröße um die Verschleißfestigkeit zu verbessern. Die dritte Gruppe umfasst Bestandteile, die spezielle physikalischen Eigenschaften verbessern wie zum Beispiel die thermische oder elektrische Leitfähigkeit.

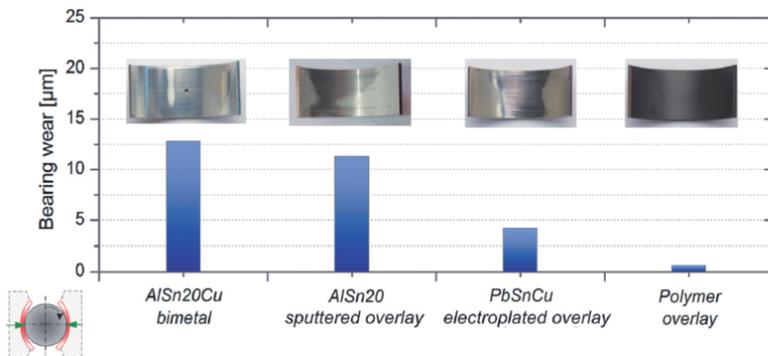


Bild 9: Vergleich Verschiedener Lagermaterialien für Start Stop nach 1800 Starts am Prüfstand [2]

5. Technische Vorteile

- Bauraumgewinn
- Gewichtsvorteil der rotierenden Massen und Zylinderblockgröße
- Höhere Belastbarkeit
- Drehsteifigkeitserhöhung der Kurbelwelle
- Höhere Leistungsdichte bei gleichen Bauraum
- Gegebenenfalls Optimierung der Reibung - Verwendung niedrigviskoser Schmiermittel
- Vereinfachter Montageprozess

Bauraumgewinn

Ist natürlich eine Frage der Detailauslegung. Möglichkeiten sind der Gleitlagerbauraum, die Reduktion der Schraubenvorspannkräfte und dadurch die Verringerung der Querschnitte in der Pleueltrennungsebene, das Gegengewicht in den rotierenden Massen an der Kurbelwelle, Verringerung der Kurbelgehäusebreite durch die Reduzierung der Breite der Pleuelgeige (Als Pleuelgeige bezeichnet man bei Verbrennungsmotoren mit Hubkolben den für eine vollständige Umdrehung der Kurbelwelle benötigten Platzbedarf des Pleuels). Gegebenenfalls auch eine Optimierung der Zylindergehäusehöhe denkbar. Die realen Dimensionen müssen durch eine Auslegung genau herausgearbeitet werden. Erste Berechnungen/Abschätzungen für die Reduktion der Zylindergehäusebreite bewegen sich in der Größenordnung von ca. 4 - 7 mm.

Gewichtsvorteil der rotierenden Massen und des Zylinderblocks

Wie vorher erwähnt natürlich in einer speziellen Auslegung zu definieren. Abschätzungen durch die vorher erwähnten Reduktionen im Bauraum sind im Bereich von 0,7 – 2 kg bei einem 4-Zylinder Reihenmotor. Die Reduzierung der Pleuelgeige ist der wesentliche Anteil an diesen Werten.

Drehsteifigkeitsgewinn an der Kurbelwelle

Die Optimierung des Bauraums und damit auch des Gewichts ist eine Möglichkeit, eine weitere Möglichkeit besteht in Hinblick auf der Optimierung von Torsionssteifigkeiten der gesamten Kurbelwelle.

Aus diesem Blickwinkel würde der Bauraumgewinn genutzt um einen größeren Durchmesser an der Kurbelwelle und gegebenenfalls eine Reduktion der Lagerbreite zu realisieren. Der Drehsteifigkeitsgewinn reduziert auch Drehschwingungsanregungen.

Höhere Leistungsdichte bei gleichem Bauraum

In manchen existierenden Motorgenerationen ist die Möglichkeit der weiteren Leistungssteigerung mittels Aufladungskonzepten durch die Dimensionierung der Gleitlagerung begrenzt. Durch den Bauraumgewinn mit der in dem Pleuel integrierten Lagerfunktion ist auch ohne Neukonzeption des gesamten Motors eine weiter signifikante Leistungssteigerung realisierbar.

Optimierung Reibung - Anwendung niedrigviskoser Schmiermittel

Einer meiner favorisierten Vorträge am Motorsymposium 2012 in Wien war der von Dr. Schomers Daimler. Die wesentliche Aussage ist das mit relativ geringen Aufwand durch die Optimierung von hydrodynamischen Lagern in den Dimensionen Durchmesser und Breite eine nennenswerte Reibungsreduktion darstellbar ist. Berechnete Ergebnisse und am Prüfstand validiert waren 11% Reduktion bei 2000 Umdrehungen. Die Basis dieser Reduktion waren 4 mm Breitenverringerng am Hauptlager und 6 mm am Durchmesser des Pleuels. Durch die Integration der Lagerfunktion in dem Pleuel werden diese Möglichkeiten noch zusätzlich verbessert.

Durch die Verwendung maßgeschneiderten Gleitlagermaterialien hinsichtlich Zusammensetzungsänderung in der Beschichtungsdicke, Wegfall von Toleranzen und Phasen an der Gleitlagerhalbschale, Positioniergenauigkeiten in axialer Richtung sind hier abhängig vom verwendeten aktuellen System deutliche Verbesserungen möglich.

Da reduzierte Reibung mit reduziertem Kühlbedarf verbunden ist können auch im Bereich der Ölpumpe Vorteile lukriert werden.

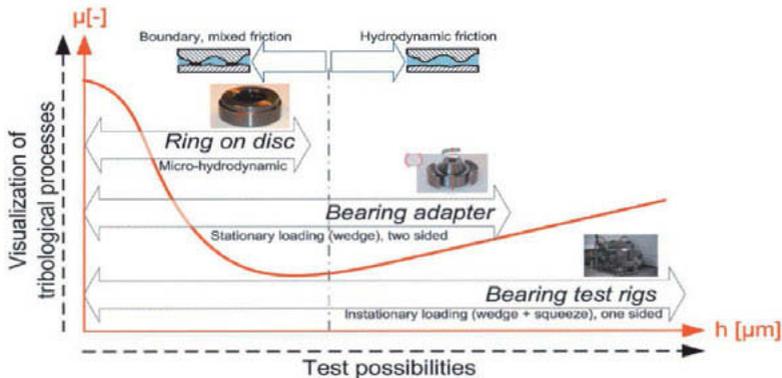


Bild 10: Test in verschiedenen Bereichen der Stribeck Kurve um die Ergebnisse zu validieren [2]

Vereinfachter Montageprozess

Durch den Wegfall der Halbschalen gibt es an der Montagelinie nur mehr die Pleuel die durch die gegebene Herstellgenauigkeit im Durchmesser nicht klassifiziert sind. Um Gleichteilekonzepte weitestgehend zu erhalten aber hydrodynamische Reibung zu optimieren können auch Beschichtungsbreiten am Pleuel angepasst werden.

6. Wirtschaftliche Aspekte

Diese Frage ist generell mit vielen Aspekten behaftet. Für einen direkten Vergleich müssen Schichtdicken, Legierungssystem, Beschichtungsarchitektur, Toleranzen, Mengengerüste und Anlieferungszustand bekannt sein.

Allgemein kann man feststellen, dass im direkten Vergleich mit günstigen Zweistofflagern der reine Einkaufspreis dieser Bauteile günstiger ist. Direkte Kostenvorteile sind hier nicht realisierbar. Wenn jedoch die Aspekte Bauraum-, Gewicht- und Reibungsreduktion, Logistikaufwand und damit Fehlermöglichkeiten an der Montagelinie aufsummiert werden sind Gesamtkostenvorteile eindeutig gegeben.

7. Zusammenfassung

- Für die Integration der Gleitlagerfunktion in das große Pleuelauge in Verbrennungskraftmaschinen ist die technische Machbarkeit nachgewiesen.
- Mehrere Tests in verschiedenen Leistungsklassen sind bereits positiv erfolgt. Der maximale Vorteil hinsichtlich Bauraum, Gewicht und Reibungsreduktion ist mit einer vollen Integration dieses Konzeptes in die Auslegung des Motors nutzbar.
- Optimierungen hinsichtlich der Pleuelldimensionen und Optimierung der Beschichtungsarchitektur werden zu weiteren Verbesserungen beitragen.
- Die Erhöhung der Drehsteifigkeit durch den Bauraumgewinn ist ebenfalls eine Option die genutzt werden kann.
- Reibrostproblematiken oder fehlerhafter Verbau der Halbschalen sind in bei der Integration der Lagerfunktion nicht möglich.
- Bei der Limitierung der weiteren Leistungssteigerung in bestehenden Motorkonzepten durch die Gleitlagerdimensionen oder Steifigkeiten kann der Bauraumgewinn für diese Steigerung genutzt werden.

Literatur

- [1] Optimizing Friction: The Basis of Safeguarding the Future of Combustion Engines
Motorsymposium 2012 Vienna Dr. Schommers Daimler
- [2] Tribology of journal bearings: Start stop operation as life-time factor F. Summer, F. Grün, M. Offenbecher, S. Taylor, E. Lainé*

Prognose von Gleitlagerverschleiß im Start-Stopp-Betrieb

Wear prediction of journal bearings in start-stop operation

Florian König, M.Sc., MSE, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Jacobs, MSE, Christopher Sous, M.Sc, MSE, RWTH Aachen, Aachen

Kurzfassung

An Lagerungen in konventionellen und hybriden Verbrennungsmotoren der aktuellen Generation, bei denen Start-Stopp-Systeme zu einer häufigen Zu- und Abschaltung des Verbrennungsmotors führen, werden hohe Anforderungen hinsichtlich Reibung und Verschleiß gestellt. In den oft sehr kurzen Betriebszyklen sollen die zum Einsatz kommenden Gleitlager geringe Reibungsverluste und minimalen Verschleiß ohne Einschränkung der Lebensdauer aufweisen. In der Lagerauslegung wird einerseits die Berücksichtigung des im Start-Stopp-Betrieb auftretenden Verschleißes zur Prognose der Lebensdauer erforderlich. Dabei muss zusätzlich die Reduktion der Mischreibungszustände durch die bessere Einlaufkonditionierung infolge der zunehmenden Anzahl von Start-Stopp-Vorgängen berücksichtigt werden. Die Analyse beider Effekte mithilfe von EHD-Simulationen des Start-Stopp-Betriebs ist Gegenstand dieser Veröffentlichung. Aus der Simulation geht hervor, dass die verschleißbedingte Kontur- und Rauheitsanpassung des Gleitlagers zu reduzierter Reibung und zu abnehmenden Verschleißraten im Betrieb führt.

Abstract

With an increased usage of automotive engine start-stop systems the demand for suitable engine bearings regarding wear resistance and frictional behavior is of growing interest. Low friction and wear for maximum lifetime are key requirements for bearings designed for automotive engine application. For lifetime estimations the wear during start-stop needs to be considered. This research focuses on the running-in behavior of plain bearings subjected to multiple starts and stops. Test results show that running-in leads to reduced friction losses with increasing number of cycles. In an EHL-simulation approach, the influence of contour changes and surface modifications caused by running-in on friction is studied. The simulation results suggest that the reduction of friction and wear during the running-in period can be attributed to the wear defect growth and surface smoothing in the contact zone.

1. Einleitung und Zielsetzung

Sowohl konventionelle als auch hybride Fahrzeugantriebe nutzen verbrauchsoptimierende Betriebsstrategien, die eine zeitweise Abschaltung des Verbrennungsmotors zur Kraftstoffeinsparung und Emissionsminderung einsetzen. Die Anzahl der Fahrzeuge mit Start-Stopp-Automatik wächst stetig und wird bis 2017 auf ca. 65 % Marktanteil geschätzt. Die Kraftstoffersparnis kann mit solchen Systemen zurzeit bis zu 7 % im NEFZ (neuer europäischer Fahrzyklus) betragen [1]. Der Einsatz dieser Betriebsstrategien führt zu einer Erhöhung der Motorstarts von 30.000 auf schätzungsweise 250.000 bis zu 300.000 Startvorgängen über den gesamten Lebenszyklus. Die zunehmenden Start-Stopp-Zyklen führen zu einer Zunahme der verschleißkritischen Belastungen der Haupt- und Pleuellagerungen [2,3]. Besonders schwer betroffen sind die äußeren Hauptlagerungen, an denen die statischen Lasten des Riementriebs und die Schwungradmasse zum Verschleiß führen [3]. Der entstehende Verschleiß führt zur Verschlechterung der vibroakustischen Eigenschaften (Noise, Vibration, Harshness: NVH) und nach bisherigem Stand der Literatur zu erhöhten Reibungsverlusten oder gar dem verschleißbedingten Ausfall des Verbrennungsmotors [4]. In aktuellen Forschungsarbeiten wurde im Widerspruch dazu gezeigt, dass der in Gleitlagern auftretende Verschleiß bis zu einem gewissen Grad eine Verbesserung der Schmierungsbedingungen und eine Reduzierung der Reibung bewirken kann [5]. Diese verschleißbedingte Oberflächenveränderung der Gleitlagerung mit dem Potential zur Reibungsminderung und Verbesserung von Schmierungsbedingungen ist ganz allgemein für Systeme mit häufigen Start-Stopp-Vorgängen von Bedeutung und wird nachfolgend analysiert und hinsichtlich seiner Relevanz bewertet.

2. Einlaufverhalten von Gleitlagerungen im Start-Stopp-Betrieb

Zur Bestimmung der Veränderung des Reibverhaltens mit zunehmenden Start-Stopp-Zyklen wurden Start-Stopp-Versuche an einem Radialgleitlagerprüfstand durchgeführt. Der Aufbau des Prüfstandes und die Betriebsbedingungen sind in Bild 1 dargestellt.

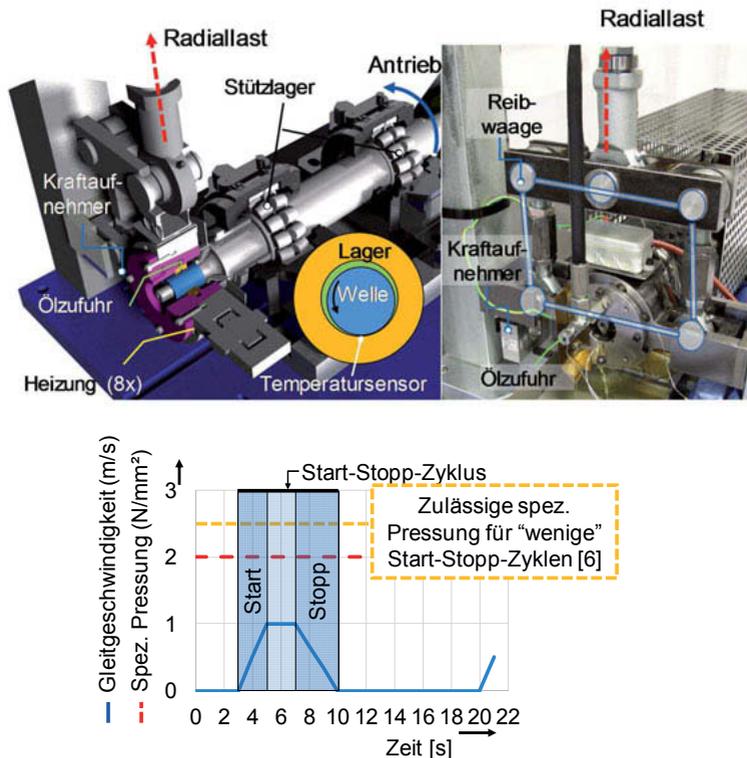


Bild 1: Gleitlagerprüfstand für Einlauf- und Start-Stopp-Versuche sowie Prüfprozedur

Die Untersuchungen wurden exemplarisch an Bronze-Gleitlagern ($D = 30 \text{ mm}$, $B = 15 \text{ mm}$, $\psi = 1,4 \text{ ‰}$) des Werkstoffs CuSn12Ni2-C durchgeführt. Es wurden 10.000 Start-Stopp-Zyklen vorgenommen, wobei die Drehzahl, Radiallast und das Reibmoment kontinuierlich aufgezeichnet wurden. Der Reibwert wurde bei einer Abtastrate von 100 Hz für jeden Zeitpunkt aus den Messgrößen Last und Reibmoment errechnet. Es konnte ein ausgeprägtes Einlaufverhalten beobachtet werden, wie in Bild 2 dargestellt.

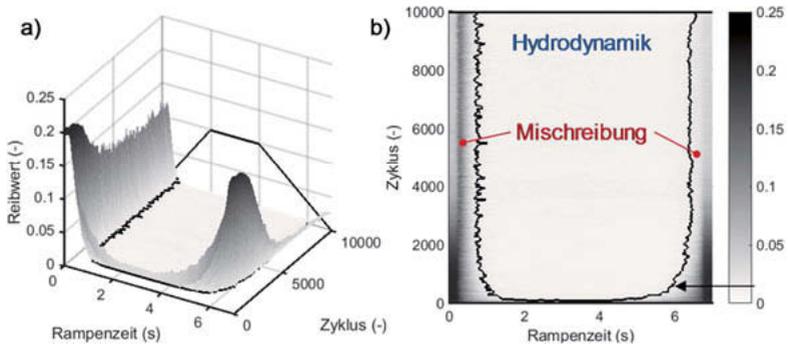


Bild 2: Reibverhalten im Start-Stop-Betrieb in Abhängigkeit der Zyklanzahl, a) 3D-Ansicht, b) Draufsicht. Der Übergang zwischen Mischreibung und Hydrodynamik ist mithilfe der Höhenlinie bei einem Reibwert von 0,015 veranschaulicht

Mit zunehmender Anzahl an Start-Stop-Zyklen konnte sowohl im Start- als auch im Stoppvorgang eine deutliche Reduktion der gemessenen Reibwerte beobachtet werden. Insbesondere im Stoppvorgang ist diese deutlich zu verzeichnen. Weiterhin wurde eine Vergrößerung des Bereichs mit hydrodynamischer Schmierung beobachtet. Die beobachtete Veränderung des Reibwerts nach der Erstinbetriebnahme wird als Einlauf bezeichnet. Wie in Bild 3 dargestellt, findet in der Einlaufphase eine Einglättung der Oberflächenrauheit und lokaler Materialabtrag in der Kontaktzone statt.

Die entstehende Verschleißmulde beeinflusst den Schmierpaltverlauf im Kontakt und führt zu einer Reduktion des maximalen hydrodynamischen Kontaktdrucks in der Lastzone, während die minimale Schmierfilmdicke und Temperaturverteilung nahezu unverändert bleiben. Die aus der Verschleißmulde resultierende verbesserte Konformität führt zur Tragfähigkeitssteigerung eines Gleitlagers [7]. Die Verschleißrate nimmt mit steigender Anzahl an Start-Stop-Zyklen bei konstanter Radiallast deutlich ab [8-10].

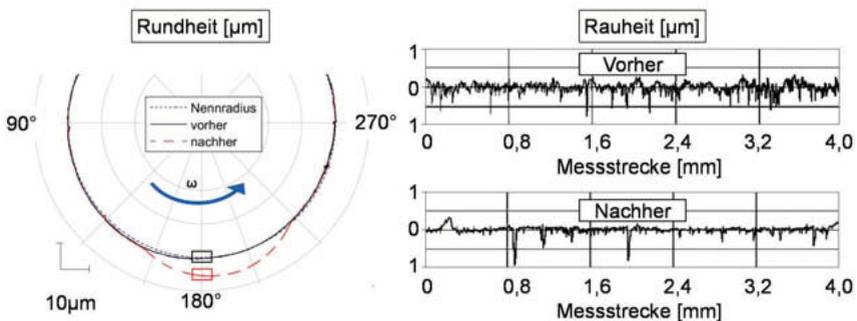


Bild 3: Veränderung der Lagerkontur und Oberflächenrauheit (orthogonal zur Laufrichtung) infolge des Start-Stopp-Betriebs

3. Simulation des Verschleißverhaltens im Start-Stopp-Betrieb

Für eine simulative Verschleißprognose ist der Einfluss der Oberflächeneinglättung und verschleißbedingten Konturanpassung auf das Betriebs- und Verschleißverhalten hydrodynamischer Radialgleitlager im Start-Stopp-Betrieb zu berücksichtigen. Zur Beschreibung des Betriebsverhaltens wurde ein Mehrkörper-Simulationsmodell mit Elasto-Hydrodynamik-Koppelung (EHD/MKS) und Mischreibungmodell für Gleitlagersysteme in AVL EXCITE POWER UNIT [11] aufgebaut und parametrieren. Anschließend wurden die Simulationsergebnisse mit Versuchsergebnissen verglichen. Zur Simulation der verschleißbedingten Systemveränderung kam die in [9] vorgestellte Methodik zur Verschleißsimulation bei transienten Betriebszuständen zum Einsatz. Im Folgenden wird zunächst auf die Simulation des Start-Stopp-Zyklus eingegangen. Zu jedem Zeitschritt wird das dynamische Kräftegleichgewicht zwischen Welle und Lager und die daraus resultierende Wellenverlagerung bestimmt. Die Berechnung des Kräftegleichgewichts basiert auf der Reynolds-Gleichung unter Berücksichtigung des Rauheitseinflusses auf den hydrodynamischen Druckaufbau mit Flussfaktoren und Mischreibung bei Berührung von Rauheitsspitzen der Kontaktpartner. Aus der Berührung von Welle und Lager resultiert der Festkörpertragdruck, der im Bereich der Mischreibung neben dem hydrodynamischen Tragdruck (HD) wirksam ist. Zur Berechnung des Festkörpertragdruckes ist die mathematische Modellierung der Oberflächenrauheiten erforderlich. Im aktuellen Beitrag kommt ein deterministisches Kontaktmodell zum Einsatz. Im Gegensatz zu stochastischen Kontaktmodellen, beispielsweise dem Modell nach GREENWOOD und TRIPP [12], dass eine Normalverteilung der Oberflächenrauheiten voraussetzt und die Rauheitsspitzen als Kugelköpfe mit einheitlichem Kugelkopfradius approximiert, wird in deterministischen Kontaktmodellen die

reale Oberflächentopographie der im Kontakt stehenden Körper berücksichtigt. Der Festkörperkontaktdruck zwischen den im Kontakt stehenden Körpern kann in Abhängigkeit der Schmierpalthehöhe beschrieben werden. Infolge des Einlaufvorgangs ändert sich das Mischreibungsverhalten des tribologischen Kontakts weil Oberflächenrauheiten verformt und/oder abgetragen werden. Der Vergleich zwischen deterministischem und stochastischem Kontaktmodell zeigt, dass Unterschiede bei der erforderlichen Schmierpalthehöhe für den Übergang von Mischreibung zur hydrodynamischen Schmierung vorliegen (Bild 4). Beide Kontaktmodelle wurden mit Eingangsdaten aus den jeweils selben Oberflächenmessungen für Neuzustand und Verschleißzustand bedatet. Die Annahme einer Normalverteilung der Rauheiten mit einheitlichem Kugelkopfradius führt zu abweichenden Ergebnissen für den Übergang von Mischreibung zur hydrodynamischen Schmierung.

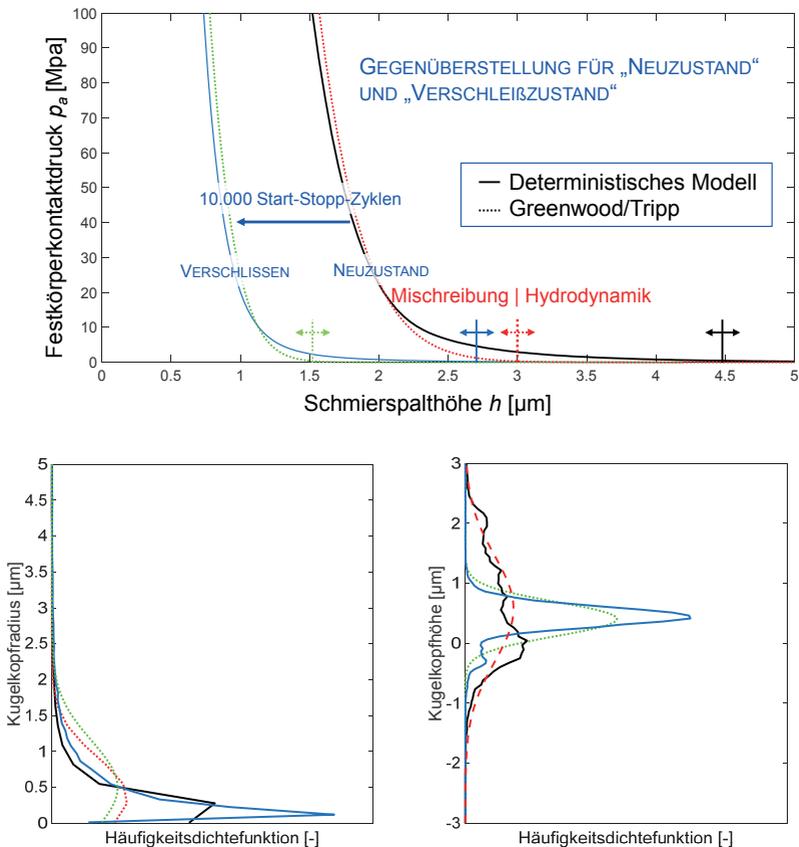


Bild 4: a) Kontaktdruckkurven mit stochastischem und deterministischem Kontaktmodell für den untersuchten Gleitlagerkontakt im Neu- und Verschleißzustand b) Verteilung der Kugelkopfradien, c) Verteilung der Kugelkopfhöhe

Die Flussfaktoren werden in Flusssimulationen bestimmt. Das grundlegende Vorgehen zur Flusssimulation ist in [13] beschrieben. Zur mathematischen Beschreibung des Kavitationseffektes wird das Verfahren nach ELROD mit Einhaltung der Massenbilanz herangezogen, dass die Kavitationsbedingungen nach JAKOBSSON, FLOBERG und OLSSON berücksichtigt. Die Viskosität des Schmierstoffs wurde als konstant angenommen (isotherme

Betrachtung). Aufgrund konstanter Temperatur im Versuch sowie hoher Rechenzeiten wurde auf eine Erweiterung der EHD-Simulation um die Berücksichtigung der Temperaturverteilung (T-EHD) verzichtet.

Die allgemeine Vorgehensweise der Simulation eines Start-Stopp-Zyklus und der gekoppelten Verschleißsimulation ist in Bild 5 schematisch dargestellt. Das Einlaufverhalten wird durch eine gekoppelte Verschleißsimulation nach der Simulation eines Start-Stopp-Zyklus abgebildet. Die berechnete Konturanpassung aufgrund des Verschleißes wurde auf eine zuvor definierte maximal zulässige Verschleißtiefe pro Iteration begrenzt. Zusätzlich wird die Mikrogeometrie (Rauheiten) von Welle und Gleitlager in Abhängigkeit des Einlaufzustands zu verschiedenen diskreten Zeitpunkten angepasst. Für die Rauheitsanpassung sind zum jetzigen Zeitpunkt Messungen bei verschiedenen Einlaufzuständen erforderlich. Die Ergebnisse der Simulationen werden im nachfolgenden Abschnitt diskutiert.

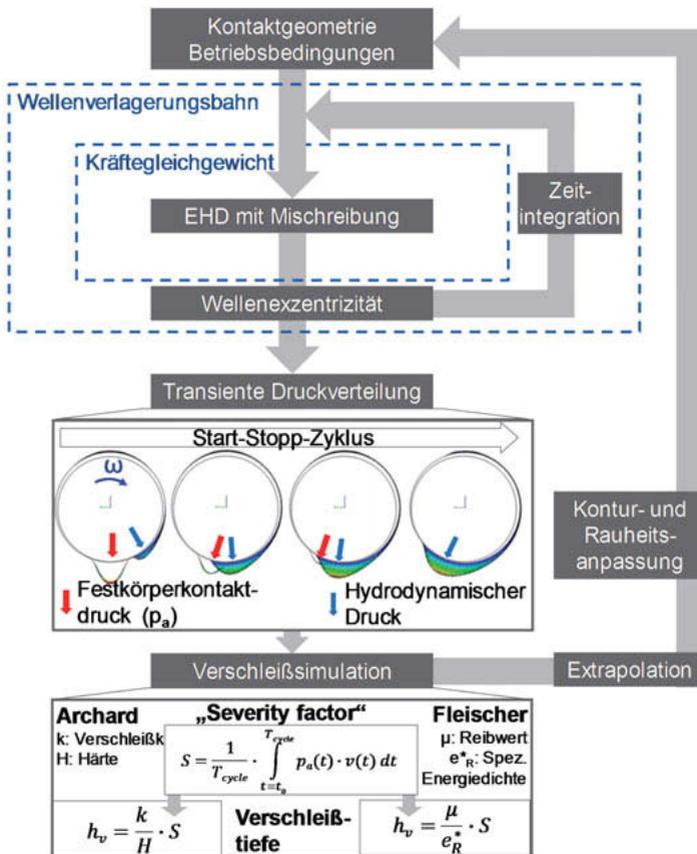


Bild 5: Ablauf des Berechnungsverfahrens zur Verschleißsimulation bei transienten Betriebszuständen

5. Ergebnisse der Simulation

Die Ergebnisse der Simulation und des Experiments sind in Bild 6 gegenübergestellt. Das im Experiment beobachtete Einlaufverhalten kann ebenfalls in der Simulation festgestellt werden. In den ersten Zyklen ist kein Übergang zur Hydrodynamik sichtbar. Mit zunehmender Anzahl an Start-Stopp-Zyklen wächst der Betriebsbereich mit hydrodynamischer Schmierung.

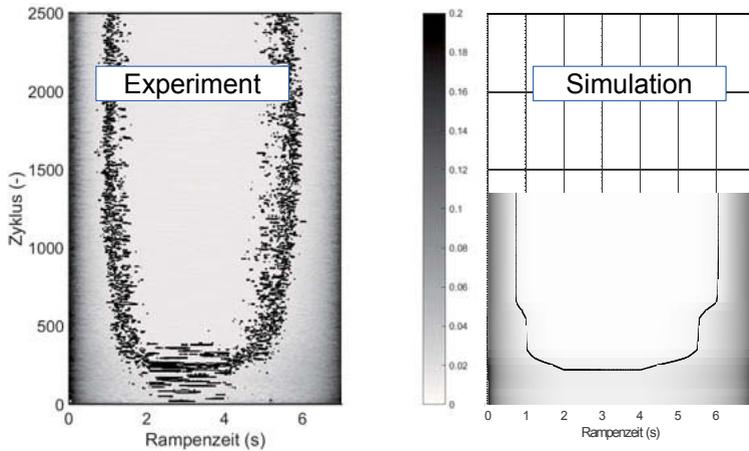


Bild 6: Vergleich des experimentell und simulativ ermittelten Lagerreibwerts im Start-Stopp-Betrieb. Die Anpassung der Oberflächenrauheit findet nach 250 Start-Stopp-Zyklen statt. Die weiteren Veränderungen sind auf Veränderungen der Lagerkontur zurückzuführen.

Die Betrachtung des Verschleißverhaltens (Bild 7) zeigt, dass die Position und Tiefe der simulierten Verschleißmulde mit der Lage und Tiefe der experimentell ermittelten Verschleißmulde übereinstimmt. Eine Übereinstimmung konnte ebenfalls bei der erforderlichen Zyklusanzahl zum Erreichen der Verschleißmulde erreicht werden.

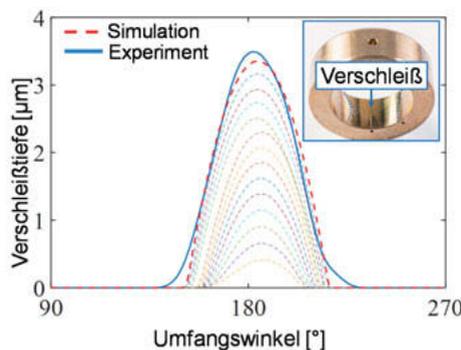


Bild 7: Vergleich des experimentellen und simulativen Verschleißverhaltens im Start-Stopp-Betrieb: Verschleiß nach 5.000 Start-Stopp-Zyklen [9]. Weitere Linien markieren die einzelnen Iterationen der gekoppelten Verschleißsimulation

6. Zusammenfassung und Ausblick

Einlaufverschleiß führt zur Reduktion von Reibung und zur Verbesserung der Schmierungsbedingungen im Start-Stopp-Betrieb. Mithilfe der gekoppelten Simulation von transienter EHD/MKS+Mischreibung und Verschleiß konnte gezeigt werden, dass die Beobachtungen auf die Reduktion der Lagerrauheit und die Anpassung der Lagerkontur zurückzuführen sind. Unter Berücksichtigung beider Effekte kann das Reibungs- und Verschleißverhalten eines Gleitlagers im fortlaufenden Start-Stopp-Betrieb mit erhöhter Genauigkeit beschrieben werden. Es besteht das Potential, die Lebensdauerprognose von existierenden Gleitlagerungen und Auslegung neuer Gleitlagersysteme für den Start-Stopp-Betrieb zu verbessern.

Im weiteren Verlauf soll daher das Einlaufverhalten in Abhängigkeit der initialen Oberflächenrauheiten und die Übertragbarkeit auf andere Werkstoffkombinationen aufgezeigt werden. Ferner soll die Rauheitsanpassung im Einlauf prädiktiv erfolgen.

7. Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die finanzielle Unterstützung dieser Arbeit.

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) – GRK 1856.

8. Literaturverzeichnis

- [1] Knorr, R.: Start-Stopp Systeme auf der Zielgeraden. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 113 , Nr. 9, S. 664–669, 2011
- [2] Adam, A.; Prefot, M., & Wilhelm, M.: Crankshaft bearings for engines with start-stop systems. In: MTZ worldwide, 71(12), 22-25. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2010
- [3] Garnier, T.: Determination of a special Mixed Lubrication Model to simulate the Start-Stop Bearing Behavior using xcite-EHD2 Joints. In: AVL User Meeting 2011
- [4] Nikolakopoulos, P.G.; Papadopoulos, C.A.: A Study of Friction in Worn Misaligned Journal Bearings under Severe Hydrodynamic Lubrication. In: Tribology International, 41, 461–472, Elsevier, Amsterdam, 2008
- [5] Meier, V.; Illner, T.: Einsatzgrenzen von hydrodynamischen Weißmetallgleitlagern infolge von Verschleiß. FVV-Abschlussbericht zum Projekt FVV 1016, Heft Nr. 992-2013, Frankfurt 2013
- [6] DIN 51652-3:2017-01, Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 3: Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Kreiszyylinderlagern
- [7] Fillon, M.; Bouyer, J.: Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearing. In: Tribology International, 37, Elsevier, Amsterdam, 2004
- [8] Mokhtar, M. O. A.; Howarth, R. B.; Davies, P. B. M.: Wear Characteristics of Plain Hydrodynamic Journal Bearings During Repeated Starting and Stopping. In: ASLE Transactions, 20:3, 191-194. Taylor & Francis Online, 1977
- [9] König, F.; Jacobs, G.; Burghardt, G. ; Gutierrez Guzman, F. G. A.: Wearing-in of journal bearings under non-stationary conditions, 6th European Conference on Tribology, ECOTRIB 2017, Ljubljana, Slovenia.
- [10] König, F.; Jacobs, G.; Sous, C., Einlaufverhalten von Gleitlagern im Start-Stopp-Betrieb, VDI-Berichte 2308, 12. VDI-Tagung Wälz- und Gleitlager 2017, Schweinfurt, Deutschland.
- [11] AVL List GmbH: AVL Excite Power Unit, www.avl.com
- [12] Greenwood, J. A.; Williamson, J. B. P.: Contact of Nominally Flat Surfaces. In: Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 295 (1442), 1966, 300–319.
- [13] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen, Vieweg+Teubner Verlag , Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2010

Visualisierung der Öl- und Kraftstoffverteilung mittels LIF in der Kolbengruppe an einem optisch zugänglichen Forschungseinzylinder

Dr. rer. nat. **Hans-Jürgen Füßer**, Dr.-Ing. **Stefan Wigger**,
M.Sc. **Torben Müller**, Daimler AG, Ulm

Kurzfassung

Die Kolbengruppe eines Verbrennungsmotors, bestehend aus Kolben und Kolbenringen, ist ein komplexes Reib- und Dichtsystem, das den Brennraum beweglich abschließt. Das Dichtsystem steht in dem Zielkonflikt, bei möglichst geringen Reibungsverlusten eine optimale Dichtfunktion zu gewährleisten. Moderne, auf Direkteinspritzung basierende Brennverfahren mit hohen spezifischen Leistungen birgt die Gefahr der Kraftstoffwandbenetzung mit erheblichen Kraftstoffeintragsraten in die Kolbengruppe und damit letztendlich in das Schmieröl. Am Kolben anhaftendes Schmieröl kann unter bestimmten Betriebsbedingungen in den Brennraum gelangen, dort die Verbrennung beeinflussen und beispielsweise zu Partikelemission und Vorentflammung führen. Weiterhin ist eine optimale Ölverteilung an den verschiedenen Reibstellen entscheidend für geringe Reibungsverluste und Verschleiß. Detailliertes Knowhow über die Verteilung und Transportmechanismen von Öl und flüssigem Kraftstoff inklusive deren Wechselwirkungen in der Kolbengruppe, ist daher von wesentlicher Bedeutung bei der Entwicklung zukünftiger Motoren. Vorgestellt wird ein neuartiger, optisch zugänglicher Einzylindermotor mit optischen Zugängen in der Zylinderwand auf Druck- und Gegendruckseite. Dadurch ist die Beobachtung der Kolbenseitenflächen sowie der Zylinderwände entlang des gesamten Hubs möglich. Durch das Verfahren der laserinduzierten Fluoreszenz können sowohl der flüssige Kraftstoff als auch das Schmieröl auf der Zylinderwand und in der Kolbengruppe simultan und zeitlich hoch aufgelöst detektiert werden.

1. Einleitung

Ein wesentliches Ziel bei der Entwicklung von modernen direkteinspritzenden Ottomotoren ist die Reduzierung des Kraftstoffverbrauches und der Emissionen. Zwei wichtige Zielrichtungen sind hierbei einerseits die Reduzierung der Reibung in den Verbrennungsmotoren selbst und zukünftig vermehrt auch der Betrieb in hybridisierten Antrieben. Diese Kombination stellt eine

erhebliche Herausforderung an die Entwicklung zukünftiger Kolben-/Zylindersysteme dar. Besonders im Hybridbetrieb erfolgen weitaus häufiger Starts bei niedrigen Motortemperaturen, wodurch es verstärkt zu Wandbenetzung mit flüssigem Kraftstoff kommt und die Gemischbildung und Verbrennung beeinflusst. Auch kann Kraftstoffaufprall an der Zylinderlaufbahn zu Kraftstoff-Öl-Interaktionen und damit zu einer Veränderung der tribologischen Eigenschaften Verschleißschutz und Viskosität des Schmierstoffs führen [1]. Als Konsequenz ergeben ungünstige Gemischbildung durch kraftstoffreiche Zonen sowie geringere Ölviskosität Schadstoffemissionen in Form von Kohlenwasserstoffen [2]. Gemische von Kraftstoff und Öl, von Ölablagerungen herrührende Partikel und Öltröpfchen im Brennraum stehen im Verdacht, unnormale Verbrennung, wie beispielsweise Vorentflammung zu verursachen [3-5].

Um Daten verzögerungsfrei und in zeitlich und räumlich hoher Auflösung zu liefern, wird die laserinduzierte Fluoreszenz (LIF) in optisch zugänglichen Motoren eingesetzt. Nichtfluoreszierenden Ersatzkraftstoffen werden fluoreszierende Tracer zugesetzt, wie Ketone oder Aromaten mit gut bekannten photophysikalischen Eigenschaften [6]. Hierdurch können Temperatur, Konzentrationen und Kraftstoff-Luft-Verhältnisse gemessen werden [7-9]. Die Tracer-LIF wird auch eingesetzt, um Flüssigkraftstoffschichten in Verbrennungsmotoren zu untersuchen [10]. Neben der Kraftstoffschicht auf dem Kolbenboden [11] wird die Kraftstoffwandbenetzung an der Zylinderlaufbahn mittels LIF visualisiert [12, 13].

Neben der Sichtbarmachung von Flüssigkraftstoffschichten ist die Sichtbarmachung von Öl in optischen Motoren mit LIF gut bekannt. Für diesen Zweck wird dem Motoröl ein fluoreszierender Farbstoff zugesetzt. Weimar stellt eine Messtechnik mit Lichtwellenleiter vor, um Öl an der Zylinderlaufbahn beobachten zu können [14]. Um ein größeres Sichtfeld zu erreichen, wurde ein LIF-System entwickelt, das das Öl in der Kolbengruppe eines optisch zugänglichen Motors mit einer Kamera abbildet [15]. Wigger verbessert diesen kamerabasierten Ansatz zu einer quantitativen Messung der Ölfilmstärke [16] und wendet das LIF-Verfahren in einem optisch zugänglichen Motor an [17, 18]. Darauf aufbauend entwickelt Müller ein insitu-Kalibrierverfahren für die Ölfilmstärkenverteilung am Kolbenhemd [19]. Mittels Hochgeschwindigkeitskamera und Laser erweitert Zanghi [20] die Technik, indem er kurbelwinkelaufgelöste Datenreihen während eines einzelnen Arbeitsspiels aufzeichnet.

Dieser Beitrag behandelt die Anwendung einer weiterentwickelten LIF-Technik mit einer Kombination aus Tracer und Farbstoff, um Kraftstoff und Öl gleichzeitig untersuchen zu können. Deshalb werden Ersatzkraftstoff und Öl, die mit Tracer bzw. Farbstoff versetzt sind, durch zwei Laserstrahlen mit unterschiedlicher Wellenlänge angeregt. Das von den zwei Flüssigkeiten emittierte Fluoreszenzlicht wird spektral getrennt und von zwei Kameras detektiert. Die Versuche werden in einem optisch zugänglichen Motor im geschleppten und im

gefeuerten Motorbetrieb durchgeführt. So sind nicht nur Studien von Öltransportvorgängen, Kraftstoffwandbenetzung und Kraftstofftransport möglich, sondern es wird auch die Fähigkeit demonstriert, die Interaktion von Kraftstoff und Öl in der Kolbengruppe sichtbar zu machen.

2. Optisch zugänglicher Forschungseinzyylinder

Sämtliche Untersuchungen werden in einem eigens entwickelten Forschungsmotor durchgeführt. Der Einzylindermotor ist mit zwei eingehonten Saphirfenstern (Höhe: 93 mm, Breite: 18 mm) ausgestattet, die den optischen Zugang zum Zylinder auf der Druck- und Gegendruckseite gewähren. Bild 1 zeigt den oberen Teil des Motors mit den Fenstern. Diese ermöglichen die Beobachtung des Kolbens einschließlich des Kolbenringbereichs und des Kolbenschafts sowie der Zylinderlaufbahnoberfläche. Die Schmieröl- sowie die Kraftstoffverteilung in der Kolbengruppe und die Kraftstoffwandbenetzung oberhalb des Kolbens können hiermit ebenfalls beobachtet werden.

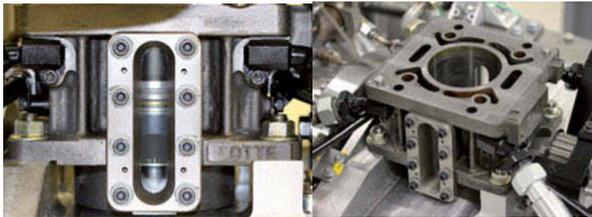


Bild 1: Optischer Zugang entlang des Hubes mit eingehonten Saphirfenstern auf Druck- und Gegendruckseite des Zylindergehäuses

Die Abmessungen des Zylinders wurden entsprechend der 2,0-Liter-Version des Daimler Ottomotors M274 gewählt. Der im optisch zugänglichen Motor maximal mögliche indizierte Mitteldruck (IMEP) ist von der Fenstergröße abhängig. Die in Bild 1 gezeigte Fenstergestaltung wurde bis 14 bar IMEP betrieben, während ein Motor mit einem geringfügig kleineren Fenstern bis > 25 bar IMEP eingesetzt werden kann.

3. LIF-Abbildungsverfahren

3.1. Laserinduzierte Fluoreszenz eines Flüssigkeitsfilms

Ein fluoreszierendes Absorptionsmedium (fluoreszierender Farbstoff oder Tracer) wandelt einen Teil des absorbierten Lichts in Fluoreszenzstrahlung um. Diese Fluoreszenz kann zur

quantitativen und qualitativen Untersuchung von Fluidfilmen genutzt werden, wenn die Fluidfilme mit derartigen Farbstoffen oder Tracern versetzt sind. Das emittierte Licht wird mittels geeigneter Kameras detektiert und mit Hilfe des Lambert-Beerschen-Absorptionsgesetz als Filmdicke quantifiziert. Für nähere Erläuterungen zur Quantifizierung sei auf frühere Veröffentlichungen verwiesen [16-19].

Bild 2 zeigt als Beispiele Aufnahmeserien für quantifizierte Ölfilmdickenverteilungen im Öldetektionskanal auf Druck- und Gegendruckseite. Dargestellt sind die Ölverteilungen im Expansionstakt von 0-120 °KW im Schleppbetrieb bei 800 1/min und 650 mbar Ansaugdruck mit eingeschalteter Kolbenspritze [19]. Die prinzipielle Ölverteilung in den verschiedenen Kolbenbereichen ist aufgrund des großen Dynamikbereichs der Signalintensität auf einer logarithmischen Graustufen-Skala abgebildet.

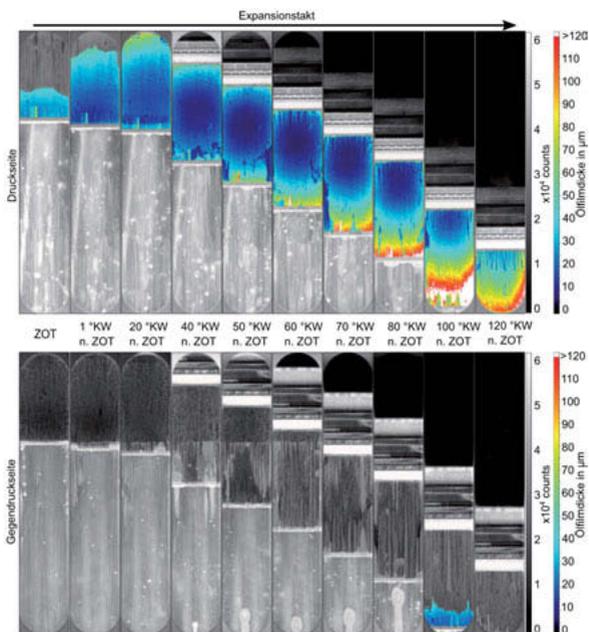


Bild 2: LIF-Aufnahmen im Ölkanal auf Druck- und Gegendruckseite im Expansionstakt im Schleppbetrieb bei 800 1/min und 650 mbar Ansaugdruck. Logarithmische Graustufen-skala zur Abbildung des kompletten Dynamikbereichs [19].

Die Quantifizierung der Schmierfilmdicke ist sehr komplex. Aufgrund unterschiedlicher Hintergrundreflektivitäten von Aluminium und Kolbenhemd ist in der dargestellten Bilderfolge die Quantifizierung der Ölfilmdicke nur im Bereich des Kolbenhemds und bei vollständiger Ölfüllung des Spalts zwischen Fenster und Kolbenhemd ausgeführt. Die Ölfilmdicke ist in den quantifizierbaren Bereichen durch eine zweite Skala im Bereich von 0-120 μm charakterisiert. An den Stellen, an denen der Ölfilm auf dem Kolbenhemd die Dicke von 120 μm übersteigt, ist der Bereich weiß dargestellt.

Die Quantifizierung der Ölfilmdicke im gefeuerten Motorbetrieb stellt eine große Herausforderung dar, da verschiedene Einflüsse auf die emittierte Fluoreszenz, wie beispielsweise Temperatur und Sauerstoffkonzentration, sehr aufwändige Korrekturen erfordern. Deshalb beschränken wir uns im Folgenden auf die qualitative Beschreibung beobachtbarer Phänomene bei verschiedenen Betriebsbedingungen.

3.2 Optik für simultane Messung von Kraftstoff und Öl

Bild 3 zeigt schematisch das LIF-Abbildungssystem im Falle einer simultanen Messung im Kraftstoff- und Ölkanal. Ein diodengepumpter Nd:YAG-Laser (1) erzeugt Laserlicht in Form frequenzverdoppelten ($2\omega = 532 \text{ nm}$) und frequenzvervierfachen ($4\omega = 266 \text{ nm}$) 10-ns-Impulsen. Die maximale Impulsenergie beträgt 8 mJ bei 532 nm und 2,2 mJ bei 266 nm mit einer Repetitionsrate von 10 kHz. Beide Laserstrahlen werden jeweils durch einen Laserführungsarm mit mehreren Spiegeln (2) zum Zylinder geleitet. Die Strahlprofile werden zunächst homogenisiert und dann expandiert (3). Beide Strahlen passieren das Saphirfenster des optisch zugänglichen Motors und regen das Öl und den Kraftstoff im Zylinder (4) an. Die Fluoreszenz der beiden Flüssigkeiten wird durch den Langpassfilter (5) spektral abgetrennt. Licht mit einer Wellenlänge kürzer als 509 nm (Kraftstoff-Tracer) wird reflektiert, längere Wellenlängen (Ölfarbstoff) passieren das Filter. Der Öldetektionskanal besteht aus einem zweiten Langpassfilter (6), der gestreutes Laserlicht unterhalb 547 nm blockiert. Die Fluoreszenz des Ölfarbstoffs wird von einer CMOS-Hochgeschwindigkeitskamera mit Objektiv (Brennweite 105 mm, $f/2.8$) (7) abgebildet.

Die Fluoreszenz des mit Tracer versetzten Kraftstoffs im Bereich von 278 bis 305 nm passiert den Bandpassfilter (8) und wird über ein UV-Objektiv (Brennweite 100 mm, $f/2.8$) auf einer zweiten Kamera mit intensivierter Hochgeschwindigkeits-Relaisoptik (9 + 10) abgebildet. Nachstehend bezeichnen wir die zwei erzeugten Bilder des kombinierten LIF-System als „Kraftstoffdetektionskanal“ und „Öldetektionskanal“. Die projizierte Pixelgröße des Öldetektionskanals und des Kraftstoffdetektionskanals beträgt rund 85 $\mu\text{m}/\text{Pixel}$.

Da handelsüblicher Tankstellenkraftstoff ein Gemisch aus zahlreichen Kohlenwasserstoffkomponenten mit unterschiedlichen Eigenschaften in Bezug auf Verdampfung und Photo-physik enthält, werden für LIF-Untersuchungen oft nichtfluoreszierende Ersatzkraftstoffe mit einer (oder mehreren) Tracersubstanzen eingesetzt. Hier wird ein nichtfluoreszierender Mehrkomponentenkraftstoff mit geeigneten Eigenschaften wie Research-Oktanzahl (ROZ), Verdampfungsseigenschaften und Dichte verwendet. Als Tracer dient Anisol [8].

Um die Ölfluoreszenz im Kraftstoffdetektionskanal zu unterdrücken, wird ein Motoröl mit sehr geringem Additivgehalt verwendet. Pyrrmethen 567, ein Laserfarbstoff mit fluoreszierenden Eigenschaften, wird dem Öl beigemischt. Für die spektralen Merkmale des Anisol-Tracers und des Pyrrmethen567-Farbstoffes sowie der Transmissionsspektren der Filter sei auf [20-22] verwiesen.

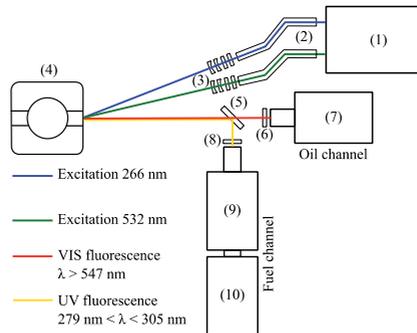


Bild 3: Optischer Aufbau des LIF-Abbildungssystems [24] (Beschreibung der Komponenten siehe Text)

3.3. Beispielbilder für simultane Beobachtung von Öl und Kraftstoff mit 2-Farben-LIF

Bild 4 zeigt zwei gleichzeitig aufgenommene, hintergrundkorrigierte LIF-Bilder im Kraftstoff- und im Öldetektionskanal (linke und mittlere Aufnahme) auf der Gegendruckseite im geschleppten Motorbetrieb. Für jeden Kanal und jedes Bild wird eine separate lineare Grauskala verwendet, wobei die Graustufenskalen nicht gegeneinander kalibriert sind. Geringere Schichtdicken sind dunkel und größere Dicken heller dargestellt. Die Fotografie in Bild 4 (rechte Aufnahme) zeigt den optischen Zugang mittels Saphirfenster mit dem Kolben an der Innenseite auf halbem Hubweg.

Im Öldetektionskanal wird Öl auf dem Feuersteg nachgewiesen. Die Zylinderlaufbahn oberhalb des Kolbens sowie die Kontaktzonen des ersten und zweiten Verdichtungsringes zeigen

nur sehr schwache Signale, was auf eine minimale Ölfilmicke hindeutet. Über und unter dem Ölabstreifring ist der Signalpegel hoch, und es kommt zur Detektorsättigung (weiß). Das Muster auf dem Kolbenschaft wird von der Aufweitereinheit der Laserbeleuchtung erzeugt und ist kein physisches Muster auf dem Kolbenschaft (vgl. Kolbenschaft in der Fotografie).

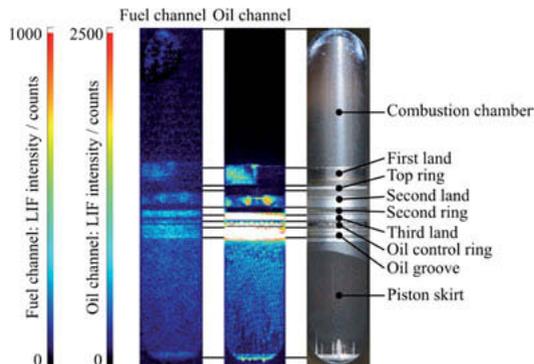


Bild 4: Fotografie des optischen Zuganges mit Kolben (rechts) und exemplarische LIF-Graustufenbilder des Kraftstoff- und Öldetektionskanals (links und mitte) [24]

Im Kraftstoffdetektionskanal ist die Auflösung aufgrund des Bildverstärkers geringer, die Bereiche des Kolbens sind jedoch noch gut sichtbar. Obwohl der Motor in diesem Beispiel ohne Einspritzung geschleppt wird, kann etwas Fluoreszenzlicht im Kraftstoffdetektionskanal erfasst werden. Die räumliche Verteilung des detektierten Signals korreliert mit derjenigen des Öldetektionskanals. Dies deutet auf eine leichte Fluoreszenz des Öls im Spektralbereich des Kraftstoffdetektionskanals bei Anregung mit 266 nm hin. Bei aktivierter Einspritzung wird im Kraftstoffdetektionskanal jedoch ein viel höheres Signal nachgewiesen, so dass dieses Übersprechen der Ölfluoreszenz vernachlässigbar ist.

3.4. Beispielbilder für Kraftstoffverteilung im geschleppten und befeuerten Betrieb

Die in Bild 5 gezeigten simultanen Aufnahmen sind im Verdichtungsstakt bei 100 °KW vor OT aufgenommen, während der Motor im geschleppten (links) und im gefeuerten Betrieb (rechts) mit einer Drehzahl von 1200 min⁻¹ läuft (Wasser- und Öltemperatur sind auf 40 °C eingestellt). Wie in 3.3 diskutiert, interferiert die Ölfluoreszenz mit dem Kraftstoffdetektionskanal und verursacht ein geringes Signal selbst im geschleppten Betrieb und in Abwesenheit von Kraftstoff (siehe linke Aufnahme in in Bild 5). Wie oben bereits erwähnt, zeigt sich ein deutlicher Anstieg der detektierten Signalintensität aufgrund von Ölverdünnung durch Kraftstoff, wenn

der Motor gefeuert läuft und sich Kraftstoff mit dem Öl auf dem Kolbensteg vermischt (rechte Aufnahme in Bild 5). Somit entspricht die detektierte Fluoreszenzintensität in einem einzelnen Pixel im rechten Bild der überlagerten Fluoreszenz von Kraftstoff und von Öl.

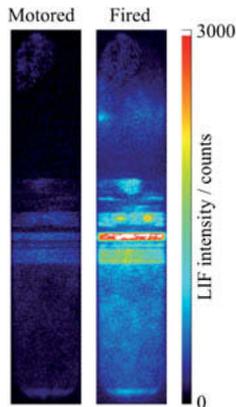


Bild 5: Exemplarische LIF-Bilder im Kraftstoffdektionskanal: geschleppter vs. gefeuerter Motorbetrieb [24]

4. Messungen und Ergebnisse

Ölverteilung, Kraftstoffwandbenetzung und Öltransportvorgänge sind abhängig von vielen Parametern – wie Kolben, Kolbenringen, Ladungsbewegung und Temperatur – und damit vom Betriebsverhalten des Gesamtsystems. Hier werden ausgewählte Phänomene bei unterschiedlichen Motordrehzahlen und Lasten untersucht, um wesentliche Vorgänge in der Kolbengruppe darzustellen.

4.1. Kraftstoffwandbenetzung und Kraftstofftransport im Ringfeld

Bild 6 zeigt eine Serie von Aufnahmen im Ansaugtakt des Motors bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, IMEP = 5 bar und $\lambda = 1$ (Wasser- und Öltemperatur $40 \text{ }^\circ\text{C}$). Der Kraftstoff wird in einer einzelnen Einspritzung bei $210 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor OT injiziert. Der hohlkegelförmige Kraftstoffstrahl der Piezodüse erreicht das Sichtfeld bei $205 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor OT, und auf die Zylinderlaufbahn prallender Kraftstoff ergibt ein spezifisches Muster in Form von drei Flächen bei $185 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor OT.

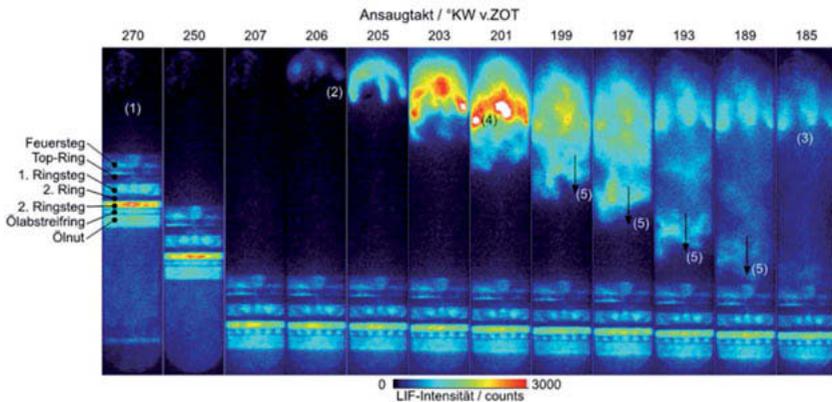


Bild 6: LIF-Bilder im Kraftstoffdetektionskanal: Kraftstoffwandbenetzung und Kraftstofftransport während des Ansaugtakts [25]

Im Verdichtungstakt, dargestellt in Bild 7, sind die drei fleckenartigen Kraftstoffansammlungen auf der in Bild 6 visualisierten Zylinderlaufbahn nach wie vor sichtbar, was auf eine unvollständige Verdampfung hindeutet. Während die Kraftstoffmenge auf der Laufbahn im Bereich von 86 bis 81 °KW vor OT gleich bleibt, erhöht sich die detektierte LIF-Intensität. Verursacht wird dies durch Fluoreszenz, die von der Aluminiumoberfläche des Kolbenfeuerstegs im Hintergrund der Kraftstoffansammlungen reflektiert wird. Wenn der oberste Verdichtungsring die Kraftstoffansammlungen bei 76 bis 71 °KW vor OT erreicht, erhöht sich die maximale LIF-Intensität auf der Oberseite des ersten Verdichtungsringes. Dies lässt sich dadurch erklären, dass Kraftstoff durch den Ring von der Zylinderlaufbahn abgestreift wird und sich zu einer lokal höheren Dicke ansammelt. Anschließend wird dieser Kraftstoff von der Zylinderlaufbahn zum Kolbensteg weitertransportiert. Die weitere Aufwärtsbewegung des Kolbens (71 bis 66 °KW vor OT) führt dazu, dass Kraftstoff durch den Ringstoß zum zweiten Kolbensteg transportiert wird.

Darüber hinaus erreicht Kraftstoff auf der Zylinderlaufbahn den zweiten Kolbensteg, wenn der Kraftstoff den Ringstoß des obersten Verdichtungsringes passiert und vom zweiten Verdichtungsring mitgenommen wird. Zu sehen ist dies am Anstieg der LIF-Intensität auf der Oberseite des zweiten Verdichtungsringes bei 66 bis 61 °KW vor OT. Sobald der Kraftstoff den zweiten Kolbensteg erreicht, vermischt sich der Kraftstoff mit Öl und wird zum dritten Kolbensteg und zur Ölnot transportiert.

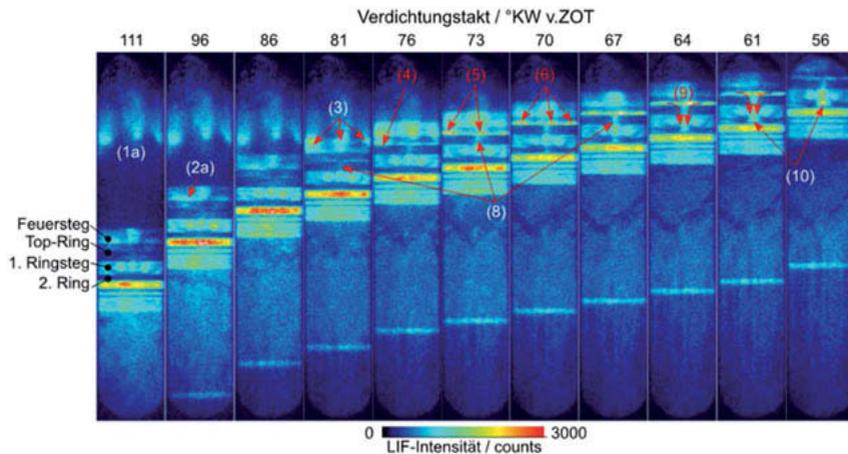


Bild 7: LIF-Bilder im Kraftstoffdetektionskanal: Übertrag des Kraftstoffs von der Zylinderlaufbahn auf die Kolbenstege durch die Abstreifwirkung der Ringe [25]

4.2. Kraftstoffverteilung und –transport bei Veränderung des Einspritzzeitpunkts

Um die Konsequenzen unterschiedlicher Einspritzstrategien zu untersuchen, wird im Verdichtungsstakt der Einspritzzeitpunkt einer ungünstigen Applikation (obere Reihe in Bild 8) mit einer optimierten Applikation (untere Reihe in Bild 8) verglichen. Die Motorlast ist auf 7,2 bar IMEP bei 2200 min⁻¹ eingestellt (Wasser- und Öltemperatur 50 °C). Vor den Aufnahmen wird der Betriebspunkt jeweils zehn Sekunden lang gehalten.

Der Kraftstoff, der nach dem Einspritzzeitpunkt der ungünstigen Applikation auf die Zylinderlaufbahn trifft, bleibt dort während der Verdichtung, wie in der ersten Reihe zu sehen ist. Unter diesen Betriebsbedingungen verteilt sich der Kraftstoff nicht auf drei einzelne Flecken (vgl. Bild 6), sondern bildet eine einzelne Ansammlung, die sich über einen größeren Bereich erstreckt. Wenn der oberste Verdichtungsring die Kraftstoffansammlung bei 86 °KW vor OT erreicht, wird Kraftstoff abgestreift und von der Zylinderlaufbahn auf die Kolbenstege übertragen. Während der weiteren Aufwärtsbewegung des Kolbens läuft die Kraftstoffansammlung von der Oberseite des obersten Verdichtungsring zum zweiten Kolbensteg ab.

Mit einem optimierten Einspritzzeitpunkt kann die Kraftstoffwandbenetzung deutlich reduziert werden, und während der Verdichtung wird nur sehr wenig Kraftstoff an der Zylinderlaufbahn im Sichtfeld detektiert. Eine geringere Signalintensität im Bereich des dritten Kolbenstegs und in der Ölnut zeigt eine geringere Ölverdünnung durch Kraftstoff.

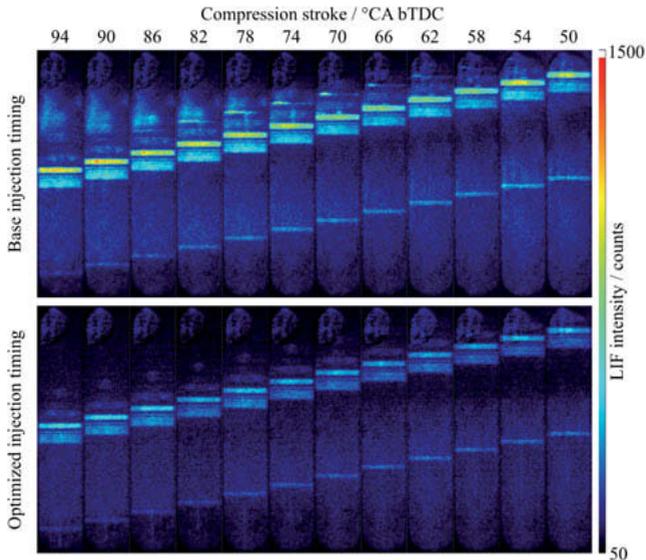


Bild 8: LIF-Bilder im Kraftstoffdetektionskanal: Ölverdünnung durch Kraftstoff bei ungünstiger Applikation (oben) und für optimierte Applikation (unten) [25]

4.3. Interaktion von Kraftstoff und Öl im geschleppten und befeuerten Betrieb

In Bild 9 werden Kraftstoffdetektionskanal und Öldetektionskanal verglichen, um durch Kraftstoffwandbenetzung verursachte Öltransportvorgänge zu untersuchen. Die Motordrehzahl beträgt 1500 min^{-1} , bei einem Ansaugdruck von 500 mbar im geschleppten Betrieb und bei einem IMEP von 5 bar und $\lambda = 0,9$ im gefeuerten Betrieb (Wasser und Öltemperatur $40 \text{ }^\circ\text{C}$). Um Langzeiteffekte zu untersuchen, wird in jedem Takt ein Bild bei $100 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor OT aufgenommen (stroboskopische Messung), und zwar im Öl- und im Kraftstoffdetektionskanal gleichzeitig. Der oberste Verdichtungsring ist bei diesem Versuch auf der gegenüberliegenden Seite verstiftet, so dass sich kein Ringstoß im Sichtfeld befindet.

Im ersten Schritt wird der Motor bei teilweise geöffneter Drosselklappe geschleppt. Man erkennt Öl am ersten und am zweiten Kolbensteg (siehe Arbeitsspiel 1 im Öldetektionskanal). Diese Ölverteilung bleibt für die ersten 100 Arbeitsspiele konstant.

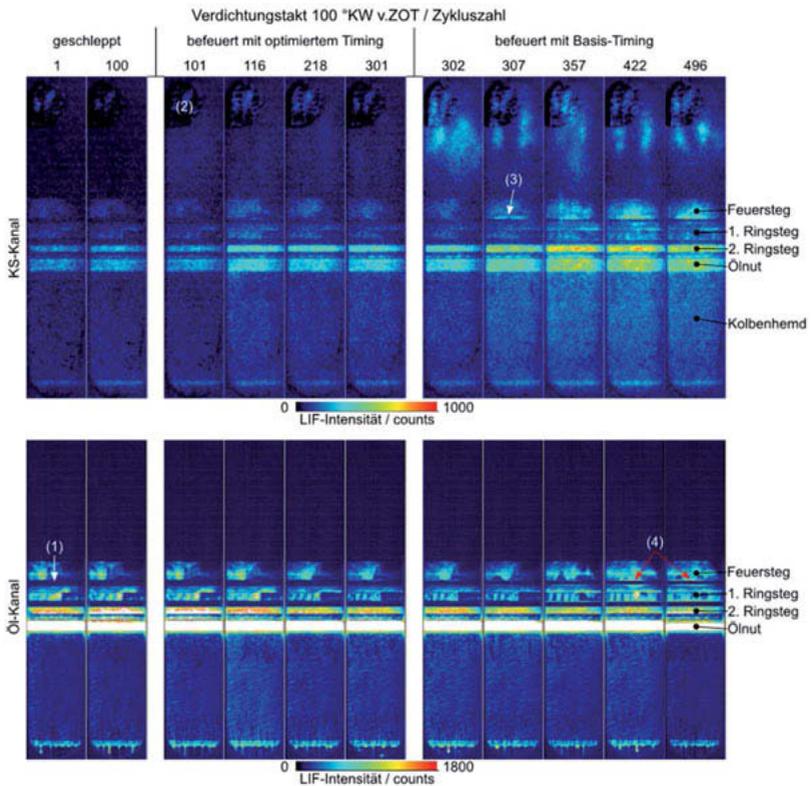


Bild 9: LIF-Bilder im Kraftstoff- und im Öldetektionskanal: Auswirkung der Kraftstoffwandbenetzung auf Öltransport über die Kolbenstege und Kolbenringe [25]

Ab Arbeitsspiel 101 wird der Motor für 200 Arbeitsspiele mit der optimierten Applikation gefeuert. Durch den optimierten Einspritzzeitpunkt wird eine geringe Kraftstoffwandbenetzung erzielt, wie dies im Kraftstoffdetektionskanal in Bild 9 oberhalb des Kolbens zu erkennen ist. Jedoch erhöht sich die LIF-Intensität am dritten Kolbensteg und in der Ölnut während des gefeuerten Motorbetriebs. Dies bedeutet, dass sich trotz des optimierten Einspritzzeitpunkts Kraftstoff in der Kolbengruppe ansammelt. Obwohl in diesem Betriebspunkt eine Kraftstoffansammlung an den Kolbenstegen im gefeuerten Betrieb nachgewiesen werden kann, ist die Auswirkung der Kraftstoffwandbenetzung auf die Ölverteilung minimal (siehe Öldetektionskanal in den Lastspielen 101 bis 301) und vergleichbar zum geschleppten Motorbetrieb.

Wird der Einspritzzeitpunkt auf die ungünstige Applikation umgeschaltet (Arbeitsspiele 302 bis 497) ändert sich dieses Verhalten deutlich. Wie im Kraftstoffdetektionskanal zu erkennen, ergibt sich eine deutliche Wandbenetzung oberhalb des Kolbens. Auch erhöht sich die Signalintensität im Bereich des dritten Kolbenstegs und in der Ölnot stark, was auf eine stärkere Ölverdünnung durch Kraftstoff zurückzuführen ist.

Weiter wird im Öldetektionskanal beobachtet, dass sich die LIF-Intensität auch im Bereich des Feuerstegs aufgrund einer Ansammlung von Öl erhöht. Verursacht wird dies vermutlich durch aus der oberen Ringnut gespültes Öl mit hoher Verdünnung durch Kraftstoff und damit einhergehender niedrigerer Viskosität der Öl-/Kraftstoffmischung.

5. Fazit

In dieser Arbeit wird ein optischer Versuch vorgestellt, um Kraftstoff und Öl in der Kolbengruppe mittels laserinduzierter Fluoreszenz (LIF) mit hoher zeitlicher und räumlicher Auflösung gleichzeitig sichtbar zu machen. Das LIF-Abbildungsverfahren kann im geschleppten und im gefeuerten Motorbetrieb an einem optisch zugänglichen Einzylindermotor angewendet werden. Es kann gezeigt werden, dass Ölverteilung und Öltransport im geschleppten und befeuerten Motorbetrieb über das Ringpaket und Kolben hinweg untersucht werden kann. Weiterhin können Kraftstoffwandbenetzung und Kraftstofftransportvorgänge in der Kolbengruppe analysiert werden. Es wurde auch gezeigt, dass die Methode für eine Optimierung von Einspritzstrategien zur Verringerung von Kraftstoffwandfilmen und Ölverdünnung durch Kraftstoff eingesetzt werden kann. Auch langfristige Auswirkungen der Kraftstoffwandbenetzung auf Öltransportvorgänge, Kraftstoff-Öl-Interaktionen sowie Öltransport zum Brennraum sind analysierbar.

Dieses Zweikanal-Abbildungssystem bietet neue Einblicke in die wesentlichen Vorgänge, die unter realen Motorbetriebsbedingungen zu Ölemission, Ölverdünnung durch Kraftstoff oder ungewöhnlichen Verbrennungseignissen führen. Während die hier vorgestellten Arbeiten den Fokus auf relativ geringe Lasten legen, zeigen andere Versuche bei IMEP bis > 25 bar weitere Phänomene, worüber in künftigen Veröffentlichungen zu berichten sein wird.

6. Literatur

- [1] Schwarze, H., et al., *Lubricant degradation and wear behaviour in a spark-ignition engine*. MTZ worldwide, 2008. 69(10).
- [2] Landsberg, G.B., J.B. Heywood, and W.K. Cheng, *Contribution of Liquid Fuel to Hydrocarbon Emissions in Spark Ignition Engines*. SAE Technical Paper 2001. 2001-01-3587.
- [3] Kassai, M., et al., *Research on the Effect of Lubricant Oil and Fuel Properties on LSPI Occurrence in Boosted S. I. Engines*. SAE Technical Paper 2016. 2016-01-2292.
- [4] Dingle, S.F., et al., *Lubricant Induced Pre-Ignition in an Optical SI Engine*. SAE Technical Paper 2014. 2014-01-1222.
- [5] Okada, Y., et al., *Study of Low-Speed Pre-Ignition in Boosted Spark Ignition Engine*. SAE Int. J. Engines, 2014. 7(2).
- [6] Schulz, C. and V. Sick, *Tracer-LIF diagnostics: quantitative measurement of fuel concentration, temperature and fuel/air ratio in practical combustion systems*. Progress in Energy and Combustion Science, 2005. 31(1).
- [7] Luong, M., et al., *Toluene laser-induced fluorescence for in-cylinder temperature imaging in internal combustion engines*. Applied Physics B, 2008. 91(3).
- [8] Faust, S., *Characterisation of organic fuel tracers for laser-based quantitative diagnostics of fuel concentration, temperature, and equivalence ratio in practical combustion processes*. 2013, Universität Duisburg-Essen.
- [9] Koban, W., J. Schorr, and C. Schulz, *Oxygen-distribution imaging with a novel two-tracer laser-induced fluorescence technique*. Applied Physics B, 2002. 74(1).
- [10] Schulz, F., et al., *Systematic LIF fuel wall film investigation*. Fuel, 2016. 172.
- [11] Park, S. and J.B. Ghandhi, *Fuel Film Temperature and Thickness Measurements on the Piston Crown of a Direct-Injection Spark-Ignition Engine*. SAE Technical Paper 2005. 2005-01-0649.
- [12] Mittal, M., et al., *A Study of Fuel Impingement Analysis on In-Cylinder Surfaces in a Direct-Injection Spark-Ignition Engine with Gasoline and Ethanol-Gasoline Blended Fuels*. SAE Technical Paper 2010, 2010-01-2153.
- [13] Shibata, G., et al., *Impingement and Adhesion on Cylinder Liners with Post Diesel Fuel Injections*. SAE Technical Paper 2016. 2016-01-2193.
- [14] Weimar, H.-J., *Entwicklung eines laser-optischen Messsystems zur kurbelwinkelaufgelösten Bestimmung der Ölfilmdicke zwischen Kolbenring und Zylinderwand in einem Ottomotor*, in Institut für Kolbenmaschinen. 2002, Universität Karlsruhe.

- [15] Thirouard, B., *Characterization and Modeling of the Fundamental Aspects of Oil Transport in the Piston Ring Pack of Internal Combustion Engines*. 2001, Massachusetts Institute of Technology.
- [16] Wigger, S., et al., *Quantitative two-dimensional measurement of oil-film thickness by laser-induced fluorescence in a piston-ring model experiment*. Applied Optics, 2016. 55(2).
- [17] Wigger, S., *Charakterisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe mittels laserinduzierter Fluoreszenz*, in Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik. 2014, Universität Duisburg-Essen.
- [18] Wigger, S., Füßer, H.-J., Müller, T., *Tribologieanalyse der Kolbengruppe mittels optisch zugänglichem Forschungsmotor*, MTZ 2017, 46 (7-8).
- [19] Müller, T., Wigger, S., Füßer, H.-J., Kaiser, S., *Optische Untersuchung der Schmierungsverhältnisse im Reibkontakt Kolbenhemd/Zylinderlaufbahn mittels laserinduzierter Fluoreszenz an einem optisch zugänglichen Einzylindermotor*, Tribologie und Schmieringstechnik 2017, 35 (6).
- [20] Zanghi, E. and T. Tian, *Development of a High Speed Laser Induced Fluorescence (HSLIF) System in a Single Cylinder Engine for Oil Transport Studies*. SAE Technical Paper 2016. 2016-01-1203.
- [21] Assor, Y., Z. Burshtein, and S. Rosenwaks, *Spectroscopy and laser characteristics of copper-vapor-laser pumped Pyrromethene-556 and Pyrromethene-567 dye solutions*. Applied Optics, 1998. 37(21).
- [22] Faust, S., T. Dreier, and C. Schulz, *Photo-physical properties of anisole: temperature, pressure, and bath gas composition dependence of fluorescence spectra and lifetimes*. Applied Physics B, 2013. 112(2).
- [23] Semrock. 2017. Available from: <https://www.semrock.com/product-families.aspx> (accessed October 2017).
- [24] Müller, T., Wigger, S., Füßer, H.-J., Kaiser, S., *Visualization of fuel wall wetting, oil dilution by fuel, and oil transport mechanisms in an optically accessible engine by LIF imaging*. 5th Int. Conf. Knocking in Gasoline Engines, 2017
- [25] Müller, T., *Simultane Analyse von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe mittels spektral getrennter LIF*. in Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik. 2018, Universität Duisburg-Essen.

Der Einfluss der tribologischen Kontakte von Zylinderbuchse, Kolbenringen und Kolben eines Verbrennungsmotors auf Wirkungsgrad, Verschleiß und Brennverhalten

Prof. Dr.-Ing. **Georg Wachtmeister**, **Jürgen Binder** M.Sc.,
Julian Schäffer M.Sc., Technische Universität München

Kurzfassung

Die Auslegung von Zylinderbuchse, Kolbenringen und Kolben ist eine Aufgabe mit mehreren konträren Zielen. Zum einen muss die Abdichtung des Brennraumes gewährleistet sein, für die Kontaktpartner muss ein ausreichender Schmierfilm vorhanden sein, eine Förderung des Ölfilmes in Richtung Brennraum soll möglichst unterbunden werden und gleichzeitig sollen Verschleiß und Reibung auf einem sehr niedrigen Niveau liegen. Um für diese Randbedingungen einen bestmöglichen Kompromiss zu finden, muss ein hohes Systemwissen vorhanden sein.

Im Folgenden werden die experimentellen Methoden aufgezeigt, mit denen die Reibung der Kolbenbaugruppe, die Schmierfilmdicken, das Kolbenringverhalten und die Ölströme gemessen werden können. Die gezeigten Untersuchungen erfolgten an Einzylinder-Motoren mit Otto-Brennverfahren, welche mit der für die jeweilige Messaufgabe entsprechenden Sensorik ausgerüstet wurden. Mit diesen Untersuchungen sind nun Aussagen über das tribologische Verhalten (Schmierfilmdicke, Reibung, Verschleiß) unterschiedlicher Kolben/Kolbenring/Zylinderbuchse-Konfigurationen in Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes möglich. Zudem können die Ölströme bis hin zu den Auswirkungen von Reverse-BlowBy beurteilt werden. Der Einfluss der Drosselklappenstellung auf den Öleintrag in den Brennraum wird dargestellt.

Abstract

The design of cylinder liner, piston rings and pistons is a task with several conflicting goals. On the one hand, the sealing of the combustion chamber must be ensured, for the contact partners a sufficient lubricating film must be present, a flow of the oil film in the direction of the combustion chamber should be prevented as possible and at the same time wear and friction should be at a very low level. In order to find the best possible compromise for these boundary conditions, a high degree of system knowledge must be available.

The experimental methods used to measure the piston / piston ring friction, the lubricant film thickness, the piston ring behaviour and the oil flows are shown below. The investigations shown were made on single-cylinder engines with gasoline combustion processes, which were equipped with the appropriate sensor technology for the respective measurement task. With these investigations, statements about the tribological behaviour (lubricant film thickness, friction, wear) of different piston / piston ring / cylinder liner configurations depending on the engine operating point are now possible. In addition, the oil flows can be assessed up to the effects of Reverse-BlowBy. The influence of the throttle position on the oil entry into the combustion chamber is shown

1. Einleitung

Den am Kolben und an den Kolbenringen auftretenden Wirkmechanismen hinsichtlich Reibung und Ölhaushalt wird zunehmende Bedeutung gewidmet. Zum einen treten dort im Vergleich zu den anderen tribologischen Paarungen die höchsten Reibungsverluste auf [1]. Damit lohnt es sich hier besonders, unter dem Gesichtspunkt einer verbesserten Energieeffizienz diese Verluste zu vermindern. Zum anderen muss die primäre Aufgabe der Kolbenringe, den Brennraum gegenüber dem Kurbelgehäuse abzudichten, unter allen auftretenden, motorischen Randbedingungen erfüllt werden können. Dabei bestehen in Bezug auf eine Verminderung der Reibungsverluste häufig Zielkonflikte.

Es gibt aber noch einen weiteren wichtigen Gesichtspunkt, welcher bei der Auslegung von Kolben und den dazugehörigen Kolbenringen sorgfältig beachtet werden muss. Unter bestimmten Randbedingungen kann es zu einem Gas- und Ölstrom in Richtung Brennraum dem sogenannten Reverse-BlowBy kommen. Bei ottomotorischen Brennverfahren können die auf diese Weise in den Brennraum geschleuderten Öltröpfchen als selbständige Zündquelle wirken, wodurch die Gefahr von Glühzündung und Klopfen besteht [2]. Unabhängig von diesen für den Motor sehr gefährlichen, anomalen Verbrennungen hat verbranntes Motorschmieröl eine negative Auswirkung auf die Abgasnachbehandlung und hinterlässt Asche bei der Regeneration des Partikelfilters. Ferner ist die Verbrennung von Motorschmieröl eine Quelle der Partikelentstehung. Bei synthetischen C1-Kraftstoffen, welche das Potential einer partikel-freien Verbrennung gezeigt haben [3], wirkt dies besonders nachteilig.

Somit besteht Handlungsbedarf, Erkenntnisse über die Einflüsse und Zusammenhänge auf die Reibungsverluste zu generieren und den unmittelbaren Zusammenhang mit der Ölvertei-

lung herzustellen. Um dieses Ziel zu erreichen, wurden am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (LVK) der Technischen Universität München (TUM) unterschiedliche Versuchsträger entwickelt und gebaut. Nach jahrelanger, intensiver Forschungstätigkeit liegen nun wertvolle Erkenntnisse über Reibkraftverläufe bei gefuehrten Motorbetrieb, über gemessene Schmierfilmdicken und der Ölströme im Ringpaket vor.

2. Am Tribosystem Kolben auftretende Wirkmechanismen

Im tribologischen System Zylinderbuchse, Kolben und Kolbenringe bestehen vielfältige Wirkmechanismen, welche grundsätzlich in gegenseitigen Wechselwirkungen stehen. Eine Veränderung der Lauffläche der Zylinderbuchse beispielsweise hat unmittelbar eine Auswirkung auf den Ölfilm und damit auf das Laufverhalten von Kolben und Kolbenringe. Somit ist normalerweise eine Optimierung nicht nur an einer Komponente möglich, sondern es muss immer das gesamte System betrachtet werden. Ein wichtiger Bestandteil für eine erfolgreiche Optimierung ist die Kenntnis über den Verlauf der Reibkraft in Abhängigkeit vom Kolbenhub. Dabei durchläuft das System Kolben unterschiedliche Reibungszustände, Bild 1.

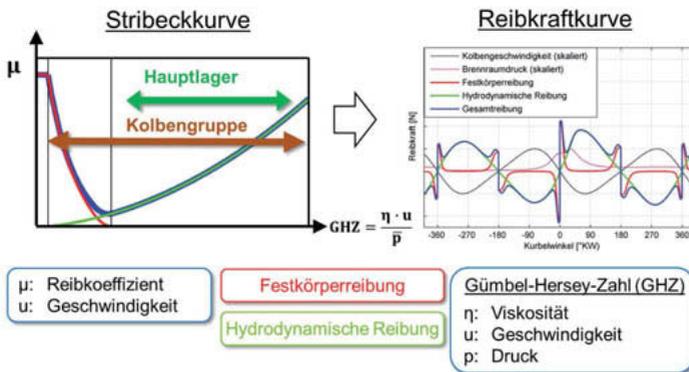


Bild 1: Reibungszustände am Kolben

Hauptsächlich treten die Zustände Mischreibung und hydrodynamische Reibung auf, welche durch die unterschiedlichen Kolbengeschwindigkeiten von $v=0$ bis $v=\max$ verursacht werden. Eine festgelegte tribologische Paarung und die dazugehörigen geometrischen Verhältnisse müssen beiden Reibungszuständen gerecht werden. Mit unterschiedlicher Laufflächenkonfiguration entlang der Höhe der Zylinderbuchse können diese Anforderungen zwar teilweise berücksichtigt werden, sie gehen aber meistens zu Lasten der Kosten. Zudem spielt nicht nur

das Reibungsverhalten bei der Auslegung eine Rolle, es müssen auch die Parameter Verschleiß, Ölhaushalt, Geräusch usw. berücksichtigt werden, Bild 2.

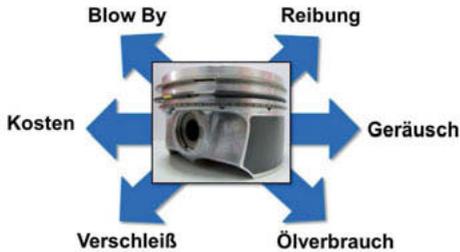


Bild 2: Spannungsfelder bei der Kolben-/Kolbenringauslegung

Wie bereits erwähnt, muss dem Gasfluss in Richtung Brennraum wegen Ablagerungsbildung, Verbrennungsanomalien, Risiken für die Abgasnachbehandlung und Partikelbildung eine immer größere Bedeutung beigemessen werden. Dabei ist weniger der Gasmassenstrom an sich, sondern die von ihm mitgeführte Ölmenge in Form von kleinen Tröpfchen und Öldampf von Interesse. Der Öltransport wird maßgeblich von der Kolben- und Kolbenringbewegung beeinflusst, welche auf den Ölfilm eine Pumpwirkung aufprägen, wie Bild 3 illustriert.

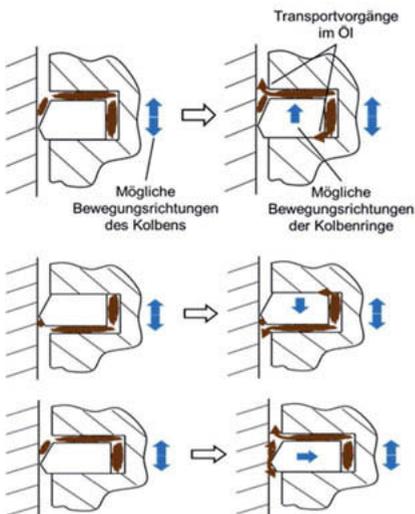


Bild 3: Ölströme im Pleierpaket

In diesem Zusammenhang sind auch Gasmotoren zu nennen. Hier stellt der Methanschluß eine besondere Herausforderung dar. Methan ist ein aggressives Klimagas, weshalb dessen Emission so gering wie möglich sein muss. Allerdings ist Methan ein sehr stabiles Molekül, das nur sehr schwer in einem Katalysator umgewandelt werden kann. Deshalb sind hier die innermotorischen Maßnahmen sehr wichtig. Eine Quelle von unverbranntem Methan ist der Feuersteg, der von der Flamme kaum erfasst wird. Um das Feuerstegvolumen zu verringern, gibt es Bestrebungen, den obersten Kolbenring und damit das gesamte Ringpaket in Richtung Brennraum zu verschieben. Nachdem damit das Ölreservoir mehr in Richtung Brennraum wandert, wird das Thema Öleintrag in den Brennraum verschärft. Umso wichtiger sind Lösungen, die Reverse-BlowBy unterbinden.

Um diese häufig konkurrierenden Ziele zu einem gemeinsamen Optimum zusammenzuführen, muss umfangreiches Wissen über die einzelnen Vorgänge gesammelt werden. Nachdem noch sehr viel grundlegendes Verständnis geschaffen werden muss, bietet sich das Experiment als die am besten geeignete Methode an.

3. Eingesetzte, experimentelle Methoden

Für die Beurteilung der Effizienz und damit des CO₂-Ausstoßes sowie des Verschleißverhaltens ist der zeitliche Verlauf der Reibkraft zwischen Zylinderbuchse und Kolben/Kolbenringe von außerordentlicher Bedeutung. Derartige Messungen stellen jedoch extrem hohe Anforderungen an den Versuchsaufbau und an die Messtechnik. Die enorme Schwierigkeit liegt in der Tatsache, dass im Vergleich zu allen anderen Kräften, welche auf den Kolben wirken, die Reibkraft verschwindend klein ist, Bild 4.

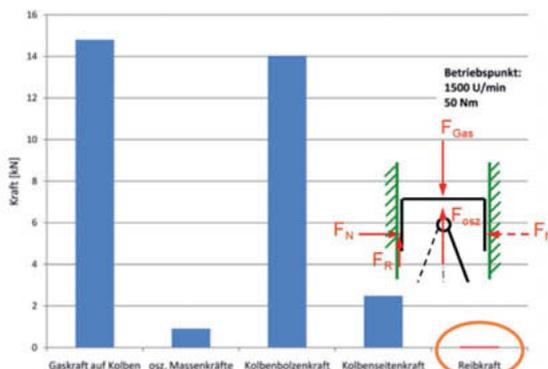


Bild 4: Am Kolben wirkende Kräfte

Wenn man nun noch bedenkt, dass man innerhalb dieser kleinen Größe Veränderungen experimentell ermitteln möchte und zwar bei gefeuerten Motor, dann wird die messtechnische Herausforderung besonders deutlich. Am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der TUM (LVK) wurde dafür auf Basis jahrelanger Erfahrung ein Floating-Liner entwickelt, welcher für diese hochpräzisen Messungen geeignet ist, Bild 5.

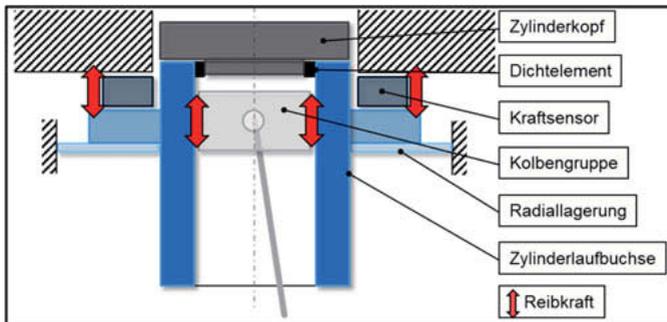


Bild 5: Messprinzip Floating Liner

Das Messsystem muss robust gegenüber Schwingungsanregungen sein und dabei gleichzeitig kleinste Kräfte auflösen können. Ferner muss es bei gefeuerten Betrieb thermisch stabil sein, einen kontinuierlichen Messbetrieb über lange Zeit zulassen und es darf vor allem kein Einfluss auf die Messgenauigkeit bei einem Einbau von Messvarianten auftreten. Hierzu wurden am LVK Qualitätskriterien erstellt, welche vom Floating-Liner zu erfüllen sind, Bild 6. Diese Kriterien werden vom LVK-Floating-Liner in einem relativ großen Kennfeldbereich sicherstellt. Aus Bild 6 geht hervor, dass die maximale Messunsicherheit bei 2,2 N liegt.

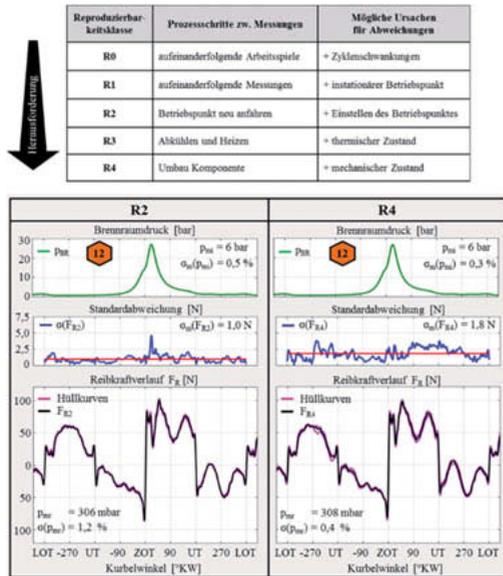


Bild 6: Qualitätskriterien für LVK-Floating-Liner Messungen

Ein weiterer, wichtiger Gesichtspunkt für eine vertrauenswürdige Messung ist die Vergleichbarkeit der Randbedingungen und Sicherstellung stationärer Zustände. Deshalb wird bei jeder Variantenuntersuchung strikt ein definiertes Fahrprogramm eingehalten, Bild 7. Die Umsetzung dieser enorm wichtigen Vorgaben ist nur mit einem langzeitstabilen Messsystem möglich.

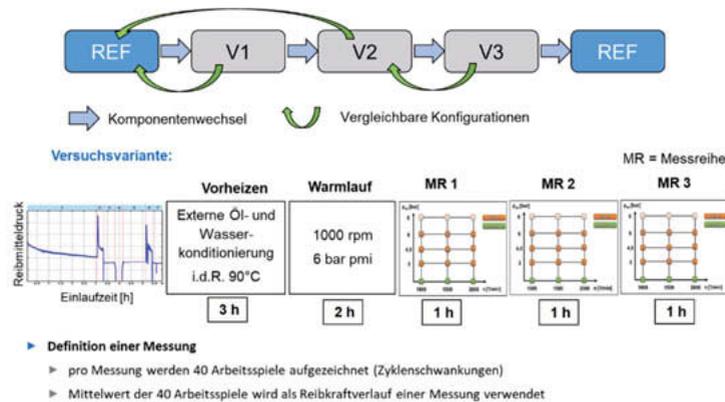


Bild 7: Versuchsablauf einer Floating-Liner Messung

Bei der Interpretation gemessener Reibkraftverläufe stellt sich immer die Frage, wie sich eine untersuchte Modifikation z.B. eine Änderung der Vorspannkraft eines Ringes auf den Ölhaushalt des gesamten Kolben-/Kolbenringsystems auswirkt. Nur mit der Kenntnis der lokalen Schmierfilmdicke können individuelle Einflüsse auf den Reibkraftverlauf bewertet werden. Deshalb wurde im Rahmen eines Projektes der FVV (Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen) ein weiteres Messsystem entwickelt, mit dem sowohl an der Buchse als auch am Kolben die im realen Motorbetrieb auftretenden Schmierfilmdicken gemessen werden können, Bild 8. Die Messmethode basiert auf dem Prinzip der Laserinduzierten Fluoreszenz (LIF). Dabei wird das Schmieröl bzw. die dort vorhandenen Tracerteilchen an der Messstelle mit einem Laserstrahl angeregt, wodurch eine Fluoreszenz entsteht. Die Intensität dieser Fluoreszenz ist abhängig von der an der Messstelle vorhandenen Tracerteilchen, so dass diese Intensität ein Maß für die Schmierfilmdicke ist. Die Lichtsignale werden über Glasfaserkabel sowohl zur Messstelle hin als auch von der Messstelle zum Aufnahmegerät transportiert.

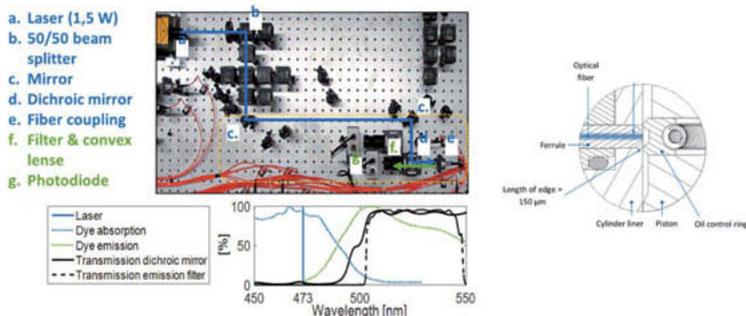


Bild 8: Methode der Messung lokaler Schmierfilmdicken

Mit dieser Methode können die Schmierfilmdicken lokal gemessen werden und liefern damit einen wichtigen Beitrag zur Beurteilung des Ölhaushaltes. Ölströme, welche durch das Ringpaket bewegt werden, lassen sich damit aber nicht erkennen. Um auch diese Transportphänomene dem Experiment zugänglich zu machen, wurde am LVK wiederum mit Unterstützung der FVV ein weiterer Versuchsträger entwickelt. Es wurde ein Segment der Zylinderbuchse durch ein Saphirglas (Glasliner) ersetzt, Bild 9. Dies ermöglicht einen optischen Zugang über die gesamte Hubhöhe und hat eine kleine radiale Erstreckung, wodurch nun die Schmierfilmdicke und die Öltransporte im Bereich einer größeren Fläche sichtbar gemacht werden können. Die Zylinderbuchse wird mit dem eingebauten Saphirglas gehont, so dass die tribologischen Verhältnisse dem realen Zustand sehr ähnlich sind.

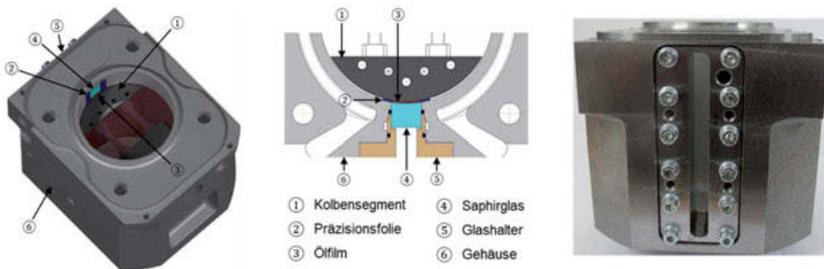


Bild 9: Versuchsträger zur Visualisierung der Öltransporte

Mit diesen drei Versuchsträgern kann die Erkenntniskette geschlossen werden. Die motorischen Komponenten (Hub, Bohrung etc.) haben bei allen drei Versuchsträgern dieselbe Geometrie. Damit ist eine Übertragbarkeit der Erkenntnisse von einem Versuchsträger auf den anderen gewährleistet und somit ein durchgehender Erkenntnisgewinn sichergestellt.

4. Beispiel „Messkampagne Ölringvorspannung“

Am Beispiel einer Messreihe über den Einfluss der Vorspannung des Ölringes sollen im Folgenden die Beiträge der einzelnen Messsysteme zur Beurteilung der Reibverluste und des Ölhaushaltes vorgestellt werden. Ziel einer reduzierten Vorspannung ist eine Verringerung der Reibverluste und damit eine Verminderung des Kraftstoffverbrauches. Allerdings ist auch zu erwarten, dass mit der verringerten Vorspannung des Ölringes sich ein dickerer Schmierfilm an der Zylinderbuchse ergibt.

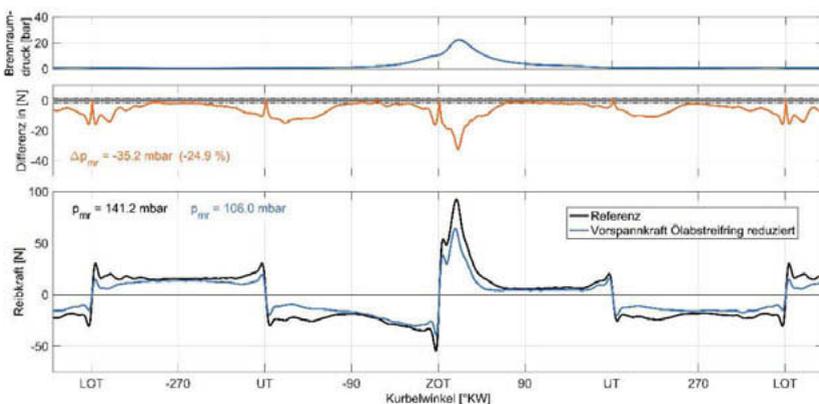


Bild 10: Vergleich der Reibkraftverläufe bei einer geänderten Vorspannkraft des Ölringes

Aus Bild 10 geht hervor, dass die erwartete Reduzierung des Reibmitteldruckes durch die Reibkraftmessung bestätigt wird. Die Verminderung der Reibkraft wird nach dem Zünd-OT besonders deutlich. In den Bereichen niedriger Kolbengeschwindigkeit wird weniger Reibkraft gemessen, während bei hohen Kolbengeschwindigkeiten kaum ein Unterschied zwischen der Referenz und dem Öling mit reduzierter Vorspannung erkennbar ist. In diesen Bereichen herrscht hydrodynamische Reibung, welche von der Gleitgeschwindigkeit dominiert ist und nur untergeordnet von der Schmierfilmdicke bestimmt wird. Für diese Messungen sind die Drehzahl des Motors und damit die Kolbengeschwindigkeit jeweils gleich. In den Bereichen um die Totpunkte hingegen herrscht Mischreibung. Diese wiederum ist abhängig von der lokalen Schmierfilmdicke. Die Schmierfilmdicken am Kolben und den Kolbenringen lassen sich nun lokal mit Hilfe optischer Lichtwellenleiter (LiF-Methode) ermitteln, Bild 11.

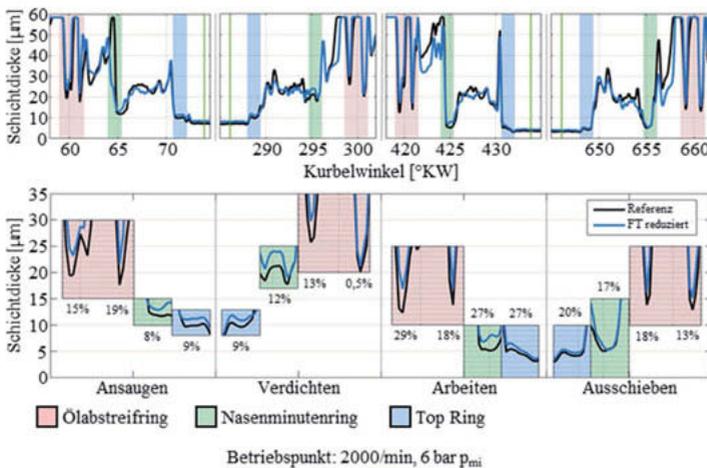


Bild 11: Schmierfilmdicken bei unterschiedlicher Vorspannkraft des Ölrings

Die rot markierten Bereiche zeigen die Ölschichtdicke zwischen dem Ölabbstreifring und dem Liner. Deutlich zu erkennen sind die zwei lokalen Minima, welche die filigranen Abstreifstege des zweiteiligen Ölrings beschreiben. Im Zwischenraum sammelt sich eine große Menge Öl an, die aufgrund des limitierten Messbereichs des optischen Sensors bis zu einer Schichtdicke von ca. 58 μm nicht mehr abgebildet werden kann. Über den gesamten Arbeitszyklus kann am Ölabbstreifring eine dickere Schmierfilmschicht nachgewiesen werden als an den beiden Kompressionsringen. Dies zeigt, dass die beiden Ölingstege das überschüssige Öl von der Zylinderwand abstreifen. Der Nasenminutenring unterstützt den Ölabbstreifring bei der Regulierung

des Ölfilms, weshalb dieser einen leicht dickeren Schmierfilm aufweist als der erste Kompressionsring. Ein Vergleich der Takte verdeutlicht den Einfluss der Ringvorspannung aufgrund der wirkenden Gaskraft. Während der Kompressions- und Expansionsphase werden die Ringe stärker an die Zylinderwand gepresst, weshalb die Ölschichtdicke unter den Ringen geringer ist als im Ladungswechsel. Die reduzierte Spannung der Spiraldruckfeder des Ölabbstreifings resultiert in einem gesamthaft dickeren Ölfilm, was auf die schlechtere Abstreifwirkung zurückgeführt werden kann. Dieser dickere Ölfilm erklärt nun auch die geringeren Reibkräfte im Bereich der Totpunkte.

5. Öleintrag in den Brennraum

Bild 12 zeigt die mit dem Glasliner gemessene Schmierölverteilung am Kolben und den Kolbenringen.

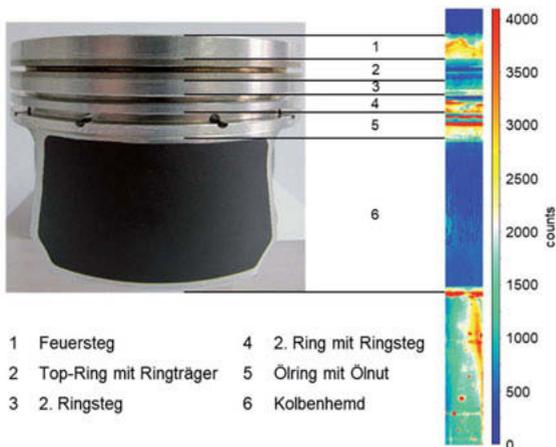


Bild 12: Ölverteilung während des Expansionshubes gemessen mit Glasliner

Die blaue Farbe in Höhe des Kolbenschaftes gibt den Hinweis, dass dort sehr wenig Öl vorhanden ist und somit der Schmierfilm sehr dünn ist. Ober- und unterhalb der Kompressionsringe ist an den rötlichen Farben ein kleiner Ölwall zu erkennen. Da Bild 12 die Abwärtsbewegung des Kolbens zeigt, sammelt Öl unter dem 2. Kompressionsring (Nasenminutenring). Ebenso ist der Ölring sehr gut mit Schmieröl benetzt. Aber auch im Bereich des Feuersteges befindet sich eine relativ hohe Menge an Motorschmieröl. Diese Ölmenge birgt die Gefahr, dass Sie durch Reverse-BlowBy und/oder durch Massenträgheit in den Brennraum gelangt.

Dass dies durchaus ein reales Risiko sein kann, demonstriert Bild 13. Hier wurde die Drehzahl und die Drosselklappenstellung variiert. Bei hohen Drehzahlen und teilweiser bzw. ganz geschlossener Drosselklappe nimmt der Öleintrag in den Brennraum zu, wie es an den hellen Punkten in den rot umrandeten Bildern zu erkennen ist. Das Öl im Brennraum ist eine Quelle für eine unkontrollierte Selbstentflammung, für Ablagerungsbildung und für Schädigungen der Abgasnachbehandlung.

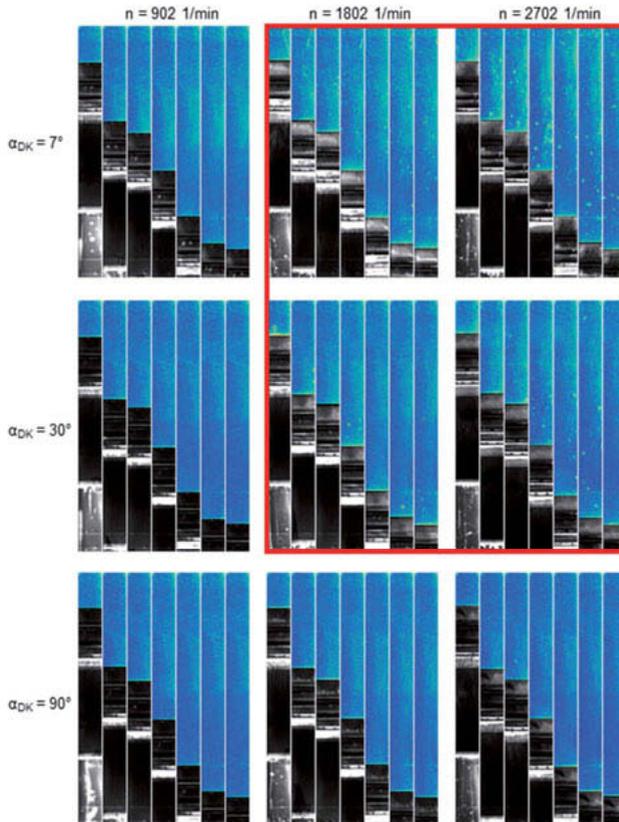


Bild 13: Gemessener Öleintrag in den Brennraum

Nach den ersten gewonnenen Erkenntnissen und den Erläuterungen von Wigger [4] ist der Übergang vom gefeuerten in den Schubbetrieb besonders kritisch, da hier die in Bild 13 dargestellten ungünstigen Betriebspunkte erreicht werden.

6. Zusammenfassung

Der Ölhaushalt und die Konfiguration des tribologischen Systems Kolben/Kolbenringe und Zylinderbuchse haben in den letzten Jahren immer mehr Bedeutung erlangt. Zum einen liegt dies an der mittlerweile hohen Signifikanz eines geringen Kraftstoffverbrauches bzw. geringer CO₂-Emission, zum anderen bedeutet ein Schmieröleintrag in den Brennraum hohen Ölverbrauch, ein Risiko anomaler Verbrennungszustände, Ablagerungsbildung und Schädigung für das Abgasnachbehandlungssystem. Gleichzeitig sind jedoch noch weitere Auslegungskriterien in Form von Verschleiß, Geräusch usw. zu berücksichtigen. Für diese, meist konträre Auslegungsziele gilt es, den bestmöglichen Kompromiss zu einem Optimum zu führen.

Damit dieses Ziel erreicht werden kann, muss detailliertes Wissen über die Vorgänge am Kolben und über die Öltransportmechanismen vorhanden sein. Um dieses Wissen zu generieren, wurden am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der TU-München Versuchsträger entwickelt, mit denen experimentelle Untersuchung bei gefeuerten Betrieb über Reibkraftverläufe, Schmierfilmdicken und Öltransportmechanismen möglich sind.

Am Beispiel einer Variation der Vorspannkraft des Ölrings wurde der Erkenntnisgewinn aus diesen Versuchen demonstriert und vorhandene Wechselwirkungen belegt. Ferner konnte der Ablauf eines Öleintrages mit Hilfe optischer Messungen erklärt werden.

Danksagung:

Der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen wird für die Förderung der Projekte Kolbenring-Öltransport und Glasliner gedankt, welche maßgeblich zur Entwicklung der Versuchsträger „Schmierfilmdickenmessung“ und „Glasliner“ beigetragen hat.

- [1] K. Holmberg, P. Andersson, A. Erdemir, „Global energy consumption due to friction in passenger cars,“ in Tribology International, Bd. 47, pp. 221–34, 2012.
- [2] M. Magar und P. Berlet, „Tribology from the perspective of combustion,“ in APL Group - 4. Tribologie Symposium, Landau in der Pfalz, 2017.
- [3] M. Härtl, A. Stadler, F. Backes, G. Wachtmeister und E. Jacob, „Potenziell CO₂-neutrale Kraftstoffe für saubere Ottomotoren,“ in MTZ - Motortechnische Zeitschrift, Bd. 78, Nr. 07-08, pp. 80-88, 2017.
- [4] S. Wigger, T. Müller, H.-J. Füller, „Tribologieanalyse der Kolbengruppe mittels optisch zugänglichem Forschungsmotor,“ in MTZ - Motortechnische Zeitschrift, Bd. 78, Nr. 07-08, pp. 46-51, Juli 2017.
- [5] C. Kirner, B. Uhlig, A. Behn und M. Feindt, „Kolbenring-Öltransport, Öltransport durch die Kolbenringe,“ in Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Vorhaben Nr. 1124, Frankfurt am Main, 2015.
- [6] B. Uhlig, C. Kirner, A.-C. Preuß, „Kolbenring-Öltransport, Öltransport durch die Kolbenringe,“ in Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Vorhaben Nr. 1197, Frankfurt am Main, 2017.
- [7] J. Schäffer, G. Wachtmeister, „Kolbenring-Öltransport - Glasliner,“ in Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Vorhaben Nr. 1210, Frankfurt am Main, 2017.