



Manuel Langbauer, BSc

Reibungsuntersuchung an befeuertem PKW-Dieselmotoren mit unterschiedlicher Zylinderhohung

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Dipl.-Ing. Rudolf Wichtl
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, Jänner 2015

Vorwort

Seit ich mich erinnern kann üben Technik und Naturwissenschaft auf mich eine große Faszination aus. Insbesondere die motorisierte Fortbewegung ist bis heute eine Leidenschaft von mir. Die Entscheidung für das Studium Wirtschaftsingenieurwesen – Maschinenbau und für eine Masterarbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik war also für mich keine schwer zu fällende. Da es für mich sehr bedeutsam war, im Zuge meiner Masterarbeit, praxisnahe Erfahrungen zu sammeln, entschied ich mich für ein Projekt am Motorenprüfstand.

An dieser Stelle möchte ich mich beim Institutsvorstand Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichseder für das Zustandekommen dieser Arbeit bedanken.

Ein ganz besonderer Dank gebührt meinem Betreuer Dipl.-Ing. Rudolf Wichtl, der mir während des gesamten Projektes mit Rat und Tat zur Seite stand.

Ein Dankeschön außerdem an Dipl.-Ing. Peter Rumplmayr für seine tatkräftige Mitwirkung.

Bedanken möchte ich mich auch bei Michael Barth, der durch seine jahrelange Erfahrung im Auf- und Umbau von Motorprüfständen, so manches Problem rasch und kompetent lösen konnte, und bei allen Mitarbeitern der Werkstätte.

Vor allem möchte ich meinen Eltern für die wichtige Unterstützung während der Studienzeit bedanken.

Eidesstattliche Erklärung

Affidavit

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master thesis.

Graz, am 02.01.2015

Manuel Langbauer

Kurzfassung

Immer strenger werdende Abgasgesetzgebung, der Wunsch der Bevölkerung nach verbrauchsarmen und kostengünstigen Fahrzeugantrieben, und die steigenden Kosten für fossile Brennstoffe, verlangen nach effizienten Antriebskonzepten. Eine wirksame Methode um den Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors zu steigern, und somit den Kraftstoffverbrauch zu senken, ist die Verringerung der mechanischen Reibung des Motors. Dies ist ein besonders komplexes Thema, da es nicht nur eine Vielzahl von Ansatzmöglichkeiten gibt, sondern auch die Bewertung der einzelnen Maßnahmen stellt sich in vielen Fällen als schwierig heraus, zumal Änderungen im Reibmitteldruck bzw. in der Reibleistung meist sehr klein ausfallen und damit messtechnisch schwer zu erfassen sind. Daraus ergeben sich hohe Anforderungen an die Genauigkeit und Reproduzierbarkeit der Messergebnisse. Die wichtigste Rolle spielt hier die Druckindizierung und die Drehmomentmessung. Aber auch die genaue Einhaltung der Motorbetriebsbedingungen, vor allem Öltemperatur und Kühlwassertemperatur, sind für die Reproduzierbarkeit äußerst bedeutsam.

Die vorliegende Arbeit gibt einen Einblick in die Vorgehensweise einer gefeuerten Reibungsmessung eines Verbrennungsmotors und bewertet den Einfluss der Zylinderhonung auf die Reibung. Dafür wurden Reibungskennfelder der unterschiedlichen Versionen eines Dreizylinder PKW – Dieselmotors am Motorprüfstand mittels der Indiziermethode erstellt und miteinander verglichen. Zusätzlich wurde mit Hilfe einer speziellen, am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik entwickelten, Messvorrichtung die Reibung des Kurbeltriebs bei realen Betriebsbedingungen isoliert, damit eine bessere Zuordnung der Motorreibung stattfinden konnte. Außerdem wurden die Reibungsanteile von Ölpumpe, Wasserpumpe, und der Vollastölverbrauch gemessen. Zudem erfolgten Hysteresemessungen (ein Lastschnitt wird einmal von niedriger Last bis Vollast durchlaufen und umgekehrt), um die Notwendigkeit der genauen Einhaltung des Messplans aufzuzeigen. Abschließend wurde der NEDC (New European Driving Cycle) am Motorprüfstand nachgefahren, um eine eventuelle Verbesserung der Reibung auch im Normkraftstoffverbrauch nachzuweisen. Für zukünftige Projekte zur gefeuerten Reibungsermittlung des Kurbeltriebs erfolgte die Konstruktion einer verbesserten Version der Reibungsmessvorrichtung.

Abstract

There is a big need for more efficient drivetrains, caused by more and more strict emission – control legislation, the customer’s demand for fuel – efficient engines and the rising costs for fossil fuels. A useful method to increase the engine efficiency and therefore reduce the fuel consumption is the lowering of the engine’s friction. This is a very complex issue, because of the numerous possibilities and the difficult evaluation of the results, due to the mostly very little changes in the FMEP (Friction Mean Effective Pressure), which are hard to measure. For that reason the measurement results have to be highly accurate and repeatable. The most important instruments are pressure indication and torque measurement. The conditioning of the engine oil and coolant are also crucial factors.

This thesis gives an insight into the fired measurement of the friction of a combustion engine and evaluates the effect of the cylinder honing to the friction. Therefore friction grids of different versions from a three-cylinder-diesel-engine were generated with the pressure indicating method. Additional measurements were made with special, internal developed measuring equipment, to separate the friction of the crank drive at real engine operation, for a better classification of the engine friction. Also the percentage of the oil pump and the water pump and the oil consumption at full load were considered. To show the importance of the accurate adherence of the measuring plan, measurements were made from low- to full load and in reverse order. At the end the NEDC (New European Driving Cycle) was driven with each engine to verify the friction decrease with lower fuel consumption in the cycle. For future projects new enhanced measuring equipment, for separating the friction of the crank drive, was constructed.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Theoretische Grundlagen.....	2
2.1	Tribologische Grundlagen.....	2
2.1.1	Reibung.....	3
2.1.2	Hydrodynamische Schmiertheorie	6
2.2	Kenngößen	8
2.3	Mechanische Verluste beim Verbrennungsmotor	11
2.3.1	Energieflüsse beim Verbrennungsmotor	11
2.3.2	Aufteilung der mechanischen Verluste	12
2.4	Methoden zur Ermittlung der Reibung beim Verbrennungsmotor	17
2.4.1	Willans – Linie.....	17
2.4.2	Auslaufversuch	18
2.4.3	Zylinderabschaltung	18
2.4.4	Schleppen	18
2.4.5	Schleppen mit externer Druckbeaufschlagung	19
2.4.6	Floating - Liner Verfahren.....	19
2.4.7	Indiziermethode	20
3	Experimentelle Untersuchungen	21
3.1	Die Versuchsträger	21
3.1.1	Kenndaten [9].....	22
3.1.2	Aufladung	22
3.1.3	Einspritzsystem.....	23
3.1.4	Kettentrieb	23
3.1.5	Ölpumpe	24
3.1.6	Ausgleichswelle	24
3.1.7	Abgasrückführung	25
3.1.8	Riementrieb.....	26
3.1.9	Zylinderhonung.....	26
3.2	Prüfstands Aufbau.....	28
3.2.1	Konditionieranlagen	28
3.2.2	Messtechnik.....	31
3.2.3	Asynchronmaschine	37

3.2.4	Umbau AGR-Kühler und Saugrohr.....	37
3.3	Das Reibungsmessmodul.....	38
3.4	Messergebnisse	44
3.4.1	Ölverbrauchsmessung	44
3.4.2	Normverbrauchsmessung im NEDC	46
3.4.3	Kennfeldmessungen	48
3.4.4	Körperschallmessungen	69
4	Weiterentwicklung des Reibungsmessmoduls	71
5	Zusammenfassung und Ausblick.....	74
6	Anhang	76
6.1	Abbildungsverzeichnis	76
6.2	Tabellenverzeichnis	78
6.3	Literaturverzeichnis	79

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
BMEP	Effektiver Mitteldruck (Break Mean Effective Pressure)
CO ₂	Kohlendioxid
FMEP	Reibmitteldruck (Friction Mean Effective Pressure)
IMAP	Indizierten Mitteldruck (Indicated Mean Effective Pressure)
KW	Kurbelwinkel
LLK	Ladeluftkühler
NEDC	New European Driving Cycle
OT	Oberer Totpunkt
VL	Volllast
WT	Wärmetauscher
ZMS	Zweimassenschwungrad

Griechische Formelzeichen

α	°	Winkel
η	-	Wirkungsgrad
η_e	-	effektiver Wirkungsgrad
η_i	-	indizierter Wirkungsgrad
η_m	-	mechanischer Wirkungsgrad
φ	°KW	Kurbelwinkel
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

Lateinische Formelzeichen

b	g/kWh	spezifischer Kraftstoffverbrauch
d	m	Durchmesser
f	-	Reibungszahl
H _u	kJ/kg	spezifischer Heizwert
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	Nm	Drehmoment
M _r	Nm	Reibmoment
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	bar	Druck
p _m	bar	Mitteldruck allgemein
p _i	bar	innerer Mitteldruck
p _e	bar	effektiver Mitteldruck
p _r	bar	Reibmitteldruck
P	W	Leistung
P _i	W	innere Leistung
P _r	W	Reibleistung
P _e	W	effektive Leistung
T	°C	Temperatur
v	m/s	Geschwindigkeit
V _h	m ³	Hubvolumen
W	J	Arbeit
W _i	J	innere Arbeit
W _e	J	effektive Arbeit

1 Einleitung

Der Verbrennungsmotor als Antrieb für Kraftfahrzeuge gerät aktuell immer mehr unter Druck. Der Wunsch der Bevölkerung nach möglichst emissionsarmen und kostengünstigen Antrieben, die voranschreitende Entwicklung und Förderung der Elektromobilität, steigende Rohstoffpreise und die immer strenger werdende Abgasgesetzgebung stellt heutige Motorenentwickler vor große Herausforderungen. Trotz aller Kritik sollte man die Vorzüge der Verbrennungskraftmaschine nicht aus den Augen verlieren. Diese stellt die Möglichkeit dar, die in einem flüssigen oder gasförmigen Brennstoff gespeicherte chemische Energie, direkt in mechanische Energie umzuwandeln. Dabei werden die Energiedichte eines Flüssigtreibstoffes, somit die Reichweite, und die Betankungszeiten von einem akkubetriebenen Elektrofahrzeug bei weitem nicht erreicht. Außerdem ergibt die Elektrifizierung der Fahrzeugantriebe hinsichtlich Umweltverträglichkeit und CO₂ Bilanz keinen Sinn, solange der weltweit benötigte Energiebedarf für die Mobilität nicht durch erneuerbare Ressourcen bereitgestellt werden kann. Oberstes Ziel der Motorenentwickler im PKW und Nutzfahrzeugsektor wird in naher Zukunft, neben der Erfüllung der Abgasnormen, die Steigerung der Effizienz von Verbrennungsmotoren sein. Neben der Verringerung der thermischen Verluste steht auch die Reduzierung der Motorreibung im Fokus. Dies umfasst, neben der Optimierung der Nebenaggregate, alle in Relativbewegung befindlichen Bauteile des Motors. Die experimentelle Ermittlung der Motorreibung spielt bei der Bewertung von reibungsreduzierenden Maßnahmen eine besondere Rolle, da hierfür hohe Anforderungen sowohl an die Messtechnik als auch an die Entwickler hinsichtlich Genauigkeit und Reproduzierbarkeit gestellt werden. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit dem Einfluss der Zylinderhonung, vor allem deren Form, auf die Reibung der Kolbengruppe. Mit Hilfe eines speziellen Honverfahrens ist man in der Lage die Form der Zylinderlaufbahn innerhalb gewisser Grenzen frei zu gestalten. Nach den theoretischen Grundlagen zur Motorreibung werden gängige Verfahren zur Bestimmung des Reibmitteldrucks behandelt. Anschließend wird ein am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz entwickeltes Messverfahren vorgestellt, mit dessen Hilfe es möglich ist, die Reibung des Kurbeltriebs im realen Motorbetrieb zu isolieren. Danach werden die durchgeführten experimentellen Untersuchungen einer sich zum unteren Totpunkt hin erweiternden Zylinderhonung gezeigt. Auch wurde eruiert, ob sich eine die Veränderung der Zylinderhonung auch auf den Normverbrauch im NEDC und auf den Ölverbrauch niederschlägt. Abschließend wird eine Möglichkeit gezeigt das angewandte Messverfahren zu verbessern.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Tribologische Grundlagen

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von Wirkflächen in Relativbewegung und zugehöriger Technologien und Verfahren.“ [5, S.4, Abs. 4]

Tribologie ist ein interdisziplinäres Fachgebiet, das in allen Bereichen der Technik Anwendung findet. Es umfasst hauptsächlich stoffliche und energetische Prozesse, die aus Reibung, Verschleiß und Schmierung resultieren und die Optimierung von technischen Systemen, die Wirkflächen in Relativbewegung aufweisen. [5]

Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass alle natürlich ablaufenden Prozesse irreversibel sind. Das gilt natürlich auch für aufeinander gleitende und rollende Elemente bzw. für strömende Fluide im Maschinenbau. Zwischen sich berührenden Flächen, die sich relativ zueinander bewegen, treten Wechselwirkungen auf, die einen Teil der kinetischen Energie in Wärme umwandeln und somit Verluste verursachen. Hervorgerufen wird dies durch Gitterschwingungen und deren Ausbreitung im Festkörper. Sind größere Kräfte am Werk, führt dies zu inelastischen Prozessen wie plastisches Fließen, viskoelastische Verluste und viskoses Fließen. Abhängig sind diese Wechselwirkungen von der Rauheit, der chemischen Zusammensetzung und der Härte der Oberfläche. Außerdem von Kontaktvorgängen wie Adhäsion und Kohäsion, infolge von sich anziehender atomarer Wechselwirkungskraften und chemischen Bindungen, Kontaktdeformation und den Eigenschaften von eventuell vorhandenen Schmierstoffen. Die Größenordnungen in der Tribologie erstrecken sich von makroskopischen Betrachtungen von Maschinenelementen bis zur Nanotechnologie. [5]

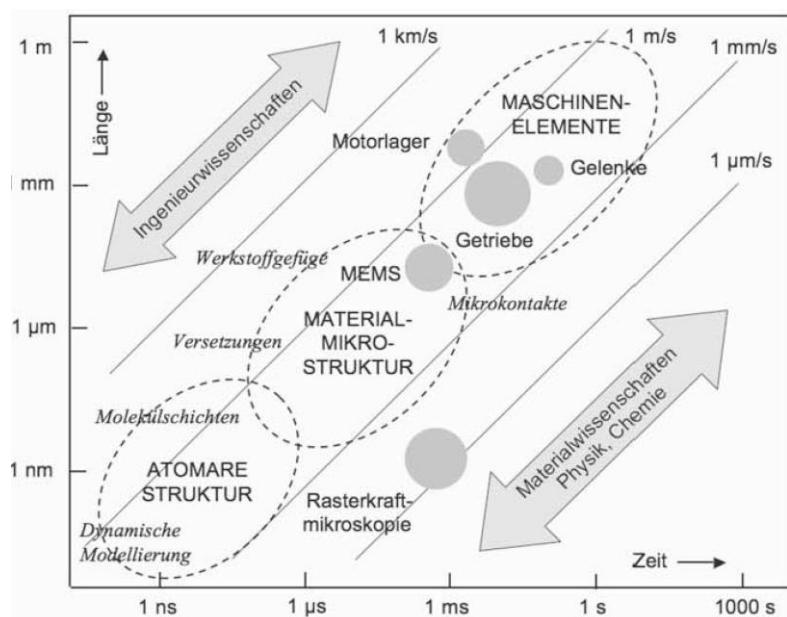


Abbildung 2-1: Dimensionsbereiche tribologischer Systeme [5]

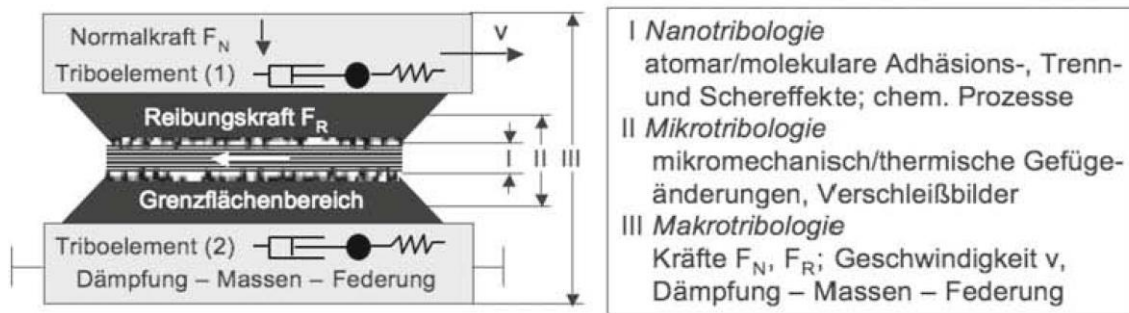


Abbildung 2-2: Schematische Darstellung der Dimensionenbereiche [5]

In den folgenden Ausführungen wird nur der Teilbereich Reibung genauer betrachtet.

2.1.1 Reibung

Reibung verursacht eine Kraft, die immer gegen die Relativbewegung sich berührender Körper wirkt. Zur äußeren Reibung zählen die Ruhereibung (auch statische Reibung), die gegen die Einleitung einer Relativbewegung wirkt, und die Bewegungsreibung, die gegen die Aufrechterhaltung einer Relativbewegung wirkt. Zudem existiert die innere Reibung von Stoffen, verursacht durch die Bewegung von Flüssigkeiten und Gasen. [5]

Die **Stribeckkurve** beschreibt die Abhängigkeit der Reibungszahl f (Reibungskraft/Normalkraft) von der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner im Falle einer gleitenden Reibungsbeanspruchung bei Anwesenheit eines Schmiermediums. Mit Hilfe der Stribeckkurve lassen sich auch die unterschiedlichen Reibungszustände, die in einem hydrodynamischen Gleitlager auftreten, einteilen. [5]

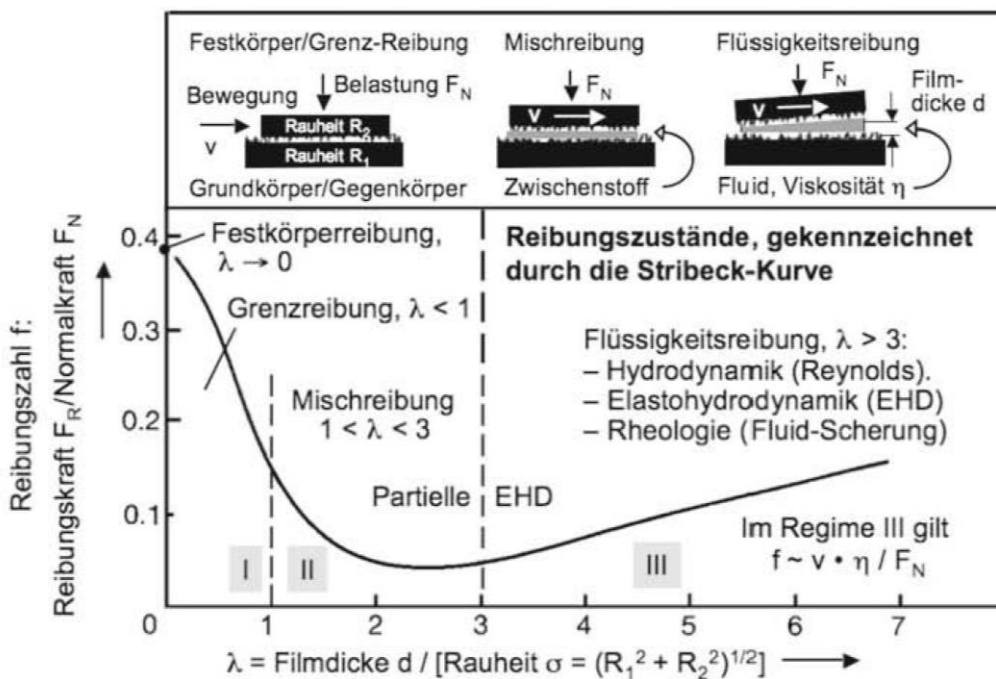


Abbildung 2-3: Stribeckkurve [5]

Festkörperreibung tritt bei unmittelbarem Kontakt zweier fester Körper auf. Es ist also kein Schmierfilm vorhanden, weswegen man diese Reibungsart auch als Trockenreibung oder Coulomb'sche Reibung bezeichnet. [4]

Grenzreibung / Grenzschichtreibung ist Festkörperreibung mit einem molekularem Grenzschichtfilm an den Oberflächen der Reibpartner. Dieser Grenzschichtfilm hat jedoch keinen wesentlichen Einfluss auf das Reibverhalten. Sie tritt üblicherweise bei Vorhandensein von Verunreinigungen, Oxidation der Gleitflächen oder einer molekularen Schicht eines Schmierstoffes auf. [4]

Flüssigkeitsreibung herrscht dann, wenn die Reibpartner lückenlos durch einen Flüssigkeitsfilm voneinander getrennt sind. Die Erzeugung dieses Flüssigkeitsfilms kann hydrostatisch oder hydrodynamisch erfolgen. Wenn die Filmdicke der Schmierflüssigkeit größer als die Summe der gemittelten Rautiefe R_z , inklusive eventueller Welligkeit von Lagerschalen, ist, kann davon ausgegangen werden, dass Flüssigkeitsreibung vorherrscht. Somit ist theoretisch kein Verschleiß mehr möglich. [4]

Gasreibung kann wie Flüssigkeitsreibung betrachtet werden, mit dem Unterschied, dass das Medium im Schmierspalt gasförmig anstatt flüssig ist. [4]

Mischreibung tritt auf, wenn sowohl Festkörperreibung als auch Flüssigkeitsreibung vorhanden ist. Den Punkt an dem Mischreibung in Flüssigkeitsreibung umschlägt, bezeichnet man als Ausklinkpunkt. Dieser befindet sich in der Stribeckkurve in der Nähe der kleinsten Reibungszahl, aber immer rechts davon. [4]

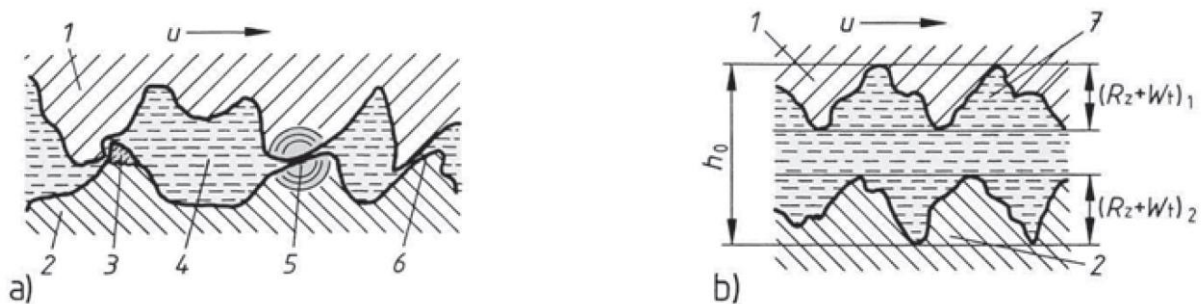


Abbildung 2-4: Reibungsarten [4]

- | | | | |
|----------|---------------------------------|-------|---------------------------------------|
| a) | Mischreibung | 6) | elastische oder plastische Verformung |
| b) | Flüssigkeitsreibung | 7) | Gleitraum |
| 1) | Welle | R_z | Rautiefe |
| 2) | Lagerschale | W_t | Welligkeit |
| 3);5);6) | Festkörperreibung | h_0 | Schmierfilmdicke |
| 3) | Abrieb durch Abscheren | u | Gleitgeschwindigkeit |
| 4) | örtliche Flüssigkeitsreibung | | |
| 5) | Verschweißung oder Ausschmelzen | | |

In einem hydrodynamischen Gleitlager, wie man sie in Verbrennungsmotoren, zum Beispiel bei den Pleuellagern oder den Pleuellagern, findet, hängt die Schmierfilmdicke hauptsächlich vom Öldruck und von der Gleitgeschwindigkeit ab. Mit zunehmender Drehzahl erhöht sich durch hydrodynamische Effekte die Schmierfilmdicke. Es kommt also bei konstant gehaltenen Öldruck ab einer bestimmten Drehzahl zum „Aufschwimmen“ des Lagers, und somit zum Übergang in den Flüssigkeitsreibungsbereich. Ziel der Auslegung eines Gleitlagers ist, dass sich möglichst der gesamte Betriebsbereich im Flüssigkeitsreibungsbereich befindet, da dies der günstigste Fall hinsichtlich Reibung und Verschleiß ist. Die Reibungszahl (Verhältnis von Reibkraft zu Normalkraft) ist bei Grenzschichtreibung um den Faktor 10, bei Festkörperreibung sogar um den Faktor 100, höher als bei Flüssigkeitsreibung. Beim Starten des Motors werden jedoch immer Grenzschicht- und Mischreibung durchlaufen, weil sich der Schmierfilm erst aufbauen muss. Kritisch sind vor allem die Gleitpaarungen im Ventiltrieb, zumal sich die Nockenwelle mit halber Motordrehzahl dreht. Es muss sichergestellt werden, dass bei Leerlaufdrehzahl keine Mischreibung in den Gleitlagern sowie an den Nockenwellen auftritt. Der ideale Auslegungspunkt ist daher wenig rechts vom Ausklinkpunkt, um einen niedrigen Reibungswert mit der nötigen Sicherheit gegenüber Mischreibung zu realisieren. Zusätzlich muss berücksichtigt werden, dass die Viskosität des Schmierstoffes stark Temperaturabhängig ist, und daher einen Einfluss auf die Form der Stribeckkurve hat. Der Reibbeiwert ist außerdem noch abhängig von der Belastung des Lagers. Die Viskosität des Schmierstoffes, und deren Temperaturabhängigkeit, sowie der notwendige Öldruck haben also einen erheblichen Einfluss auf die Reibung eines Gleitlagers. [4], [6]

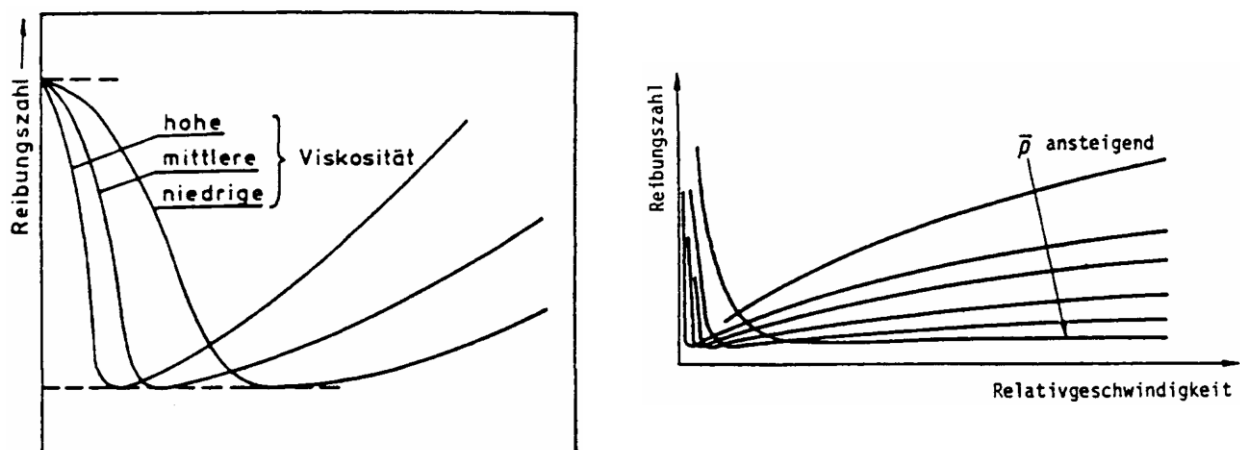
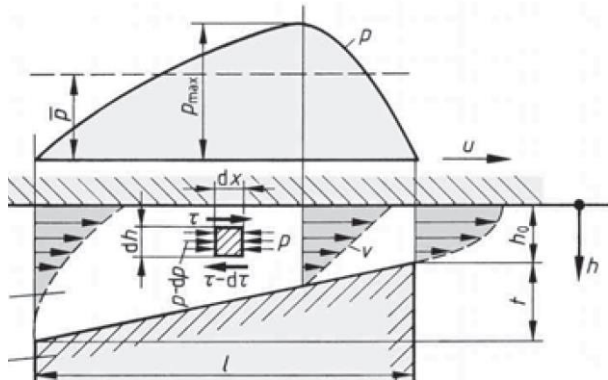


Abbildung 2-5: Stribeckkurve in Abhängigkeit der Viskosität des Schmierstoffes und der Lagerbelastung [6]

2.1.2 Hydrodynamische Schmiertheorie

Damit ein zusammenhängender Schmierfilm unter äußerer Belastung aufrechterhalten werden kann, muss der Druck im Zwischenraum mit der Belastung im Gleichgewicht stehen. [4]



- 1 feststehender Teil
- 2 bewegter Teil
- 3 Keilspalt
- u Umfangsgeschwindigkeit
- p Lagerdruck
- h_0 kleinster Schmierpalt
- t Keiltiefe
- l wirksame Spalllänge
- τ Schubspannung

Abbildung 2-6: Hydrodynamischer Druck und Geschwindigkeitsverteilung im ebenen Schmierkeil [4]

Der hydrodynamische Druck im sich verengenden Schmierpalt entsteht durch das Stauen der Flüssigkeit, die an den Gleitflächen haftet, und durch die an der bewegten Fläche mitgenommene Flüssigkeit. Dieser Zustand wird auch als Schlepplströmung bezeichnet. Wäre der Flächenabstand parallel, würde kein hydrodynamischer Druck entstehen. Die Schubspannung τ ist proportional zum Geschwindigkeitsgefälle dv/dh und zur Viskosität. Folglich ändert sich auch die Schubspannung aufgrund des enger werdenden Querschnitts und der daraus resultierenden Geschwindigkeitserhöhung. Die Flüssigkeit an den Randzonen haftet an den Gleitflächen und besitzt daher auch deren Geschwindigkeit. Der Geschwindigkeitsverlauf über die Spalthöhe weist im Bereich der Querschnittsverengung eine konvexe, im Bereich der Querschnittserweiterung eine konkave Form auf. Da sich also laufend das Geschwindigkeitsgefälle über die Länge des Spaltes verändert, ändert sich auch die Schubspannung dementsprechend. Das heißt, damit der Schubspannungsänderung $d\tau$ das Gleichgewicht gehalten werden kann, muss eine Änderung des Flüssigkeitsdruckes von p auf $p+dp$ stattfinden. Auf das Volumenelement $dx \cdot dh \cdot l$ wirkt die Kraft $dp \cdot dh - d\tau \cdot dx$. Daraus ergibt sich die Bewegungsgleichung für das Volumenelement [4]:

$$dp \cdot dh - d\tau \cdot dx = \rho \cdot dx \cdot dh \cdot \frac{dv}{dt} \quad (\text{Gl. 1})$$

Die rechte Seite der Bewegungsgleichung stellt die Massenkraft dar. Diese ist verglichen mit der Wirkung der Zähigkeit vernachlässigbar klein, und kann daher vernachlässigt werden. [4]

Durch Einsetzen der Newtonschen Hypothese:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dh} \quad (\text{Gl. 2})$$

Ergibt sich nach Umformung folgende Differentialgleichung:

$$\frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} = \frac{d^2v}{dh^2} \quad (\text{Gl. 3})$$

Daraus lassen sich die wesentlichen Aussagen über Druck- und Geschwindigkeitsverteilung, Schmierstathöhe, bzw. Gleitraumform, Reibungswiderstand und Reibungszahl treffen. [4]

Die Berechnung hydrodynamischer Radial-Gleitlager erfolgt durch numerisches Lösen der **Reynoldsschen Differentialgleichung** für die Reibungsströmung im Schmierpalt [4]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \eta \cdot (u_s + u_B) \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \quad (\text{Gl. 4})$$

Die Reynolds-Gleichung gilt als Grundgleichung für die hydrodynamische Schmiertheorie. Aus beiden oben gezeigten Gleichungen lässt sich die Erkenntnis ableiten, dass zur Erzeugung eines tragfähigen Schmierfilms, und daher zum Betrieb eines Gleitlagers im Flüssigkeitsreibungsbereich, jeder Gleitraum geeignet ist, dessen Höhe in Bewegungsrichtung abnimmt, und daher einen Stauraum bildet. Dabei ist die Form der Querschnittsabnahme von untergeordneter Bedeutung. In der Regel sind die Stauräume jedoch keilförmig ausgebildet. [4]

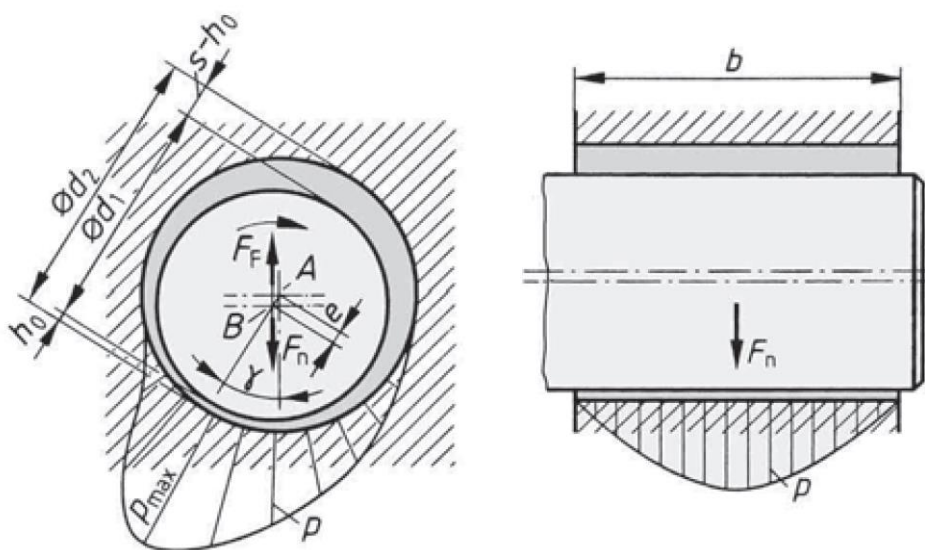


Abbildung 2-7: Druckverteilung im Schmierpalt bei Flüssigkeitsreibung [4]

2.2 Kenngrößen

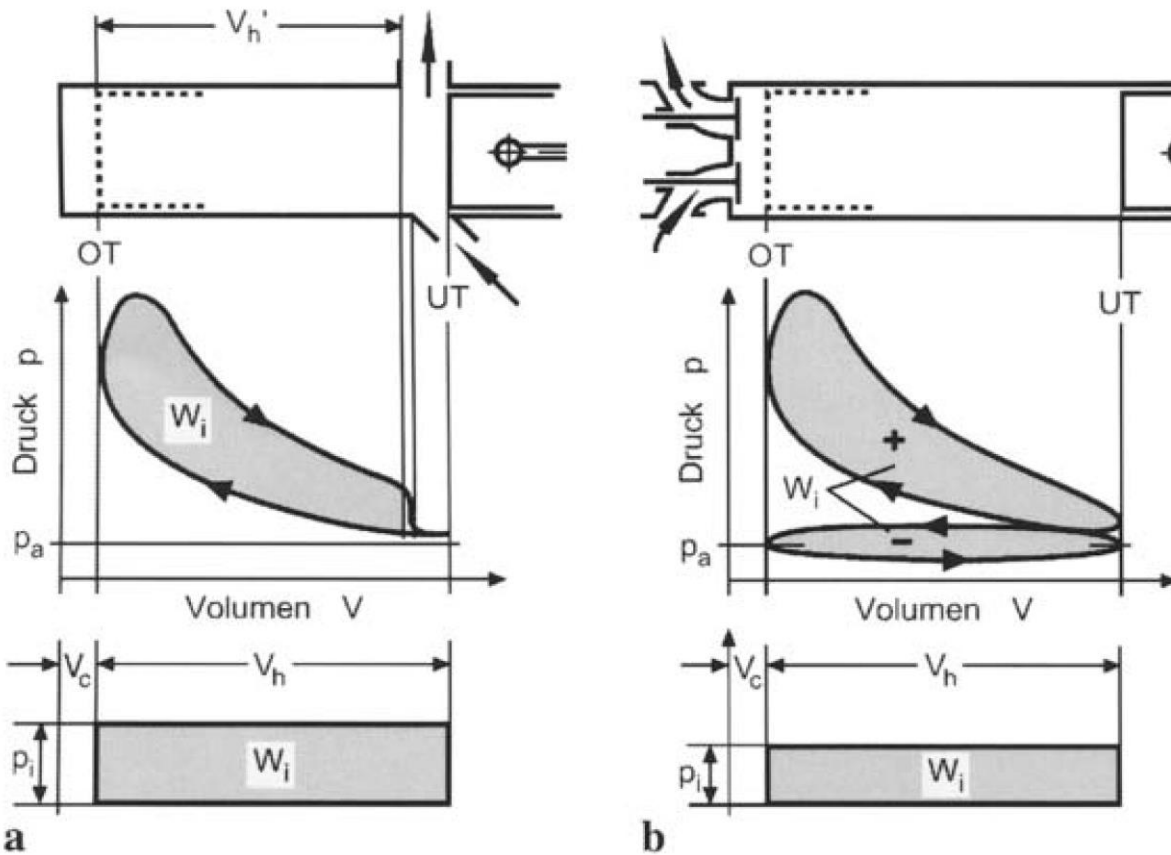


Abbildung 2-8: p-V-Diagramm und indizierter Mitteldruck, a Zweitaktmotor, b Viertaktmotor [3]

Die vom Arbeitsgas an den Kolben abgegebene Arbeit wird auch als innere Arbeit W_i bezeichnet. Sie ist im p-V-Diagramm als von der Druckkurve eingeschlossene Fläche ersichtlich. Beim Viertaktmotor muss zusätzlich noch die Ladungswechselarbeit als negative innere Arbeit berücksichtigt werden (mit Ausnahme von aufgeladenen Motoren, wo die Ladungswechselarbeit auch positive Werte annehmen kann). Üblicherweise bezieht man die abgegebene Arbeit auf das Hubvolumen V_h , und erhält somit den **inneren Mitteldruck** p_i als spezifische Größe. Mit Hilfe des Mitteldrucks können Motoren mit unterschiedlichen Hubraum besser miteinander verglichen werden. [3]

$k = 2\pi$ beim Zweitaktmotor
 $k = 4\pi$ beim Viertaktmotor

$$W_i = \int_0^k p dV \quad (\text{Gl. 5})$$

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (\text{Gl. 6})$$

Wird anstatt der inneren- die effektive Arbeit, also diejenige Arbeit, die effektiv nutzbar ist, auf das Hubvolumen bezogen, so erhält man den effektiven Mitteldruck p_e . [3]

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (\text{Gl. 7})$$

Die Differenz zwischen innerem- und effektivem Mitteldruck entsteht durch mechanische Verluste. Diese Verluste bezeichnet man als die Reibung eines Verbrennungsmotors. Man kann also den Reibmitteldruck p_r und den **mechanischen Wirkungsgrad** η_m wie folgt definieren [3]:

$$p_r = p_i - p_e \quad (\text{Gl. 8})$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{W_e}{W_i} \quad (\text{Gl. 9})$$

Zur Berechnung der **Leistung P** gelten folgende Beziehungen:

$$\text{Zweitaktmotor:} \quad P = n \cdot V_h \cdot p_m \quad (\text{Gl. 10})$$

$$\text{Viertaktmotor:} \quad P = \frac{n}{2} \cdot V_h \cdot p_m \quad (\text{Gl. 11})$$

Für den Mitteldruck p_m kann der innere-, der effektive- und der Reibmitteldruck eingesetzt werden. Dementsprechend erhält man die dazugehörige **Leistung P_i**, **P_e** oder **P_r**. Um die für die Berechnung der Leistung notwendigen Größen in den üblichen Einheiten (also n in min^{-1} , V_h in dm^3 , p_m in bar und P in kW) einsetzen zu können, ergeben sich die Gleichungen zu [3]:

$$\text{Zweitaktmotor:} \quad P = \frac{n \cdot V_h \cdot p_m}{600} \quad (\text{Gl. 12})$$

$$\text{Viertaktmotor:} \quad P = \frac{n \cdot V_h \cdot p_m}{1200} \quad (\text{Gl. 13})$$

Das **Drehmoment M_d** kann ebenfalls, je nach verwendetem Mitteldruck, als inneres-, effektives- oder Reibmoment berechnet werden. [3]

$$\text{Zweitaktmotor:} \quad M_d = \frac{V_h \cdot p_m}{2 \cdot \pi} \quad (\text{Gl. 14})$$

$$\text{Viertaktmotor:} \quad M_d = \frac{V_h \cdot p_m}{4 \cdot \pi} \quad (\text{Gl. 15})$$

Der **innere Wirkungsgrad** η_i berechnet sich aus dem Verhältnis von **innerer Arbeit** W_i und eingesetzter **Kraftstoffenergie** Q_B . [3]

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} = \frac{W_i}{\dot{m}_B \cdot H_u} = \frac{P_i}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (\text{Gl. 16})$$

In analoger Weise kommt man zur Formulierung des **effektiven Wirkungsgrades** η_e . Der effektive Wirkungsgrad ist über den mechanischen Wirkungsgrad mit dem inneren Wirkungsgrad gekoppelt. [3]

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} = \frac{W_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (\text{Gl. 17})$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (\text{Gl. 18})$$

Eine weitere wichtige Größe stellt der **spezifische Kraftstoffverbrauch** b dar. Dieser kann ebenfalls zur Beurteilung der Effizienz eines Verbrennungsmotors herangezogen werden, und ist daher einem Wirkungsgrad sehr ähnlich. Man unterscheidet auch hier zwischen dem inneren- und dem effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch. [3]

$$b_i = \frac{\dot{m}_B}{P_i} = \frac{1}{\eta_i \cdot H_u} \quad (\text{Gl. 19})$$

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad (\text{Gl. 20})$$

Die Gleichungen 19 und 20 gelten für SI – Einheiten. Üblicherweise wird der spezifische Kraftstoffverbrauch jedoch in **g/kWh** angegeben. [3]

2.3 Mechanische Verluste beim Verbrennungsmotor

2.3.1 Energieflüsse beim Verbrennungsmotor

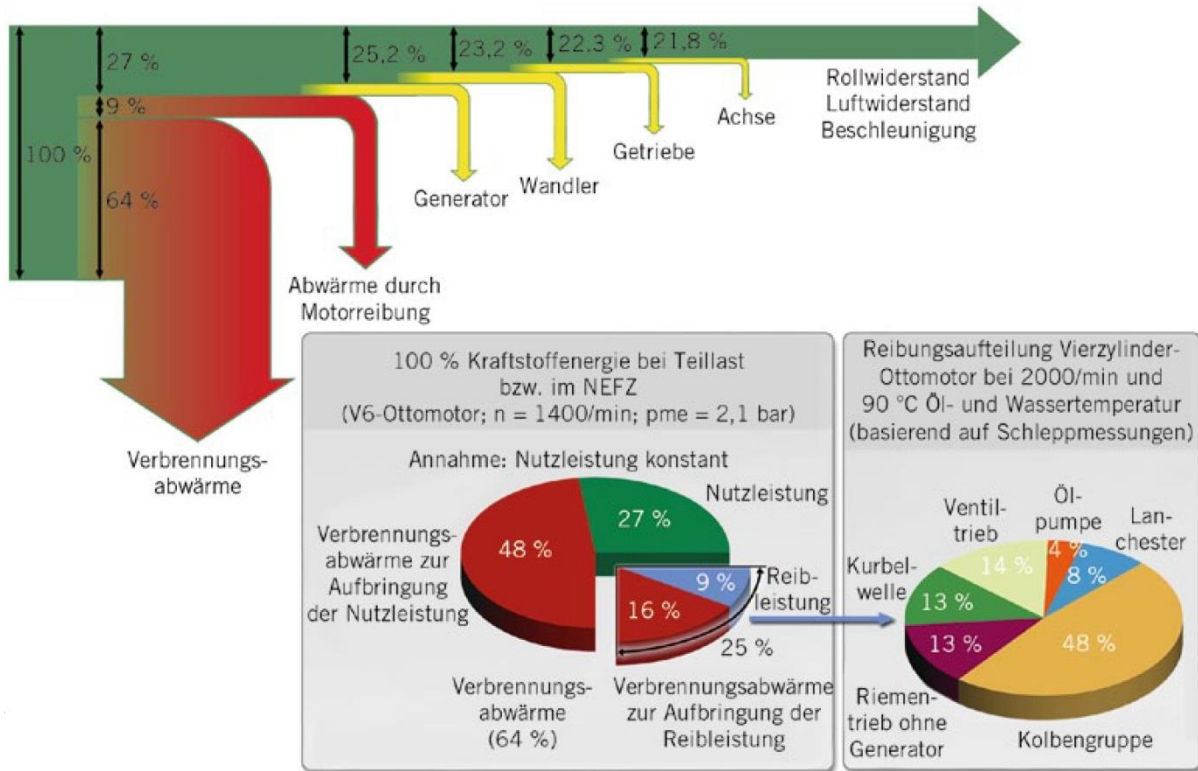


Abbildung 2-9: Aufteilung der Kraftstoffenergie am Beispiel eines 4-Takt Ottomotors [8]

Abbildung 2-9 soll eine schematische Aufteilung der eingesetzten Kraftstoffenergie bei einem Sechszylinder 4-Takt Ottomotor, und eine genauere Aufspaltung der Motorreibung in die wichtigsten Komponenten zeigen. Die thermischen Verluste, die den größten Anteil bilden, beinhalten die Verluste durch unvollständige Verbrennung, reale Verbrennung, Leckage, Ladungswechsel, Wandwärme und Abgasenthalpiestrom. Die Kraftstoffenergie, die durch Reibung verloren geht, beträgt im gezeigten Lastpunkt ($n = 1400 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2,1 \text{ bar}$) 9%. Betrachtet man das Verhältnis von indizierter Leistung (27% Nutzleistung + 9% Reibleistung) zu den gesamten thermischen Verlusten (64%), kann darauf geschlossen werden, dass 16% thermische Verluste nur für die Überwindung der Reibung anfallen. Würde man also die Reibung um 1% reduzieren, so würde sich, bei gleicher Nutzleistung, die Abwärme zur Überwindung der Reibung um ca. 1,8% vermindern, die gesamten thermischen Verluste sogar um ca. 2,8%. Dabei ist außerdem ersichtlich, dass der dominierende Teil der Reibung vom Triebwerk erzeugt wird. Dazu zählen Kolbenhemd, Kolbenringe, Kolbenbolzenlager, sowie Haupt-, Pleuel-, und Ausgleichswellenlager. Man beachte, dass die Zahlenwerte in obiger Abbildung nur beispielhaft und nur für den dargestellten Betriebspunkt gelten. Die genaue Gliederung der Verluste bei einem Verbrennungsmotor ist stark motorkonzept- und betriebspunktabhängig. So nimmt die Nutzleistung bei Leerlauf den Wert Null an, während beispielsweise bei großen Stationärmotoren im Nennleistungspunkt

effektive Wirkungsgrade von über 50% erreicht werden. Außerdem sei darauf hingewiesen, dass es sich bei der Darstellung der mechanischen Verluste um durch Schleppmessungen ermittelte Daten handelt. Diese weichen vom realen Motorbetrieb teilweise stark ab (Siehe Kapitel 2.4). Für eine verhältnismäßige Abschätzung stellen diese Werte jedoch eine gute Basis dar. [8]

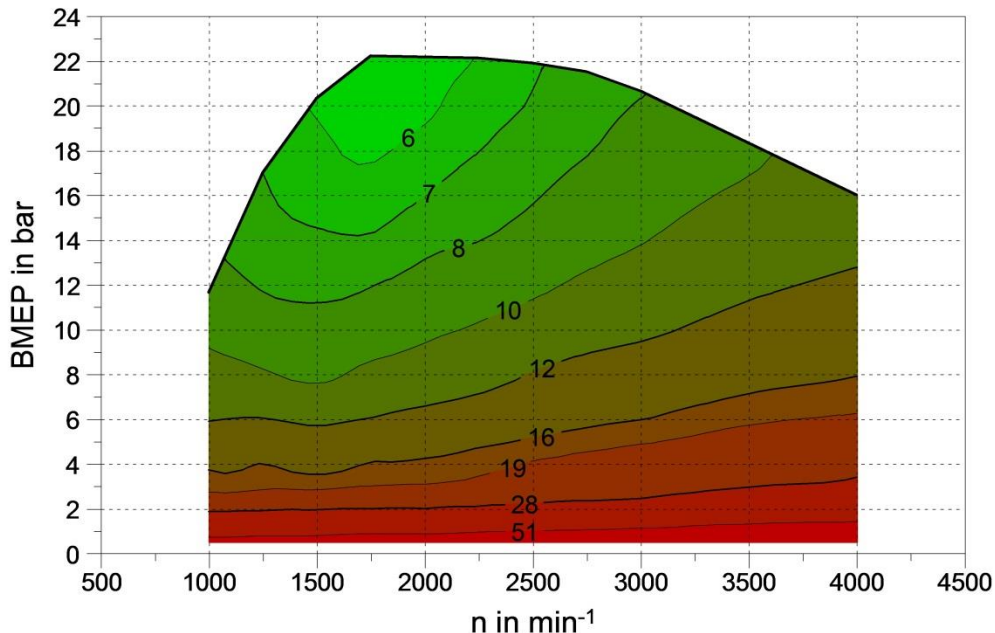


Abbildung 2-10: Verhältnis von FMEP zu IMEP in %

Abbildung 2-10 zeigt am Beispiel des in dieser Arbeit behandelten Motors (siehe Kapitel 3.1), welchen prozentuellen Anteil der Reibmitteldruck am indizierten Mitteldruck über das gesamte Kennfeld hat. Es ist deutlich zu sehen, dass mit abnehmender Motorlast die Reibung einen immer größeren Part einnimmt. Da PKW Motoren sehr häufig im Niedriglastbereich betrieben werden, macht es durchaus Sinn reibungsmindernde Maßnahmen zu setzen, um den Kraftstoffverbrauch und somit die CO_2 - Emissionen zu senken. Auch der NEDC weist einen hohen Niedriglastanteil auf, wodurch sich eine Reduzierung der Reibung auch positiv auf den Normkraftstoffverbrauch und den Norm CO_2 - Ausstoß auswirkt.

2.3.2 Aufteilung der mechanischen Verluste

Die mechanischen Verluste werden durch folgende Komponenten gebildet [1]:

- Generator
- Wasserpumpe
- Klimakompressor
- Ölpumpe
- Riementrieb
- Vakuumpumpe
- Hochdruckpumpe
- Ventiltrieb
- Zylinderlaufbahn
- Pleuellager
- Kurbelwellenhauptlager
- Ausgleichswelle
- Kolbenringe
- Kolbenbolzen
- Kolbenhemd

2.3.2.1 Zylinderlaufbahnen

Die Oberfläche der Zylinderlaufbahn wirkt maßgeblich auf die Reibung von Kolben und Kolbenringen, und somit auf die Gesamtreibung ein. Die Oberfläche kann über die Materialwahl des Zylinderkurbelgehäuses, die Zylinderhonung und etwaige Oberflächenbeschichtungen beeinflusst werden. Für einen verschleiß- und reibungsarmen Kontakt sind nicht nur die Materialien, sondern auch die Oberflächenstruktur von Bedeutung. Es muss für ausreichend Ölrückhaltevolumen gesorgt werden, damit bei möglichst niederviskosen Motorölen immer noch Flüssigkeitsreibung gewährleistet ist. Aktuell erhofft man sich durch spezielle Honverfahren wie Brillenhonen oder Freiformhonen einen Reibungsvorteil. Diese Honverfahren sollen zum Beispiel die Verformungen des Zylinders, die bei der Montage des Zylinderkopfes entstehen, oder den Temperatureinfluss, kompensieren. Es lässt sich hierdurch auch das Kolbenspiel in Abhängigkeit des Hubes individuell anpassen (siehe Kapitel 3). Es handelt sich hierbei jedoch um aufwändige und daher kostenintensive Fertigungsverfahren. [8]

2.3.2.2 Kolben und Pleuelringe

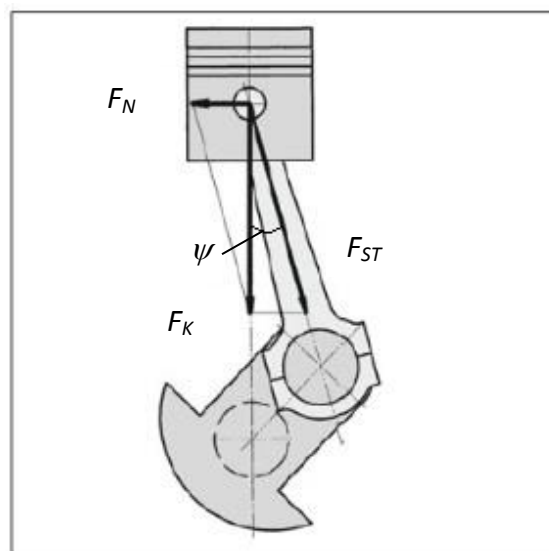


Abbildung 2-11: Aufteilung der Pleuelkraft [1]

Die Pleuelkraft F_K , die sich aus dem Gasdruck $p(\varphi)$ im Brennraum, den Massenkräften und der Pleuelfläche A_K ergibt, teilt sich durch die Schrägstellung des Pleuels in die Normalkraft F_N und die Schubstangenkraft F_{ST} auf. [1]

$$F_{ST} = \frac{F_K}{\cos \psi} \quad (\text{Gl. 21})$$

$$F_N = -F_K \cdot \tan \psi \quad (\text{Gl. 22})$$

Der Winkel ψ stellt die Auslenkung des Pleuels von der Zylinderachse dar. Die Normalkraft ist im Wesentlichen für die Reibung am Pleuellager verantwortlich. Aus Gleichung 22 ist

erkennbar, dass die Normalkraft direkt proportional mit der Kolbenkraft zunimmt. Man darf aber nicht daraus schließen, dass sich die Reibung in gleicher Weise ändert. Es gelten hier nicht die Gesetze der Coulombschen Reibung, wonach sich die Reibkraft aus der Multiplikation der Normalkraft F_N mit einem konstanten Reibungskoeffizient μ errechnet. Bei der Untersuchung der Reibung zwischen Kolben und Zylinderlauffläche kann zwar eine Lastabhängigkeit festgestellt werden, jedoch müssen die hydrodynamischen Effekte des Schmierfilms und die Elastizität der beteiligten Komponenten berücksichtigt werden. Idealerweise herrscht in diesem Bereich Flüssigkeitsreibung, da dies den günstigsten Fall bezüglich Verschleiß und Reibungswiderstand darstellt. [1], [8]

Ebenfalls aus Gleichung 22 ist ersichtlich, dass sich ein kleines Schubstangenverhältnis positiv auf die Reibung der Kolbengruppe auswirkt, weil dadurch die Schrägstellung des Pleuels, folglich auch die Normalkraft, klein gehalten wird. Durch den Einsatz von Stahlkolben können zum Beispiel die Wandstärken, und folglich die Kompressionshöhe des Kolbens, verringert werden, was das Schubstangenverhältnis, bei nur geringem Gewichtsnachteil, positiv beeinflusst. Eine weitere wichtige Stellgröße zur Verminderung der Kolbenreibung ist das Kolbenspiel im betriebswarmen Zustand. Dieses ist stark von der Werkstoffpaarung Kolben – Zylinder abhängig. Außerdem müssen NVH-Anforderungen (**Noise, Vibration, Harshness**), Stichwort Kolbenkippen, BlowBy und Ölverbrauch mit einbezogen werden. Abb. 2-12 zeigt beispielhaft die Auswirkung des Kolbenspiels auf die Größe der Kontaktfläche zwischen Kolben und Liner. Zusätzliches Potential bietet die Reduktion der Kolbenmasse. Die daraus resultierende Reduktion der Massenkräfte bewirkt geringere Kräfte in den Kolbenbolzen- und Pleuellagerungen, sowie in den Haupt- und Ausgleichswellenlager. Durch die Verformung des Kolbenbolzens kann sich dieser teilweise im Kolben und dem kleinen Pleuellager verspannen, wodurch sich in diesem Bereich die Reibung erhöht. Daher ist ein möglichst steifer Kolbenbolzen erstrebenswert. Weitere Optimierungen sind im Bereich der Kolbenhemdgeometrie, der Kolbenhemdsteifigkeit, der Oberflächenbeschaffenheit und der Beschichtung des Kolbenhemdes möglich. [8]

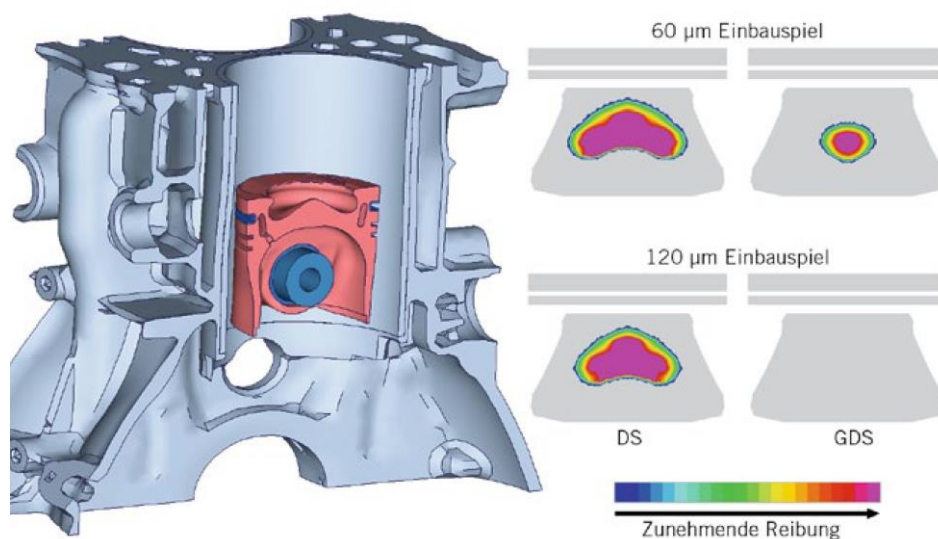


Abbildung 2-12: Hydrodynamische Dissipation bei kleinem und großem Kolbenspiel [8]

Potentiale zur Reduzierung der Reibung an den Kolbenringen bestehen bei der Verbesserung der Geometrie, wie die Verkleinerung der Höhe des Toprings und durch den Einsatz von Beschichtungen wie DLC (**D**iamond-**l**ike **C**arbon). Zudem kann mit Hilfe der oben genannten Honverfahren die Ringvorspannung reduziert werden. [8]

2.3.2.3 Triebwerks- und Ausgleichswellenlager

Werden aus Montage- und Kostengründen die Lagerungen des Triebwerks eines Motortyps vereinheitlicht, ergeben sich für die unteren Leistungsstufen meist grob überdimensionierte Lagerabmessungen. Es ist hingegen reibungs- und gewichtstechnisch von Vorteil die Lagerstellengeometrie für jeden Motor separat zu optimieren. Durch Kapselung der Ausgleichswelle können, im Vergleich zur Lage in der Ölwanne, die Panschverluste verhindert werden. Auch bei den Lagerstellen können sich Optimierungen der Lagerspiele und der Oberflächen positiv auf die Reibung auswirken. Eine weitere reibungsreduzierende Maßnahme stellt der Einsatz von Wälzlager an Stelle von Gleitlager dar. [8]

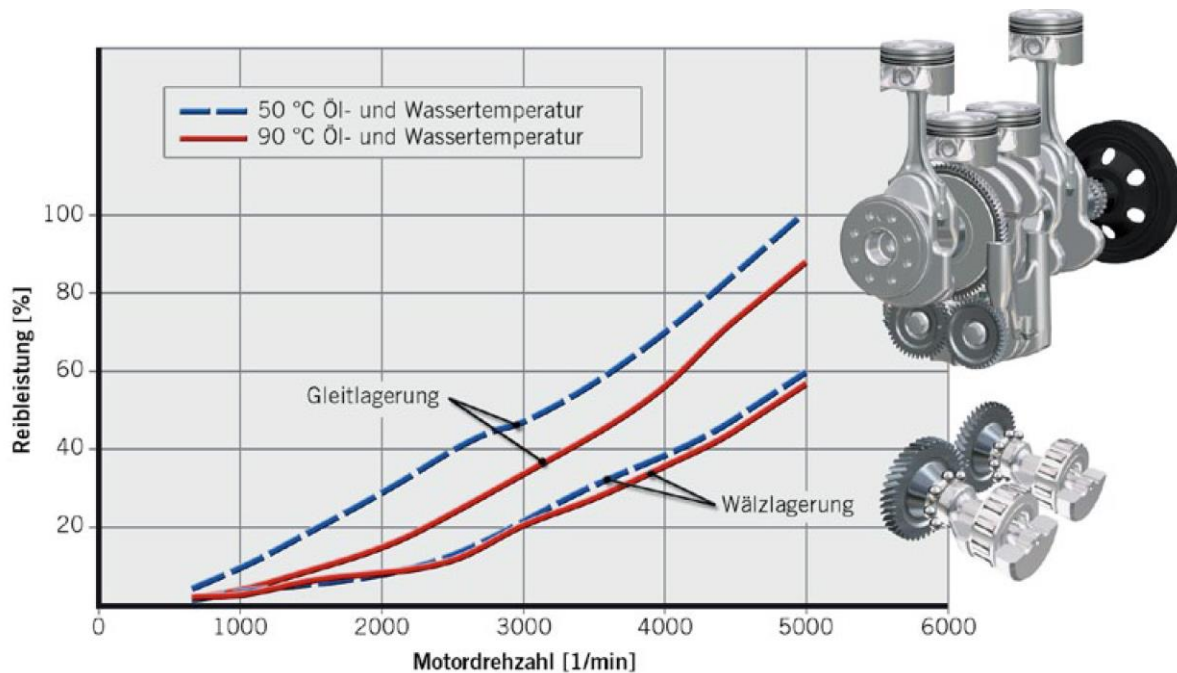


Abbildung 2-13: Unterschied zwischen einem wälz- und einem gleitgelagerten Lancheester-Ausgleich eines Vierzylinder-Ottomotors [8]

2.3.2.4 Ventil- und Steuertrieb

Da die Nockenwelle mit halber Motordrehzahl läuft kann es bei höheren Öltemperaturen, das heißt bei Abnahme der Viskosität, und bei niedrigen Motordrehzahlen zu Mischreibung kommen. Hier kann eine Optimierung des Lagerspiels Abhilfe schaffen. Beim Kettentrieb ist die Art der Kette ausschlaggebend für die Reibung. Die Auswahl der Kette wird meist hinsichtlich der auftretenden Kräfte, und NVH-Verhalten beeinflusst. Die innere Reibung der Kette kann durch Fertigungsgüte, Oberflächenbeschaffenheit und Beschichtungen manipuliert werden. Des Weiteren sind kleine Ventilmassen erstrebenswert, weil dies den

Einsatz schwächerer Ventildfedern ermöglicht. Eine weitere Möglichkeit stellt die Substitution der äußeren Nockenwellenlager durch Wälzlager dar. [8]

2.3.2.5 Riementrieb und Nebenaggregate

Die Reibung des Riementriebs wird von der Riemenvorspannung, der Anregung, der Anzahl der Aggregate und Umlenkrollen, sowie deren Anordnung beeinflusst. Durch die Drehungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors und den daraus resultierenden Beschleunigungen im Riementrieb muss die Riemenvorspannung dementsprechend groß gewählt werden, um ein Rutschen des Riemens zu verhindern. Mit Hilfe eines Drehschwingungsdämpfers bzw. einer entkoppelten Kurbelwellenriemenscheibe kann die Vorspannkraft und somit die Reibung reduziert werden. [8]

2.3.2.6 Öl- und Wasserpumpe

Neben dem Einsatz von Leichtlaufmotorölen bietet eine geregelte Ölpumpe großes Potential zur Reduzierung der Reibung. So wird der Öldruck idealerweise last-, drehzahl-, und temperaturabhängig geregelt. Dies führt zu einer bedarfsgerechten Ölversorgung. Folglich wird nur so viel Antriebsleistung für die Ölpumpe benötigt, wie unbedingt erforderlich ist, um einen sicheren Motorbetrieb zu gewährleisten. Bei der Optimierung des Wasserkreislaufs muss hinsichtlich Reibungsreduktion großes Augenmerk auf ein rasches Erreichen der Betriebstemperatur nach dem Kaltstart, und eine bedarfsgerechte Motorkühlung gelegt werden. Die Verwendung einer elektrisch angetriebenen und kennfeldgeregelten Wasserpumpe kann hierbei zielführend sein. [8]

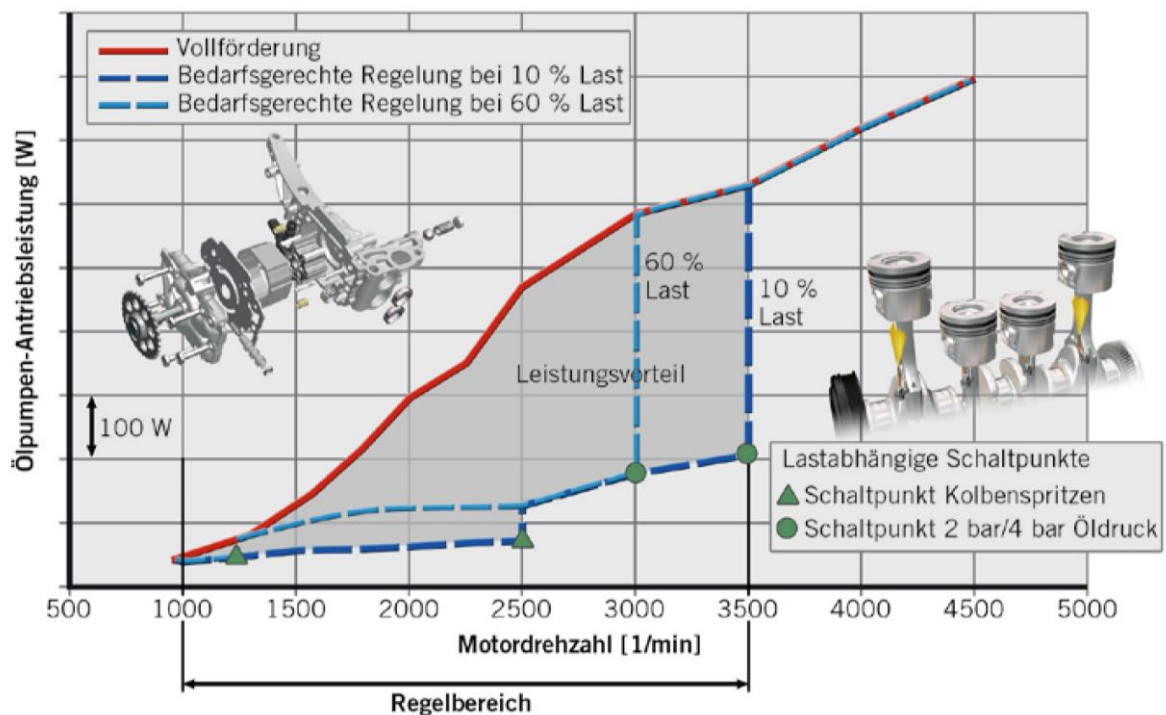


Abbildung 2-14: Beispiel für die Anwendung einer geregelten Ölpumpe [9]

2.4 Methoden zur Ermittlung der Reibung beim Verbrennungsmotor

Die nachfolgend beschriebenen Methoden sollen einen Überblick geben wie die Reibung eines Verbrennungsmotors ermittelt werden kann. Generell ist die Messung des Reibmitteldrucks ein sehr komplexes Thema, das viel Erfahrung benötigt um zuverlässige Ergebnisse zu generieren. Die große Anzahl der reibungsbeeinflussenden Parameter, die Genauigkeit der Messgeräte, die Abweichung vom realen Motorbetrieb mancher Messmethoden, und die Tatsache, dass es sich bei Reibmitteldruckänderungen meist um sehr kleine Größen handelt, erschwert realitätsgetreue und reproduzierbare Daten zu generieren. Je nach Messmethode erhält man Ergebnisse von unterschiedlicher Genauigkeit und Reproduzierbarkeit. Das wichtigste bei der experimentellen Ermittlung der Reibung ist, dass man mit größter Sorgfalt vorgeht und sich der unterschiedlichen Fehler, die bei solchen Messungen entstehen können, bewusst wird. [2]

2.4.1 Willans - Linie

Bei dieser Methode wird der Kraftstoffverbrauch über dem effektiven Mitteldruck bei einer bestimmten Drehzahl gemessen und grafisch dargestellt. An die erhaltenen Messpunkte wird im annähernd linearen Teil der Verbrauchskurve eine Gerade gelegt. Durch Extrapolation und Schneiden dieser Gerade mit der x-Achse, also bei null Kraftstoffverbrauch, erhält man den Reibmitteldruck als negativen effektiven Mitteldruck. [2]

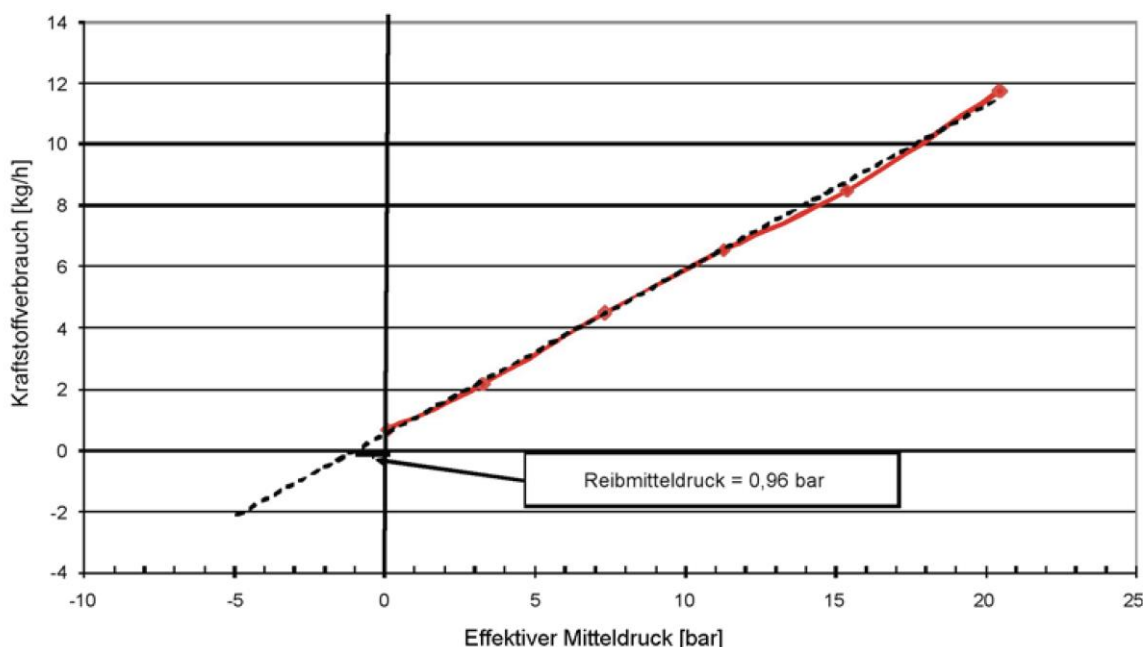


Abbildung 2-15: Willans Linie eines Vierzylinder Dieselmotors bei 1500 min^{-1} [2]

Willans – Linien lassen sich relativ schnell und einfach erstellen, sind aber für die exakte Bestimmung des Reibmitteldruckes zu ungenau. Sie eignen sich lediglich für eine grobe Abschätzung der Gesamtmotorreibung. [2]

2.4.2 Auslaufversuch

Beim Auslaufversuch wird ein Motor auf eine bestimmte Drehzahl hochgeschleppt, oder befeuert betrieben. Anschließend lässt man den Versuchsträger ungebremst auslaufen. Dabei wird der Drehzahlabfall als Funktion der Zeit gemessen. Bei bekanntem Massenträgheitsmoment kann daraus das Reibmoment bzw. der Reibmitteldruck berechnet werden. Die Nachteile dieser Methode sind die fehlende Motorlast, mit all ihren Einflüssen auf die Motorreibung, wie Lagerbelastungen, Kolbennormalkraft, Raildruck, etc. und dass außerdem die Drehzahlabhängigkeit der Reibung nicht, oder nur unbefriedigend, erfasst werden kann. Dieses Prinzip wird daher heute nicht mehr eingesetzt[2]

2.4.3 Zylinderabschaltung

Zur Messung des Reibmitteldrucks mittels Zylinderabschaltung wird bei einem Mehrzylindermotor der effektive Mitteldruck gemessen. Danach wird bei einem Zylinder die Kraftstoffzufuhr unterbrochen und dieser somit abgeschaltet. Nun ermittelt man erneut den effektiven Mitteldruck. Stellt man die beiden effektiven Mitteldrücke gegenüber, können Rückschlüsse auf den Reibmitteldruck gezogen werden. Dieses Vorgehen ist jedoch ungeeignet um die Reibung des Gesamtmotors zu bestimmen, da man lediglich die Reibung des Kurbeltriebs bestimmen kann, und das nur mit großen Fehlern behaftet. So fehlt auch hier der Verbrennungsdruck. Außerdem werden Verluste, die vom Ladungswechsel im abgeschalteten Zylinder verursacht werden, der Reibung angerechnet (siehe Schleppmethode). [2]

2.4.4 Schleppen

Bei der Schleppmethode wird die Verbrennungskraftmaschine von einem Elektromotor geschleppt. Zündung und Kraftstoffzufuhr ist hierbei deaktiviert. Kühlwasser- und Öltemperatur werden mit Hilfe von Konditionieranlagen auf Betriebstemperatur eingestellt. Mittels Drehmomentmessung ist es möglich das Schleppmoment, das dem Reibmoment entspricht, zu messen. Es ist zu beachten, dass die Verluste durch den Ladungswechsel nicht der Reibung angerechnet werden dürfen. Durch den zusätzlichen Einsatz einer Zylinderdruckindizierung ist man in der Lage den Gaswechselverlust zu bestimmen, um ihn bei der Reibungsmessung zu berücksichtigen. Der große Vorteil dieser Vorgehensweise ist, dass nicht nur die Reibung des Gesamtmotors, sondern auch die Anteile der einzelnen Komponenten durch schrittweises Demontieren einzelner Komponenten, ermittelt werden können (Strip-Down-Methode). Wird zum Beispiel der Motor ohne Wasserpumpe und Riemen vermessen, und anschließend die Ölpumpe demontiert, so kann durch erneute Vermessung die Reibung der Ölpumpe isoliert werden. Obwohl dieses Messprinzip seine Vorzüge hat, wie die Möglichkeit Strip-Down Messungen durchzuführen, ist es dennoch Fehlerbehaftet, da man sich vom realen, befeuerten Motorbetrieb entfernt. [2]

Vorteile der Schleppmethode [2]:

- Möglichkeit zur Durchführung vollständiger Strip-Down-Messungen gegeben.
- Einfacherer Prüfaufbau als bei gefeuerten Messungen.

Nachteile der Schleppmethode [2]:

- Das Triebwerk ist wegen des fehlenden Verbrennungsdruckes zu gering belastet.
- Die einzelnen Bauteiltemperaturen entsprechen nicht den unter realen Betriebsbedingungen erreichten Temperaturen.
- Folglich sind auch die Bauteilspele und die lokale Öltemperatur nicht realitätsgetreu.
- Um die Gaswechselverluste messtechnisch zu isolieren, und somit von der Reibung zu trennen, wird eine Druckindizierung benötigt.
- Wandwärmeübergang und Leckage entsprechen nicht den realen Verhältnissen.

2.4.5 Schleppen mit externer Druckbeaufschlagung

Eine Weiterentwicklung der Schleppmethode stellt das Schleppen mit externer Druckbeaufschlagung dar. Dabei wird mit Hilfe einer externen Aufladung die Motorlast simuliert. Es wird der Einlassdruck so eingestellt, dass der Verdichtungsdruck dem Spitzendruck bei gefeuertem Motorbetrieb entspricht. Eine Druckindizierung ist hier zwingend erforderlich. Mit dieser Methode wirkt man dem Fehler, der durch die fehlende Last entsteht, teilweise entgegen. Das Problem bei diesem Messprinzip ist, dass nicht nur der Spitzendruck, sondern auch der Verlauf des Druckes ausschlaggebend ist für die Reibung an den Lagerstellen und am Kolbenhemd. So ist die Einhaltung der Lage des Verbrennungsschwerpunktes zum realen Betrieb nicht gegeben, was die Ergebnisse verfälscht. Zusätzlich bleiben die Nachteile der nicht realitätsgetreuen Bauteiltemperaturen und Lagerspele erhalten. [10]

2.4.6 Floating - Liner Verfahren

Dieses Verfahren eignet sich zur Bestimmung der Kolbengruppenreibung im befeuerten Motorbetrieb. Hier wird die Zylinderlaufbuchse schwimmend gelagert und am unteren Ende auf Kraftmesssensoren abgestützt. Eine reibungsarme Lagerung der Laufbuchse ist von großer Bedeutung. Man kann also direkt den Reibkraftverlauf in Hubrichtung, der vom Kolben inklusive Kolbenringe verursacht wird, unter realitätsnahen Bedingungen messen. Die Zylinderverzüge weichen durch diese Konstruktion jedoch von denen eines realen Motors ab. Wegen des hohen konstruktiven Aufwandes beschränkt sich dieses Prinzip auf Einzylinder Forschungsmotoren. Die Ergebnisse aus Floating - Liner Untersuchungen eignen sich gut für die Interpretation von Wirkmechanismen und zur Simulation der Motorreibung. [2]

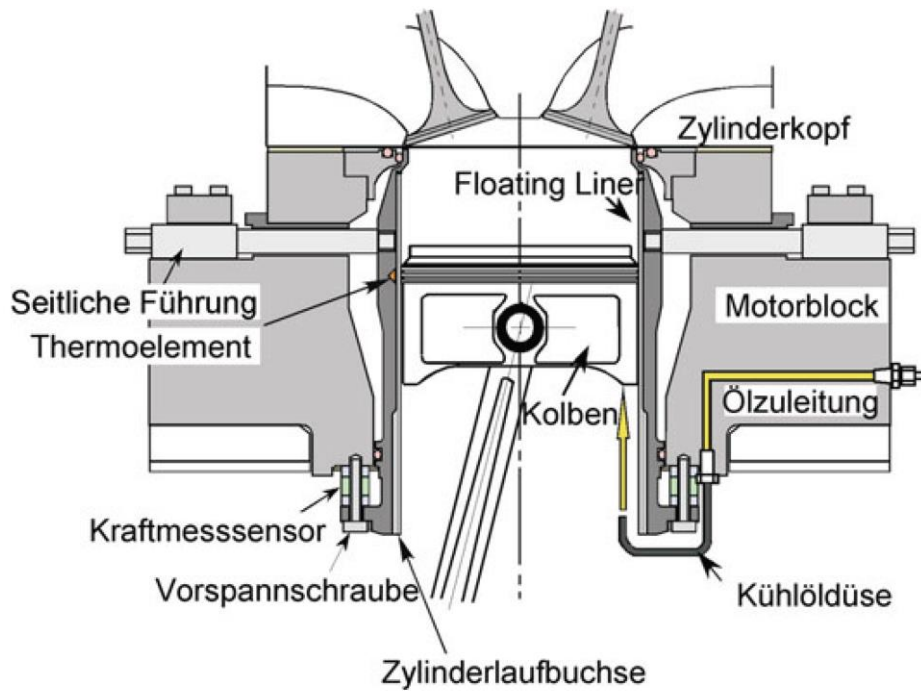


Abbildung 2-16: Floating-Liner Aufbau [2]

2.4.7 Indiziermethode

Die Indiziermethode ist das einzige Messprinzip, bei dem zuverlässige und realitätsgetreue Reibmitteldrücke ermittelt werden können, weil nur hier die Messungen bei gefeuertem Motor, und ohne grobe Eingriffe stattfinden. Mit Hilfe einer Zylinderdruckindizierung wird der indizierte Mitteldruck während des Motorbetriebes zyklusweise gemessen. Ermittelt man zusätzlich den effektiven Mitteldruck an der Kurbelwelle durch einen Drehmomentmessflansch, so kann durch Differenzbildung der Reibmitteldruck berechnet werden (siehe Gleichung 8). Der Vorteil dieses Vorgehens liegt darin, dass komplette Reibungskennfelder unter realen Betriebsbedingungen erstellt werden können, da jeder Betriebspunkt des Motors uneingeschränkt angefahren werden kann. Der Nachteil dieser Methode ist, dass keine vollständigen Strip-Down Messungen durchgeführt werden können. Mit Hilfe von Kühlwasser- und Ölkonditionieranlagen ist es zumindest möglich die Reibung von Wasserpumpe, Ölpumpe, Riemen, und weiteren Nebenaggregaten zu isolieren. Eine Vorgehensweise mit der ein weiterer Strip-Down Schritt ausgeführt werden kann wird im Kapitel 3 der vorliegenden Arbeit näher beschrieben. Die Zuverlässigkeit der Ergebnisse hängt im Wesentlichen von der Genauigkeit der verwendeten Messtechnik und der Sorgfalt mit der die Kalibrierungen sowie die Messungen durchgeführt werden ab. Es ist unbedingt notwendig, dass der obere Totpunkt so genau wie möglich, zum Beispiel mit einer kapazitiven OT – Sonde, der Druckindizierung zugewiesen wird, da sich bereits kleine Abweichungen verheerend auf den gemessenen Reibmitteldruck auswirken. [2]

3 Experimentelle Untersuchungen

Ziel der experimentellen Untersuchung war es, herauszufinden ob und in welcher Weise eine Formhonung sich positiv auf die Reibung des Triebwerks auswirkt. Die Analysen fanden an einem Motorprüfstand statt. Die Reibungsmessungen wurden mittels der Indiziermethode am Vollmotor, sowie mit Hilfe eines speziellen Reibungsmessmoduls, das im gefeuerten Betrieb die Reibung des Triebwerks isolieren kann, durchgeführt. Außerdem führte man Ölverbrauchsmessungen durch, und es wurde der Normkraftstoffverbrauch im NEDC ermittelt.

3.1 Die Versuchsträger

Bei den in dieser Arbeit untersuchten Versuchsträgern handelt es sich um Dreizylinder Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung und einem Hubraum von ca. $0,5 \text{ dm}^3$ pro Zylinder. Bei diesen Motoren wurde die Downsizing Philosophie radikal umgesetzt. Durch Reduktion des Gesamthubraums, nicht jedoch der Einzelhubräume, kann man die Vorteile der Lastpunktverschiebung nutzen, ohne aber auf das thermodynamisch günstigere Oberflächen-zu-Volumen-Verhältnis größerer Einzelhubräume zu verzichten. So kommt man bei einer gewünschten Reduktion des Hubvolumens von einem Vier- auf einen Dreizylindermotor. Es wurden zwei Motoren hinsichtlich ihrer Reibung miteinander verglichen, die sich ausschließlich über die Form der Zylinderhonung unterscheiden.

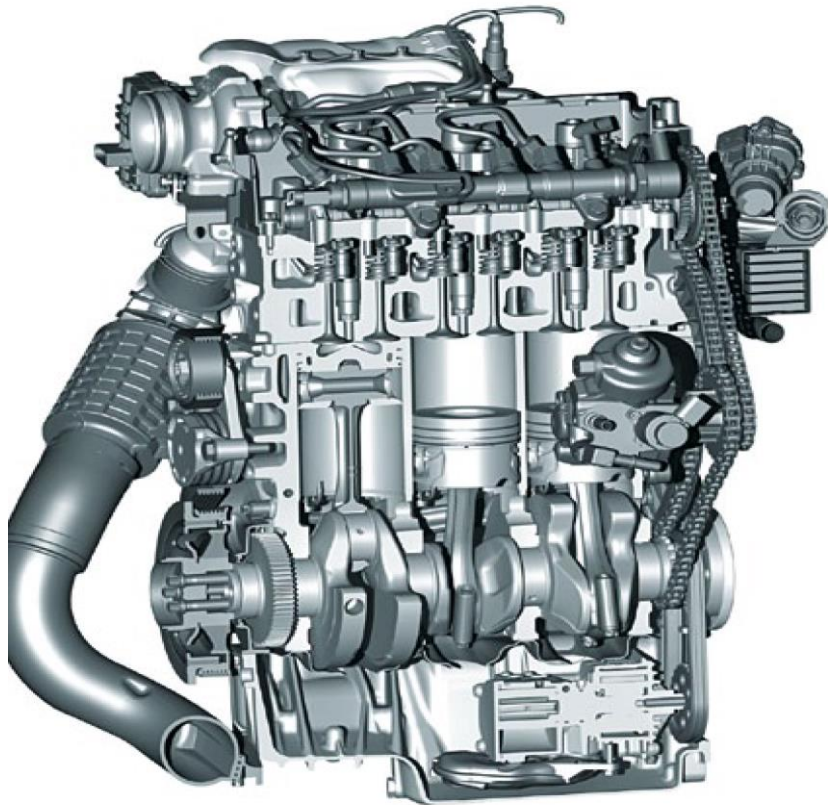


Abbildung 3-1: Schnittdarstellung des Versuchsträgers[9]

3.1.1 Kenndaten [9]

Kenngröße	Einheit	Daten
Hubraum	cm ³	1496
Anzahl der Zylinder	-	3
Nennleistung	kW	85 bei 4000 min ⁻¹
max. Drehmoment	Nm	270 bei 2000 min ⁻¹
Verdichtungsverhältnis	-	16,5
Anzahl der Ventile	-	12
Bohrung	mm	84
Hub	mm	90
Desachsierung zur Druckseite	mm	0,57
Schrägung	mm	0
Pleuellänge	mm	142,5
Schubstangenverhältnis	-	0,315
Hauptlagerdurchmesser	mm	55
Hauptlagerbreite	mm	25
Pleuellagerdurchmesser	mm	45
Pleuellagerbreite	mm	24
Kompressionshöhe des Kolbens	mm	42
Feuersteghöhe	mm	10
Kolbenbolzendurchmesser	mm	28
Ventildurchmesser Einlass	mm	27,2
Ventildurchmesser Auslass	mm	24,6
Ventilhub	mm	8,5

Tabelle 1: Kenndaten der Versuchsträger [9]

3.1.2 Aufladung

Der Versuchsträger verfügt über einen Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG-Lader). Durch den Einsatz der VTG Technologie entfällt die Notwendigkeit eines Wastegates, da die Ladedruckregelung nur über die Verstellung von Leitschaufeln, welche die Anströmung der Turbine beeinflussen, erfolgt. Die Ansteuerung der Leitschaufeln erfolgt elektrisch. Die Lagerung des Laufzeuges ist als Gleitlager ausgeführt, und muss daher mit Motoröl versorgt werden. [9]

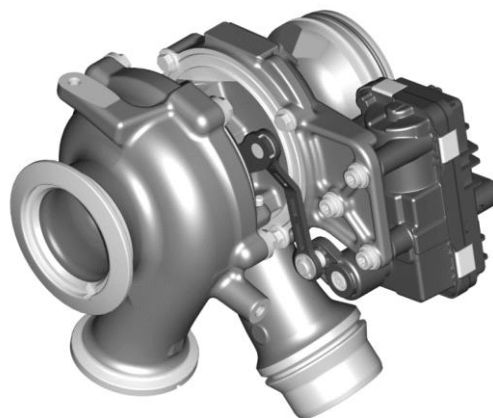


Abbildung 3-2: Aufladeaggregat der Versuchsträger [7]

3.1.3 Einspritzsystem

Bei der Deseleinspritzung handelt es sich um ein Common-Rail-System. Der maximale Systemdruck beträgt 2000 bar. Die Injektoren werden über Magnetventile betätigt. [9]

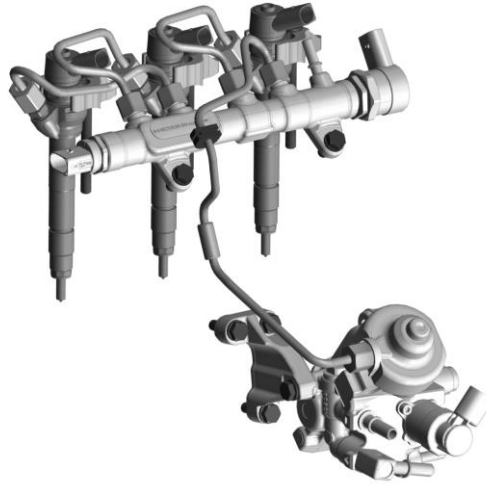


Abbildung 3-3: Einspritzsystem der Versuchsträger [7]

3.1.4 Kettentrieb

Der Kettentrieb ist dreiteilig ausgeführt. Von der Kurbelwelle aus werden jeweils mit einer Kette Ölpumpe sowie Hochdruckpumpe angetrieben. Eine weitere Kette befindet sich zwischen Hochdruckpumpe und Einlassnockenwelle, und sorgt somit für den Antrieb der Ventilsteuerung. Die Übersetzung zwischen Kurbelwelle und HDP beträgt 1,3 bzw. zwischen HDP und Einlassnockenwelle 1,5. Die Ketten sind mit PVD (Physical Vapour Deposition) beschichteten Nieten versehen. Diese Beschichtung vermindert die Verschleißempfindlichkeit in rußbelastetem Motoröl. [7]



Abbildung 3-4: Kettentrieb des Versuchsträgers [7]

3.1.5 Ölpumpe

Vakuumpumpe und Ölpumpe bilden bei diesen Motoren eine Einheit. Die Ölpumpe ist als vollvariable Flügelzellenpumpe ausgeführt. Es kann also der Ölvolumenstrom im gesamten Kennfeld variabel geregelt werden. So kann bei niedriger Drehzahl und Motorlast ein geringer Öldruck eingestellt werden, was wiederum die Antriebsleistung der Pumpe, und somit die mechanischen Verluste in weiten, vor allem NEDC relevanten, Kennfeldbereichen vermindert. Das Fördervolumen der Ölpumpe wird über die Einstellung der Exzentrizität des Pumpengehäuses geregelt (siehe Abb. 3-5). Die Ölspritzdüsen werden erst ab einem bestimmten Öldruck, demzufolge ab einer bestimmten Motorlast, freigegeben. [9]

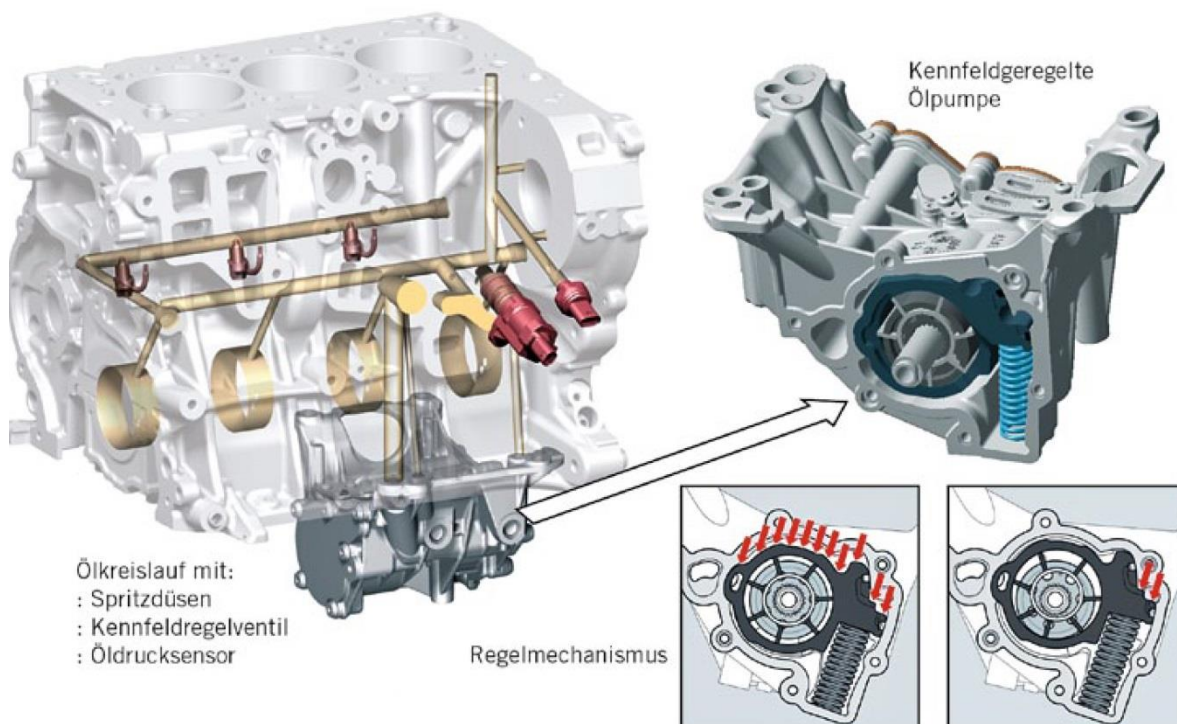


Abbildung 3-5: Geregelte Ölpumpe mit schaltbaren Ölspritzdüsen [9]

3.1.6 Ausgleichswelle

Bei einem Dreizylindermotor sind die Massenkräfte erster und zweiter Ordnung von sich aus ausgeglichen. Es bleiben jedoch freie Massenmomente erster und zweiter Ordnung über. Um die Massenmomente erster Ordnung auszugleichen verfügen die Versuchsträger über eine im Kurbelgehäuse gelagerte Ausgleichswelle. Die Lagerungen sind im Sinne der Reibungsminimierung als Nadellager ausgeführt. Angetrieben wird die Ausgleichswelle direkt von der Kurbelwelle über ein geradzahntes, verspanntes Zahnrad. Aus akustischen Gründen ist eine verspannte Verzahnung bei dieser Anwendung gut geeignet, um Flankenwechsel, die durch die Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle hervorgerufen werden, zu kompensieren. Das Zahnrad bildet gleichzeitig eine Unwuchtmass. Die Massenmomente zweiter Ordnung bleiben unausgeglichen. [9]

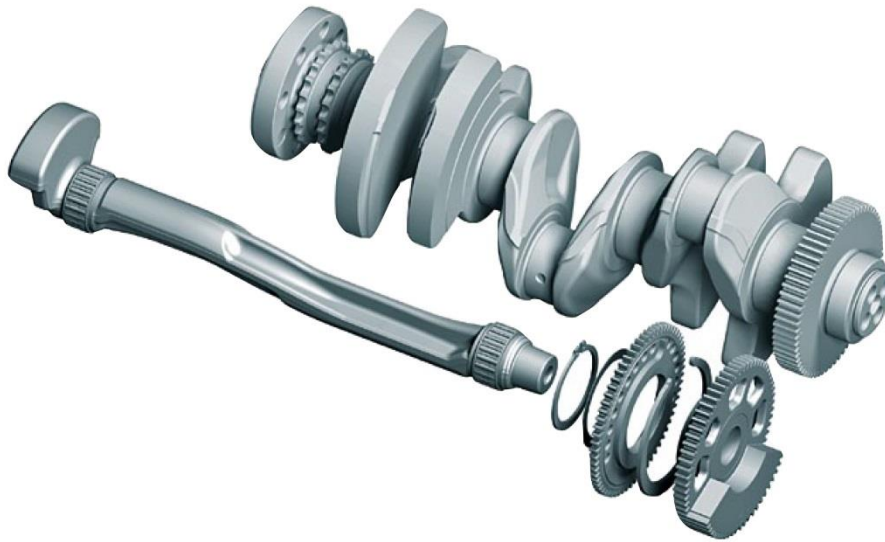


Abbildung 3-6: Kurbelwelle mit Ausgleichswelle [9]

3.1.7 Abgasrückführung

Die Abgasrückführung ist als Hochdruck-AGR ausgeführt. Der rückgeführte Abgasstrom wird über einen Kühler geleitet. Um den Warmlauf zu verbessern verfügt der AGR-Kühler über einen Bypass, der über ein elektropneumatisches Ventil betätigt wird. Zur Regelung der AGR-Rate dient ein elektrisch betätigtes Ventil am Kühler Eintritt. [9]

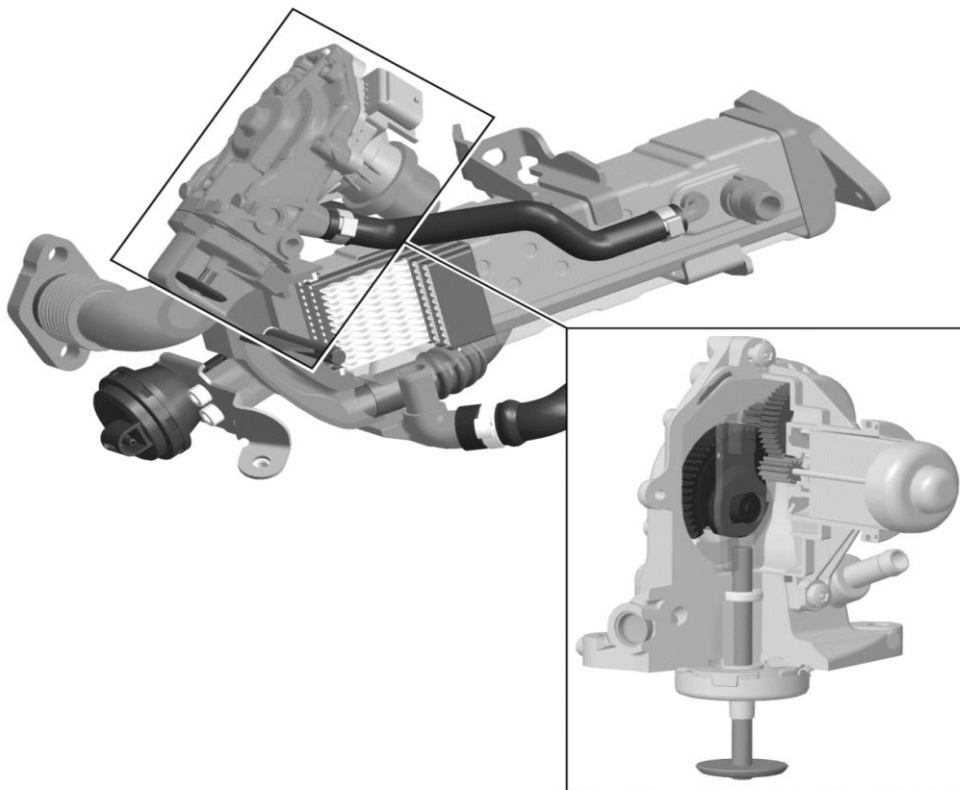


Abbildung 3-7: AGR-Kühler mit Ventil [7]

3.1.8 Riementrieb

Der Riementrieb ist einstufig mittels Keilrippenriemen ausgeführt. Angetrieben wird Wasserpumpe, Generator und Klimakompressor. Die Kurbelwellenriemenscheibe verfügt über ein elastisches Zwischenelement, das als Drehschwingungsdämpfer agiert. Dieses mindert die Longitudinalschwingungen im Riemen, die durch die Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle hervorgerufen werden. [9]

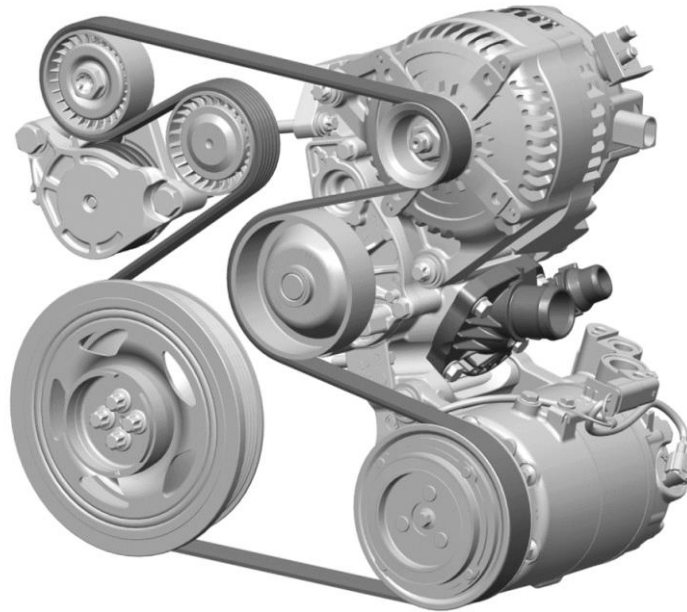


Abbildung 3-8: Riementrieb mit Nebenaggregate [7]

3.1.9 Zylinderhonung

Die beiden vermessenen Versuchsträger besitzen eine unterschiedliche Zylinderform, die durch den Honvorgang hergestellt wurde. Der Basismotor weist eine zylindrische Form auf, welche durch ein konventionelles Honverfahren hergestellt wurde, während sich die Zylinder des zweiten Motors nach unten hin ausweiten. Um eine Formhonung herzustellen, wird eine spezielle Honmaschine benötigt, welche die Honsteine in Abhängigkeit von Drehwinkel und Hubposition verstellen kann. Dies wird erreicht, indem beispielsweise die einzelnen Honsteine über Piezoaktuatoren angesteuert werden. Ziel einer solchen Formhonung ist, die Zylinderverzüge, die durch die Montage des Zylinderkopfes, und durch den Motorbetrieb (thermische und mechanische Einflüsse) entstehen zu kompensieren. Ist es möglich mit Hilfe der Honung der Zylinderverformung entgegenzuwirken, kann dadurch die Kolbenringspannung reduziert werden, was sich positiv auf die Reibung der Kolbengruppe auswirkt. Im hier untersuchten Fall einer nach unten hin trichterähnlichen Form erhofft man sich eine Reduktion der Reibung dadurch, dass sich das Kolbenspiel mit zunehmender Annäherung an den unteren Totpunkt vergrößert. Da im Bereich der Aufweitung im Arbeitstakt deutlich weniger Druck im Zylinder vorhanden ist als in der Nähe des oberen Totpunktes, sollten sich der Ölverbrauch und die Lässigkeitsverluste nicht wesentlich vergrößern. Natürlich dürfen dabei nicht die NVH-Anforderungen außer Betracht gezogen werden.



Abbildung 3-9: Formhonwerkzeug [11]

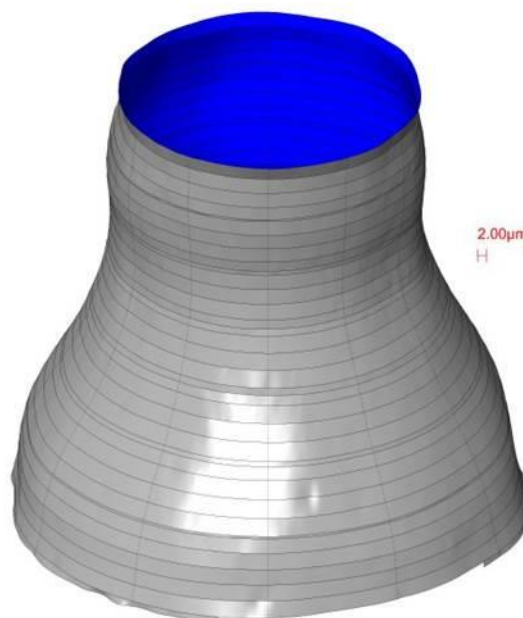


Abbildung 3-10: Formhonung von Motor 2

In Abb. 3-10 ist die Zylinderform des zweiten Versuchsträgers dargestellt. Man beachte die stark übertriebene Darstellung bzw. den Maßstab in radialer Richtung.

3.2 Prüfstands Aufbau

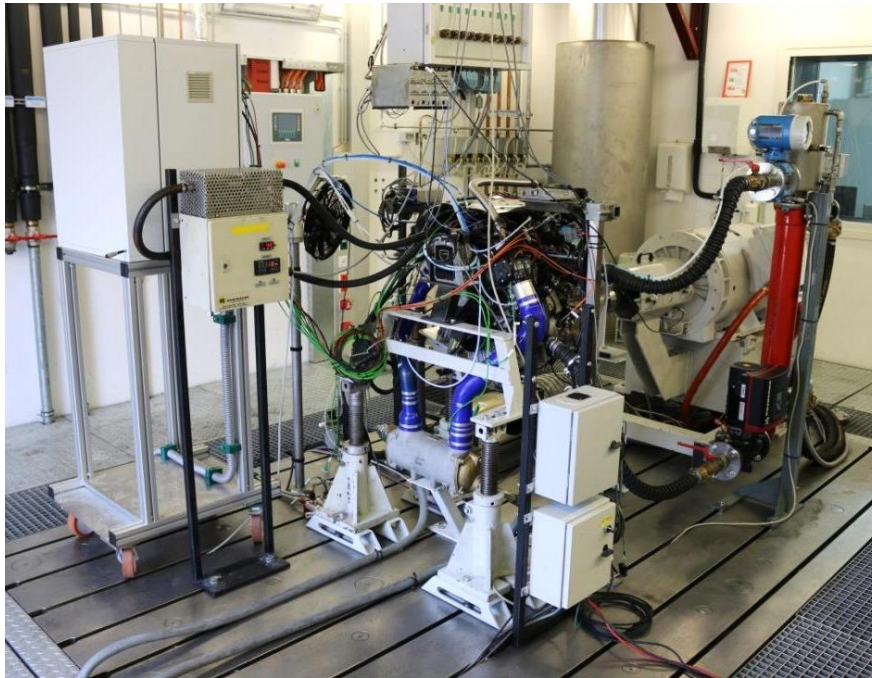


Abbildung 3-11: Foto des Aufbaus ohne Reibungsmessmodul

3.2.1 Konditionieranlagen

Sämtliche Temperaturen und Drücke bzw. Durchflüsse der Betriebsmedien wurden mit Hilfe von Konditionieranlagen geregelt. Das Ziel der Betriebsmittelkonditionierung ist einen möglichst realitätsgetreuen und reproduzierbaren Prüfverlauf sicherzustellen. Es fanden beheizte Messungen in unterschiedlichen Strip-Down Phasen statt (siehe Kap. 3.4.3). Dementsprechend musste zwischen den Prüfläufen der Prüfstands Aufbau angepasst werden. Die Ölverbrauchs- und NEDC – Messungen, sowie das erste Reibungskennfeld wurden jeweils am Vollmotor ermittelt. Das heißt, die motoreigenen Öl- und Wasserpumpen waren aktiv. Abb. 3-11 zeigt den Grundaufbau für die Vollmotormessungen.

3.2.1.1 Kühlmittelkonditionierung

Ebenfalls wegen der besseren Regelbarkeit im Vergleich zum Fahrzeugkühler, verwendete man von Anfang an die Kühlmittelkonditionieranlage zum Einstellen der Motoreintrittstemperatur. Den Kühlmitteldurchfluss erzeugte in der ersten Messphase jedoch die Wasserpumpe des jeweiligen Motors. Die Konditionieranlage für das Kühlmittel verfügte über keine Möglichkeit das Kühlwasser aufzuheizen. Es konnte lediglich über einen Wärmetauscher Wärme an das Haustechnikwasser abgeführt werden. Die Motoreintrittstemperatur wurde über den Durchfluss des kühlenden Haustechnikwassers konstant auf 90°C geregelt. Eine reproduzierbar eingestellte Kühlmitteltemperatur ist bei Reibungsmessungen von großer Bedeutung, weil diese Einfluss auf diverse Bauteilspleie sowie auf die Wärmeabfuhr nimmt. Im ersten Strip-Down Schritt wurden die Wasserpumpe und der Keilrippenriemen der Motoren ausgebaut, wodurch die Pumpe der Kühlmittelkonditionieranlage für den Durchfluss sorgen musste.

3.2.1.2 Ladeluftkonditionierung

Auch benötigte man einen separaten Ladeluftkühler, da mit dem im Fahrzeug eingebauten Kühler die Ladelufttemperatur nicht ausreichend genau eingestellt, geschweige denn geregelt, werden kann. Beim Ladeluftkühler handelte es sich um einen Luft-Wasser-Wärmetauscher der Firma BOWMAN. Der dafür benötigte Aufbau setzte sich neben dem eigentlichen Ladeluftkühler aus einer zusätzlichen Wasserpumpe und einem Plattenwärmetauscher zusammen, die einen geschlossenen Kühlkreislauf bildeten (siehe Abb.3-12). Die Wasserpumpe sorgte für eine permanente Durchströmung des Kühlers. Die überschüssige Wärme wurde über den Plattenwärmetauscher abgegeben, der ebenfalls an die haustechnikseitige Wasserversorgung angeschlossen war. Mit Hilfe dieser Zusammenstellung konnte, nach einer etwas längeren Aufwärmzeit, die Ladelufttemperatur sehr stabil geregelt werden. Die reproduzierbare und genaue Einhaltung der Ladelufttemperatur ist sehr wichtig, da die Temperatur des Frischgases bei Kompressionsbeginn in weiterer Folge die Lage des Verbrennungsschwerpunktes beeinflusst. Dies wirkt sich wiederum auf die Belastung des Kurbeltriebs und somit auf die Reibung aus.

3.2.1.3 Ölkonditionierung

Beim dritten Strip-Down Schritt, und bei den Prüfläufen mit Reibungsmessmodul, wurde eine Ölkonditionieranlage benötigt, da hier die Ölpumpe deaktiviert wurde. Die Konditionieranlage konnte neben der Öldruckerzeugung das Motoröl sowohl kühlen, als auch aufheizen. Diese war ebenfalls an die Wasserversorgung der Haustechnik angeschlossen. Das Motoröl wurde über ein speziell angefertigtes Ölfiltergehäuse dem Motor zugeführt und bei der Ölwanne wieder abgesaugt. Öltemperatur und Öldruck haben einen enormen Einfluss auf die Motorreibung, zumal diese Parameter für die hydrodynamischen Effekte in den Gleitpaarungen (siehe Kap. 2.1) verantwortlich sind. Daher wurde großen Wert darauf gelegt, dass die Ölkonditionierung die realen Betriebsbedingungen so gut wie möglich nachstellt.

3.2.1.4 Kraftstoffkonditionierung

Die Kraftstoffkonditionierung wurde von einer elektrischen Vorförderpumpe, einem Kraftstofffilter und einem Wärmetauscher, der mit Zuhilfenahme des Haustechnikwassers für eine ausreichende Kühlung des Kraftstoffes sorgte, gebildet. Den eigentlichen Einspritzdruck erzeugte bei allen Messungen die motoreigene Hochdruckpumpe.

3.2.1.5 Externe Stromversorgung

Der Generator weist ein, je nach aktuellem Energiebedarf, stark schwankendes Antriebsmoment auf. Da dies zur Bestimmung der Motorreibung ungeeignet ist, wird die 12V Stromversorgung extern über eine permanent an ein Ladegerät angeschlossene Fahrzeugbatterie sichergestellt. Dabei versorgt man neben dem Kabelbaum des Motors auch noch die Ladungsverstärker der Indizierung und das Lambda – Messgerät.

3.2.1.6 Prinzipieller Aufbau der Konditionieranlagen am Prüfstand

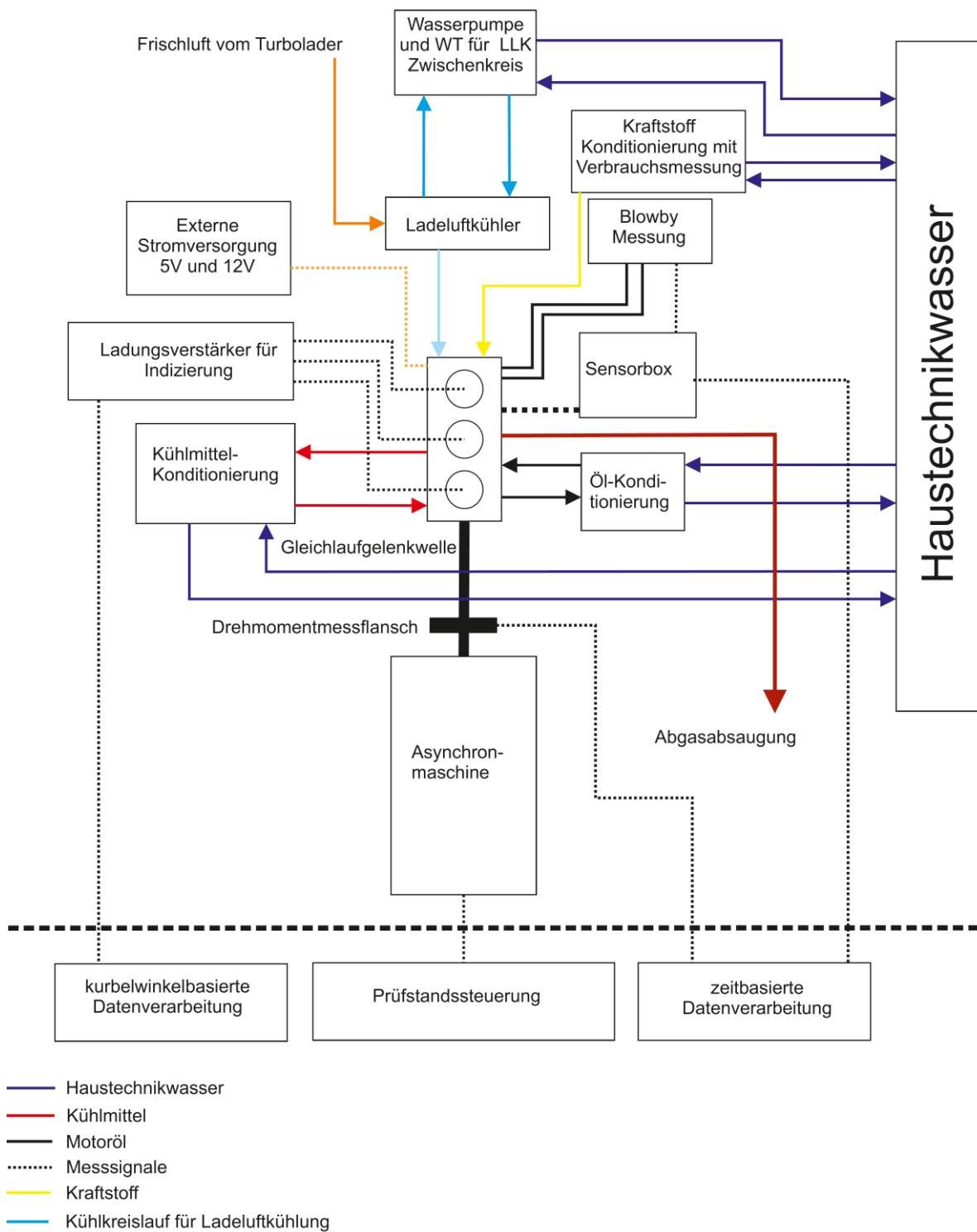


Abbildung 3-12: Schema des Prüfstandsbaus

3.2.2 Messtechnik

3.2.2.1 Druckindizierung

Die Zylinderdruckindizierung spielt bei der Messung der Motorreibung eine äußerst wichtige Rolle, da mit deren Hilfe unter anderem der indizierte Mitteldruck bestimmt wird. Bereits kleinste Fehler in der Druckindizierung machen die Ergebnisse einer Reibungsuntersuchung unbrauchbar, da eine falsche Kalibrierung das Niveau des indizierten Mitteldrucks verschiebt. Eine sorgfältige Kalibrierung ist daher unerlässlich. Man verwendet piezoelektrische Druckaufnehmer vom Typ **AVL GH13G-14**, die als Glühstiftadapter ausgeführt sind

	Einheit	Zyl.1	Zyl.2	Zyl.3
Messbereich	bar	250	250	250
Temperaturbereich	°C	400	400	400
Empfindlichkeit bei RT (0-150 bar)	pC/bar	16,18	16,38	16,23
Empfindlichkeit bei RT (0-250 bar)	pC/bar	16,20	16,41	16,27
Empfindlichkeit bei 250°C (0-150 bar)	pC/bar	16,19	16,45	16,30
Empfindlichkeit bei 205°C (0-250 bar)	pC/bar	16,21	16,47	16,32

Tabelle 2: Daten der Zylinderdrucksensoren

Bei den in Tabelle 2 abgebildeten Daten handelt es sich um die Herstellerangaben. Diese dürfen jedoch nicht einfach übernommen werden, weil die gesamte Messkette die Kalibrierung beeinflusst. Man muss also jeden Druckaufnehmer gemeinsam mit den verwendeten Verkabelungen und Ladungsverstärker, mittels einer geeichten Druckwaage, kalibrieren. Dabei wird mit Hilfe der Kalibriergewichte und der Druckanzeige der gewünschte Druck im Hydrauliksystem, mit dem der Drucksensor verbunden ist, exakt eingestellt. Durch Öffnen eines Ventils wird ein Drucksprung auf Umgebungsdruck realisiert, woraus die Empfindlichkeit der Sensoren ermittelt werden kann.

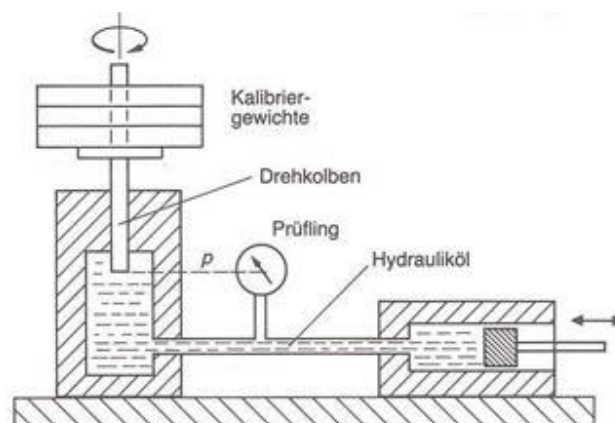


Abbildung 3-13: Schema einer Druckwaage [12]

Empfindlichkeit in pC/bar	
Zyl.1	16,078
Zyl.2	16,467
Zyl.3	16,206

Tabelle 3: Ermittelte Empfindlichkeiten der Zylinderdrucksensoren

Tabelle 3 zeigt die, durch die Kalibrierung mittels Druckwaage erhaltenen Empfindlichkeiten der eingesetzten Zylinderdrucksensoren mit Berücksichtigung der Verkabelung und des Ladungsverstärkers. Als Ladungsverstärker wurden zwei Stück **AVL micro IFEM 4FPx** verwendet. Neben der drei Zylinderdrücke wurden außerdem der Injektorstrom des ersten Zylinders, und die analogen Signale der Drehmomentmessflansche indiziert. Zur Datenerfassung wurde **AVL IndiMaster 672** herangezogen. Die Daten wurden mit Hilfe der Software **AVL IndiCom V2.3** visualisiert und verarbeitet. Außerdem wurden das analoge Drehmomentsignal des Drehmomentmessflansches nach ZMS, und das Signal von drei Beschleunigungssensoren, für die Körperschallmessung, herangezogen. Alle Beschleunigungssensoren wurden außen an das Zylinderkurbelgehäuse geklebt. Es wurde je ein Sensor bei Zylinder zwei und drei (siehe Abb. 3-14), und eine Referenzmessstelle an der Stirnseite des Motors angebracht.

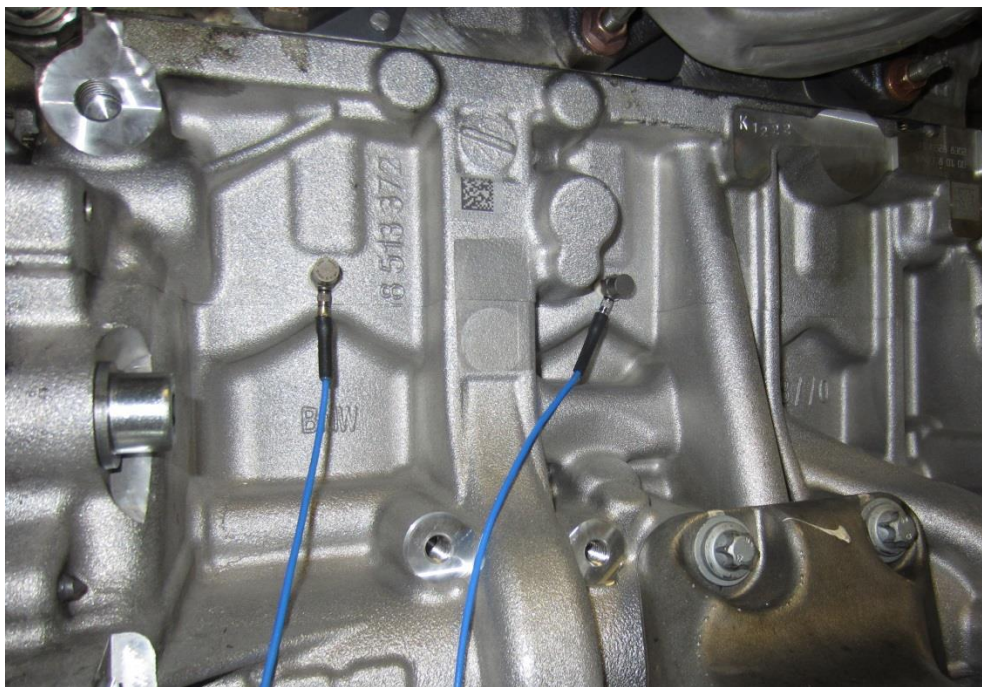


Abbildung 3-14: Beschleunigungssensoren zur Körperschallmessung

3.2.2.2 Kurbelwinkelmarkierung

Die Kurbelwinkelmarkierung stellt den Bezug der indizierten Größen zum Kurbelwinkel her. Für die in dieser Arbeit gezeigten Messungen wurde der **AVL Winkelaufnehmer 365C** verwendet. Dieser arbeitet nach dem optischen Messprinzip. Die eingesetzte Winkelscheibe weist eine Auflösung von **0,1 °KW** auf. Eine besondere Bedeutung hat hierbei die Lage des oberen Totpunktes. Dieser kann beispielsweise mit der geschleppten Druckkurve bei Angabe des thermodynamischen Verlustwinkels, mit Hilfe einer kapazitiven OT Sonde, oder mittels Lasermesstechnik eingestellt werden. Das Einstellen des OT per thermodynamischen Verlustwinkel ist jedoch für eine Reibungsuntersuchung nicht geeignet, da dieser meist nur unzureichend bekannt ist. Eine Abweichung der Lage des OT um 0,1 °KW erzeugt bereits einen unzulässigen Fehler. Zum Beispiel würde bei einem Reibmitteldruck-Lastschnitt eine nicht korrekte Lage des OT die Steigung des Reibmitteldruck-Verlaufs verfälschen.

Vor der ersten Messreihe und nach jedem Umbau wurde der obere Totpunkt mit Hilfe des **kapazitiven OT-Sensors** vom Typ **AVL 428** eingestellt. Bei der kapazitiven Ermittlung des OT bilden die Sonde, die beispielsweise anstatt eines Injektors montiert wird, und der Kolben einen Kondensator. Während der Messung wird der Motor geschleppt und die Kapazität dieses Kondensators in Abhängigkeit des Kurbelwinkels gemessen. Am OT ist der Abstand zwischen Kolben und Sonde am geringsten und somit die Kapazität am größten. Vor der Messung muss der Motor auf Betriebstemperatur gebracht werden, damit die korrekten Lagerspiele eingestellt sind. Beim Ladungswechsel-OT erhält man eine größere Kapazität als beim Kompressions-OT. Dies ist auf die größere Dehnung des Pleuels, bedingt durch die fehlende Gaskraft, zurückzuführen.

3.2.2.3 Drehmomentmessung

Zur Ermittlung des effektiven Mitteldrucks bzw. zur Messung des Kurbelwellen-Rohdrehmoments und des Antriebsmoments für Hochdruckpumpe und Ventiltrieb wurden Drehmomentmessflansche eingesetzt. Für die Drehmomentermittlung sind am Rotor Dehnungsmessstreifen (DMS) installiert. Messsignal und Speisespannung werden über Spulen am Rotorumfang berührungslos übertragen. Die Auswertung der DMS-Signale geschieht mittels Trägerfrequenztechnologie. Bei der Auswahl des Messflansches ist vor allem darauf zu achten, dass der Messbereich und die Genauigkeit den Anforderungen entsprechen. Es versteht sich von selbst, dass auch hier die Kalibrierung mit größter Sorgfalt durchgeführt werden muss.

	Einheit	HBM T12 / 200	HBM T40 / 1000	HBM T12 / 2000
Genauigkeitsklasse	-	0,03	0,05	0,03
Messbereich	Nm	200	1000	2000
Linearitätsabweichung Inkl. Hysterese	%	+/- 0,02	+/- 0,05	+/- 0,02
Kennwerttoleranz	%	+/- 0,05	+/- 0,1	+/- 0,05

Tabelle 4: Eingesetzte Drehmomentmessflansche

Tabelle 4 zeigt die zum Einsatz gekommenen Drehmomentmessflansche. Der HBM T40/1000 Messflansch wurde nach ZMS vor der Bremse eingesetzt. Dieser weist einen analogen- und einen Frequenzsignalausgang auf. Die beiden T12 Messflansche waren Teil des speziellen Reibungsmessmoduls, das im Kapitel 3.2.4 genauer beschrieben wird. Jene verfügen nur über einen Frequenzsignalausgang. Zur Berechnung des effektiven Mitteldrucks wurde nur das Signal des Frequenzausgangs herangezogen, da dieses stabiler und gegenüber Einstreuungen unempfindlicher ist als das analoge Spannungssignal.

3.2.2.4 Kraftstoffverbrauchsmessung

Für die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs wurde die Kraftstoffwaage **AVL dynamic Fuel Balance** herangezogen. Diese weist eine Messunsicherheit von $\leq 0,12\%$ und Messbereiche zwischen 0 und 150 kg/h auf. Zur Kontrolle verwendete man die Kraftstoffverbrauchswerte des Motorsteuergeräts und ein Coriolis Mass Flow Meter.

3.2.2.5 Blowby-Messung

Die Durchflussmessung des Blowby-Gases wurde mit Hilfe von **Kristl&Seibt Blowby 637** durchgeführt. Das Messprinzip beruht auf der Druckdifferenzmessung an einer Blende.

3.2.2.6 Lambda-Messung

Die Ermittlung des Luftverhältnis Lambda erfolgte mit einer Breitbandlambdasonde und dem **ETAS Lambda Meter LA4**.

3.2.2.7 Kühlmitteldurchflussmessung

Für den Betrieb mit ausgebauter Wasserpumpe musste zur Steuerung der externen Kühlmittelpumpe der Durchfluss überwacht werden, damit die realen Betriebsbedingungen bestmöglich nachgestellt werden konnten. Dies geschah mit Hilfe des magnetisch-induktiven Durchflussmessgerätes **Endress + Hauser Promag 53P**.

3.2.2.8 Druck- und Temperaturmessstellen

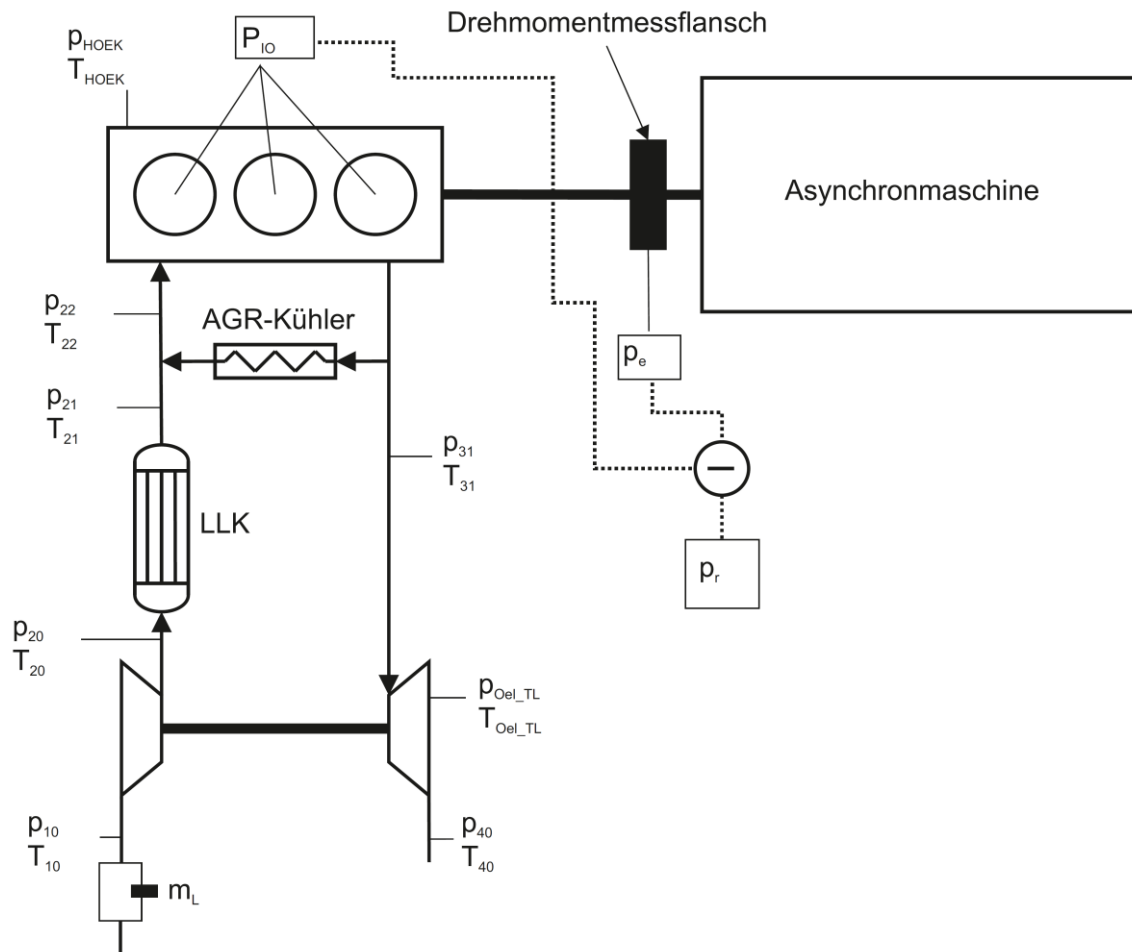


Abbildung 3-15: Messstellenübersicht

Abb. 3-15 zeigt eine Übersicht der Temperatur- und Druckmessstellen am Luftpfad, sowie am Hauptölkanal und Turbolader. Außerdem wurden noch Temperatur und Druck im Kraftstoffvor- und Kraftstoffrücklauf, sowie beim Kühlmittel ein- Kühlmittelaustritt gemessen. Auch die Ölwanntemperatur wurde mitgemessen. Bei den Temperaturmessstellen, die eine besondere Anforderung an die Genauigkeit hatten, verwendete man Pt 100 Widerstandstempersensoren. Die übrigen wurden als Typ K Thermoelemente ausgeführt. Die für eine Reibungsmessung wichtigen Temperatursensoren im Hauptölkanal und im Kühlmittel Eintritt wurden mit Hilfe eines Kalibrierofens kalibriert.

Messstelle	Beschreibung	Sensortyp
T_{Raum}	Temperatur in der Prüfzelle	Typ K
p_{Raum}	Umgebungsdruck	Typ K
T_{10}	Temperatur nach Luftfilter	Typ K
p_{10}	Druck nach Luftfilter	piezoresistiv
T_{20}	Temperatur vor Ladeluftkühler	Typ K
p_{20}	Druck vor Ladeluftkühler	piezoresistiv
T_{21}	Temperatur nach Ladeluftkühler	Typ K
p_{21}	Druck nach Ladeluftkühler	piezoresistiv
T_{22}	Temperatur bei Motor Einlass	Pt 100
p_{22}	Druck bei Motor Einlass	piezoresistiv
T_{31}	Abgastemperatur vor ATL	Typ K
p_{31}	Abgasdruck vor ATL	piezoresistiv
T_{40}	Abgastemperatur nach ATL	Typ K
p_{40}	Abgasdruck nach ATL	piezoresistiv
p_{HOEK}	Öldruck im Hauptölkanal	piezoresistiv
T_{HOEK}	Öltemperatur im Hauptölkanal	Pt 100
$T_{\text{Oel_Wanne}}$	Öltemperatur in der Ölwanne	Typ K
$T_{\text{Oel_TL}}$	Öltemperatur im ATL	Typ K
$p_{\text{Oel_TL}}$	Öldruck im ATL	piezoresistiv
$T_{\text{KM_ein}}$	Kühlmitteltemperatur beim Eintritt	Pt 100
$T_{\text{KM_aus}}$	Kühlmitteltemperatur beim Austritt	Pt 100
p_{KM}	Systemdruck im Kühlkreislauf	piezoresistiv
$T_{\text{KR_ein}}$	Kraftstofftemperatur im Vorlauf	Typ K
$p_{\text{KR_ein}}$	Kraftstoffdruck im Vorlauf	piezoresistiv
$T_{\text{KR_aus}}$	Kraftstofftemperatur im Rücklauf	Typ K
$p_{\text{KR_aus}}$	Kraftstoffdruck im Rücklauf	piezoresistiv
P_{IO}	Indizierter Mitteldruck gemittelt	berechnet
p_e	Effektiver Mitteldruck	berechnet
p_r	Reibmitteldruck	berechnet

Tabelle 5: Druck- und Temperaturmessstellen

3.2.3 Asynchronmaschine

Zum Bremsen und Hochschleppen der Motoren wurde eine Asynchronmaschine mit folgenden Daten eingesetzt:

motorisch						
Spannung (V)	Bemessungsstrom (A)	Frequenz (s ⁻¹)	Drehzahl (min ⁻¹)	Leistung (kW)	Cos phi (-)	Drehmoment (Nm)
400	570	65	3845	330	0,86	820
400	550	145	8570	330	0,89	368
400	470	169	10000	280	0,89	267
generatorisch						
Spannung (V)	Bemessungsstrom (A)	Frequenz (s ⁻¹)	Drehzahl (min ⁻¹)	Leistung (kW)	Cos phi (-)	Drehmoment (Nm)
400	581	65	3945	340	0,82	822
400	560	145	8805	339	0,85	367
400	475	169	10255	289	0,85	269

Tabelle 6: Daten der Asynchronmaschine

3.2.4 Umbau AGR-Kühler und Saugrohr

Das im folgenden Kapitel beschriebene Reibungsmessmodul wurde an den Befestigungspunkten des serienmäßigen Getriebes am Motor verschraubt. Um dies zu ermöglichen, musste aus Platzgründen die Lage des AGR-Kühlers und des Luftfilters verändert werden. Zusätzlich montierte man aus demselben Grund ein Saugrohr, das zum Originalen spiegelverkehrt war. Der AGR-Kühler wurde um ca. 45 Grad nach oben gedreht. Dazu musste eine spezielle Halterung angefertigt, und die Abgasleitung vom Abgaskrümmen zum Kühlereintritt verlängert werden. Da der AGR-Kühler vom Zylinderkopf mit Kühlwasser versorgt wurde, musste diese Versorgungsleitung inklusive Anschlüsse ebenfalls neu gestaltet werden.

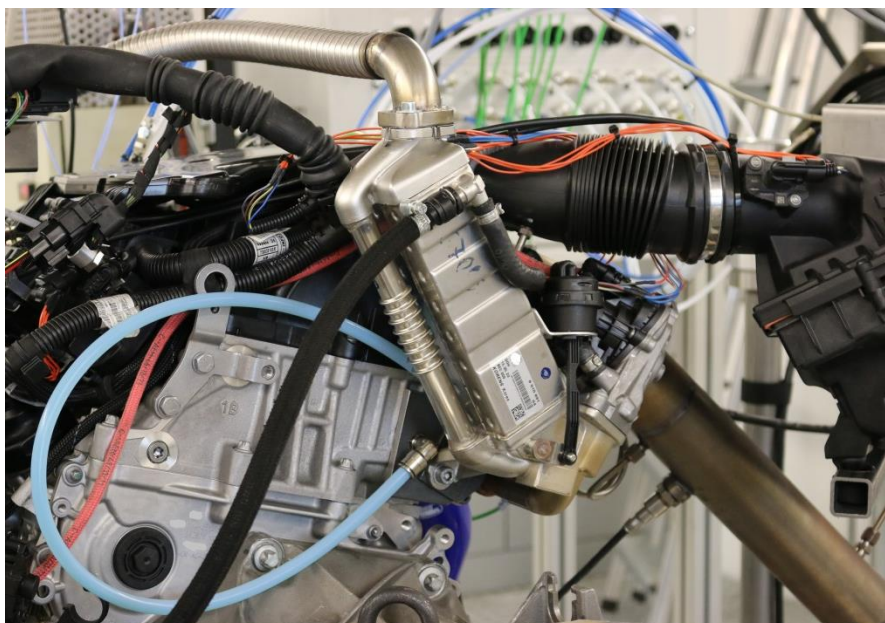


Abbildung 3-16: Umbau AGR Kühler

Abb. 3-16 zeigt den nach oben gedrehten AGR-Kühler mit der neuen Kühlmittleitung. Durch das spiegelverkehrte Saugrohr war es außerdem notwendig eine Verbindungsleitung vom Kühler Austritt zum Saugrohr herzustellen. Diese ist in Abb. 3-16 oben ersichtlich. Am rechten Rand des Bildes lässt sich der nach außen gedrehte Luftfilterkasten erkennen. Die Luftführung wies im Originalzustand nach dem Luftfilter eine Krümmung nach innen auf. Um eine Lageänderung zu bewerkstelligen wurde dieses Saugrohr unmittelbar nach der Krümmung zersägt und um 180 Grad verdreht wieder zusammengeklebt. Aufgrund dieser Umbaumaßnahmen war es nötig einige Verkabelungen zu verlängern.

3.3 Das Reibungsmessmodul

Das Reibungsmessmodul ist eine eigens für die Messung der Reibung des Kurbeltriebs konstruierte Vorrichtung. Durch den Einsatz dieses Aufbaus ist es möglich, im befeuerten Motorbetrieb die Reibung von Ventiltrieb inklusive Hochdruckpumpe und Kurbeltrieb zu separieren. Es wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz entwickelt und war zu Beginn dieses Projektes bereits vorhanden und hatte erste Testläufe hinter sich.

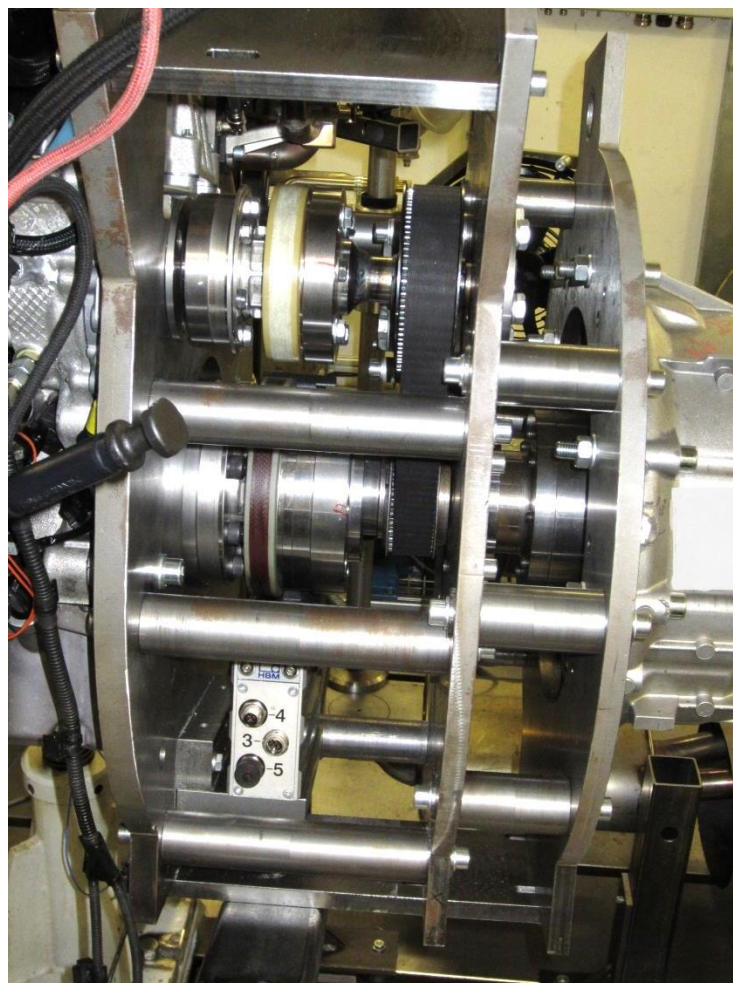


Abbildung 3-17: Foto des aufgebauten Reibungsmessmoduls

In Abb. 3-17 ist das Reibungsmessmodul im montierten Zustand ersichtlich. Dieses wird an der Stelle des Getriebes mit dem Motor verschraubt. Zusätzlich zur Verschraubung muss es noch an zwei Stellen abgestützt werden. Das ZMS befindet sich nach den Messgeräten, ist aber noch Teil des Moduls. Das ZMS ist notwendig, damit die starken Ausschläge des Rohmomentes geglättet werden können und somit eine Überbeanspruchung von Getriebe- und Gleichlaufgelenkwelle zur Bremse vermieden wird (siehe Kap. 3.4.3.3, Abb. 3-43).

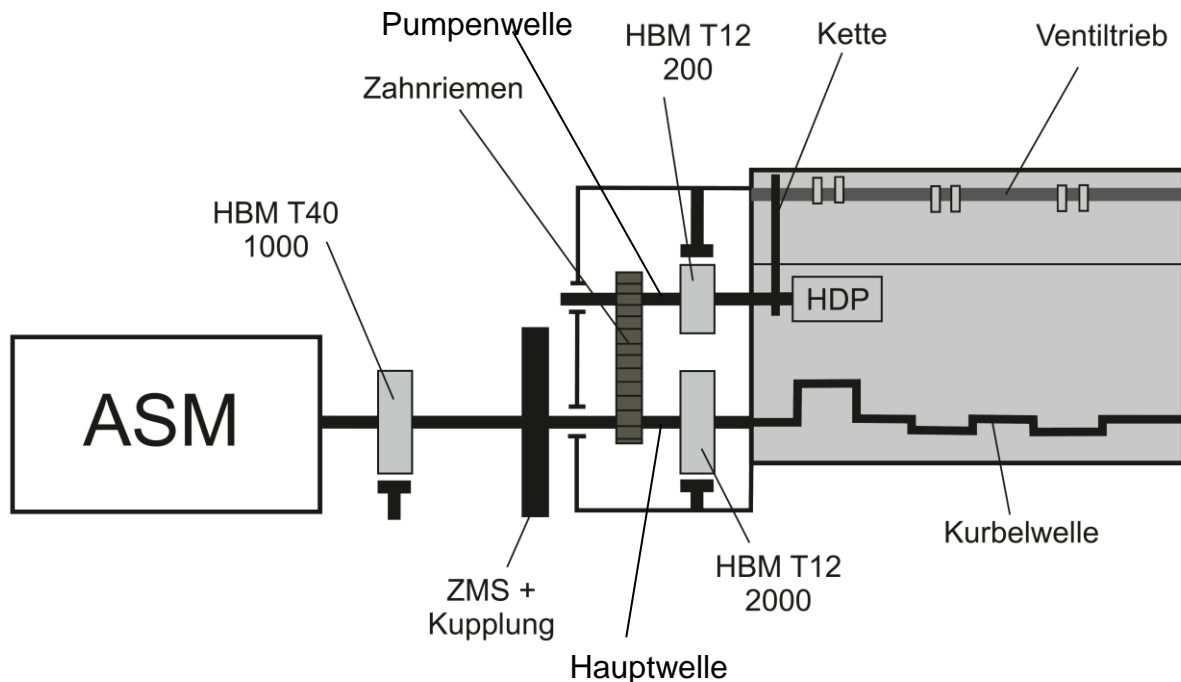


Abbildung 3-18: Aufbau des Reibungsmessmoduls

Abb. 3-18 zeigt den schematischen Aufbau des Reibungsmessmoduls. Es besteht aus einer Hauptwelle, die mit der Kurbelwelle verbunden ist, einer Pumpenwelle, die mit der Hochdruckpumpe verbunden ist, zwei Drehmomentmessflansche, einem Riementrieb, einem Zweimassenschwungrad und einem Rahmen. Die Verbindung zwischen Anschlussflansch der Drehmomentmessung und Hauptwelle wird mit einem Spannsatz realisiert. Spannsätze sind aufgrund des sehr stark wechselnden Rohdrehmomentes vor ZMS die beste Möglichkeit diese Verbindung zu bewerkstelligen. Die Zahnriemenscheiben sind mit den Wellen durch eine Passfeder verbunden und zusätzlich verschweißt. Vorherige Testläufe zeigten, dass sowohl Passfeder- als auch Keilwellenverbindungen den hier auftretenden Wechsellastmomenten nicht gewachsen sind. Direkt am Kurbelwellenabtrieb wird das Rohdrehmoment des Motors mit einem HBM T12 2000 Drehmomentmessflansch gemessen. Der Kettentrieb zwischen Kurbelwelle und Hochdruckpumpe ist nach außen verlagert und durch einen Zahnriementrieb ersetzt worden. An der Pumpenwelle wird ebenfalls das Drehmoment mit Hilfe eines HBM T12 200 Messflansch ermittelt, was dem Antriebsmoment von Hochdruckpumpe und Ventiltrieb inklusive der Zwischenkette entspricht. Dieses Antriebsmoment kann direkt in den Reibmitteldruck für Hochdruckpumpe und Ventiltrieb umgerechnet und vom Reibmitteldruck des Vollmotors ohne Riementrieb

und mit externer Ölkonditionierung abgezogen werden. So erhält man jene Reibung, die vom Kurbeltrieb verursacht wird. Man beachte, dass so die Reibung des Zahnriemens, die sich von jener der originalen Kette unterscheidet, in der Reibung des Kurbeltriebs inkludiert ist.

Über den Messflansch an der Hauptwelle kann durch Differenzbildung mit dem indizierten Mitteldruck ebenso der Reibmitteldruckanteil, der vom Kurbeltrieb verursacht wird, jedoch ohne Zahnriementrieb, direkt festgestellt werden. So ist man auch in der Lage die Reibung des Zahnriemens abzuschätzen. Zusätzlich zum Zahnriemen entsteht ein kleiner Fehler aufgrund der Lagerungen von Haupt- und Pumpenwelle. Diese sind als abgedichtete Rillenkugellager ausgeführt und weisen daher ein verhältnismäßig geringes Reibmoment auf. Bevor der Abtrieb über eine Gleichlaufgelenkwelle zur Bremse erfolgt, wird das Motorrohrmoment von einem Zweimassenschwungrad geglättet. Wie beim Serienaufbau befindet sich vor der Asynchronmaschine ein weiterer Drehmomentmessflansch, der zur Plausibilisierung der Messergebnisse dient, zumal mit dessen Hilfe die Gesamtmotorreibung gemessen werden kann.

Bevor das Reibungsmessmodul am Motor montiert werden konnte, musste man etliche Vorbereitungsmaßnahmen bzw. Eingriffe in die Motorkonstruktion durchführen. Für den Antrieb der Hochdruckpumpe wurde das Kettenrad auf der Hochdruckpumpenwelle bearbeitet um eine kreuzförmige, formschlüssige Verbindung zur Pumpenwelle des Reibungsmessmoduls herzustellen (siehe Abb. 3-19).

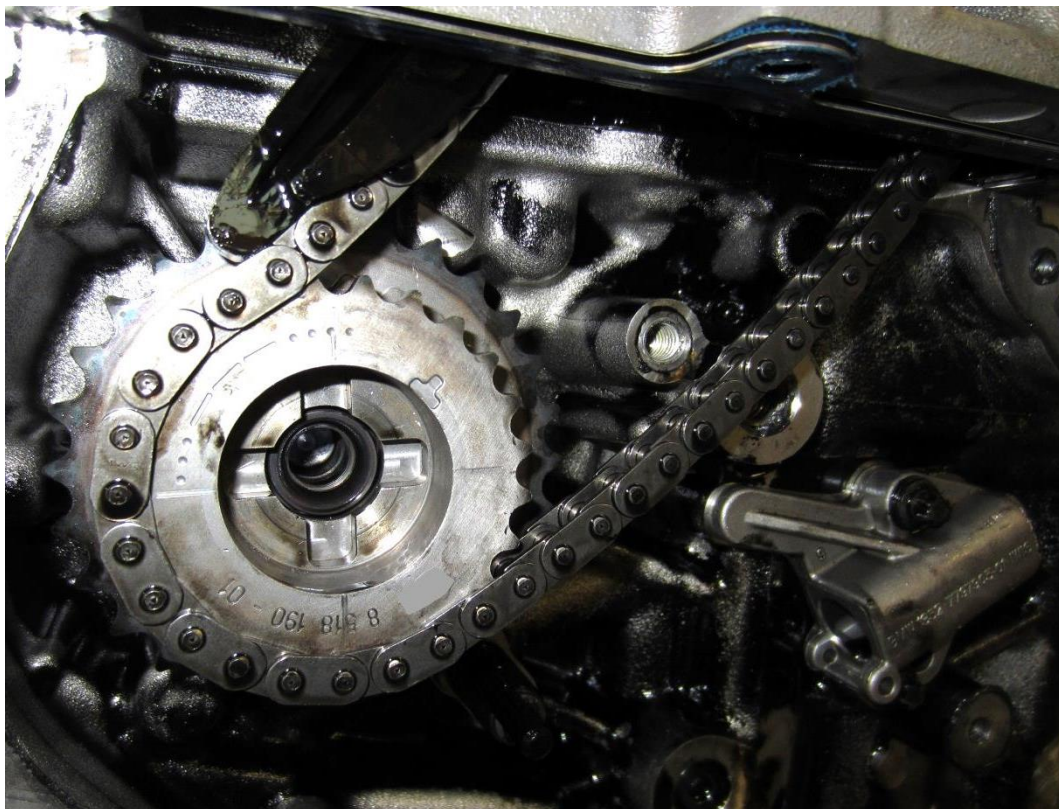


Abbildung 3-19: Kettenrad der HDP bearbeitet

Die Verbindungswelle (Abb. 3-20) wird über eine Zentralschraube mit der Welle der Hochdruckpumpe verbunden. Da die Verbindungswelle durch den Räderkastendeckel geführt werden musste, um die formschlüssige Verbindung mit dem Kettenrad herzustellen, war es notwendig diesen zu bearbeiten. Es wurde dabei der Durchmesser der Montageöffnung zur Hochdruckpumpe vergrößert, und außen am Räderkastendeckel eine axiale Dichtfläche geschaffen (siehe Abb. 3-21).



Abbildung 3-20: Verbindungswelle

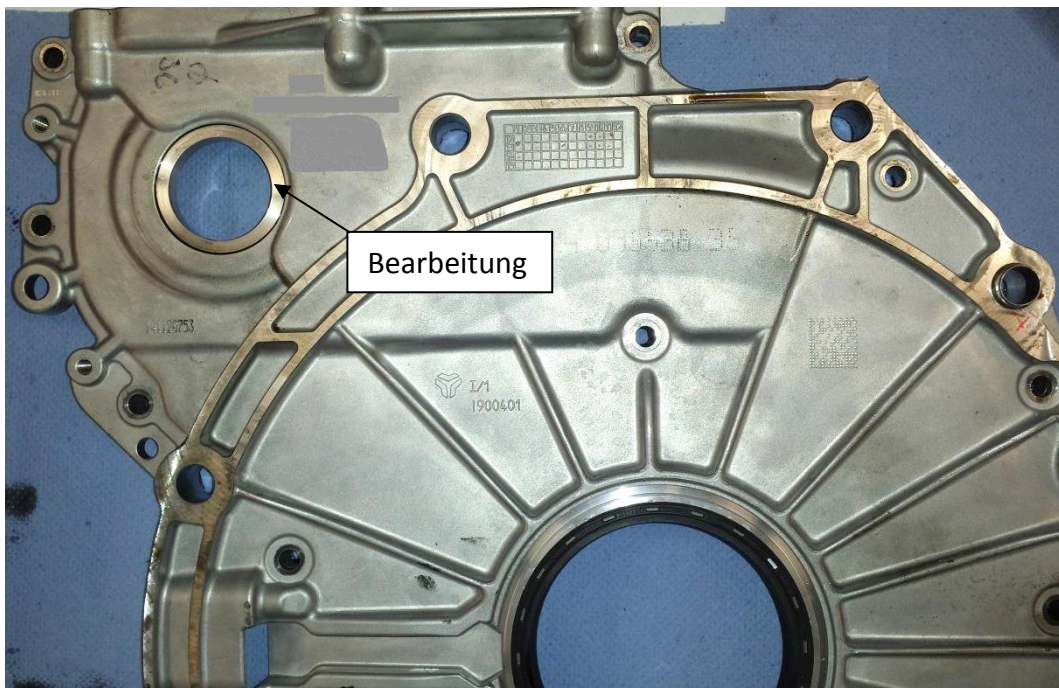


Abbildung 3-21: Räderkastendeckel bearbeitet

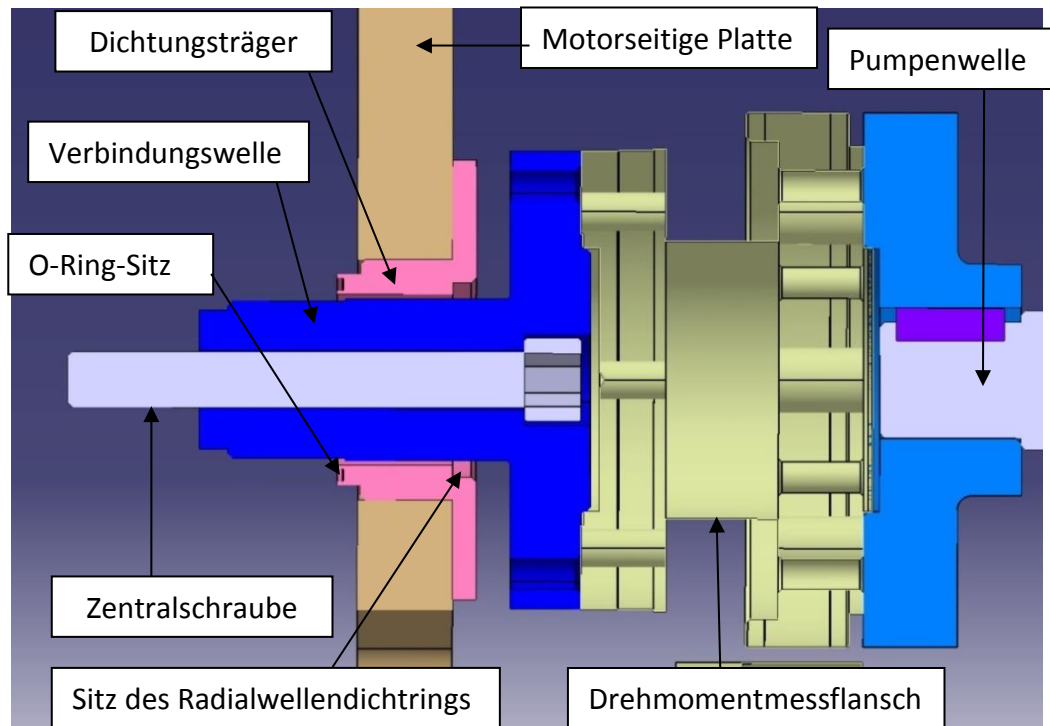


Abbildung 3-22: Verbindung Pumpenwelle – Hochdruckpumpe

Abbildung 3-22 zeigt eine Schnittdarstellung des CAD-Modells der Pumpenwelle. Hier ist die Lage der Verbindungswelle und des Dichtungsträgers gut erkennbar. Dieser dient zur Abdichtung der Pumpenwelle zum Ölraum des Motors hin, und beinhaltet einen Radialwellendichtring, für die Abdichtung zur Welle, und einen O-Ring zur Abdichtung zum Räderkastendeckel. Der Dichtungsträger wird mit der motorseitigen Platte des Reibmessmoduls verschraubt. Der O-Ring wird dabei durch die Montage auf die bearbeitete Fläche des Räderkastendeckels gedrückt. Die motorseitige Platte ist Teil des Rahmens des Reibmessmoduls.

Außerdem war es notwendig die Kette samt Kettenspanner zwischen Kurbelwelle und Hochdruckpumpe auszubauen. Die Ölversorgung der hydraulischen Kettenspanner wurde dabei mittels Blechstreifen verschlossen, da ansonsten, durch die an dieser Stelle auftretende Leckage, kein ausreichender Öldruckaufbau mittels Konditionieranlage möglich gewesen wäre. Über das verstellbare Nockenwellenkettensrad mussten vor dem endgültigen Zusammenbau Ventilsteuerung und Kurbelwelle synchronisiert werden.

Da der sich Achsabstand zwischen Hochdruckpumpenwelle und Kurbelwelle, bei den in dieser Arbeit untersuchten Motoren, zu dem Motor der ersten Testläufe der Reibungsmesseinrichtung, veränderte, war es notwendig den Lagerflansch der Pumpenwelle und den Dichtungsträger exzentrisch auszuführen, um den Versatz auszugleichen (siehe Abb. 3-23 und 3-24). Diese Teile wurden im Zuge dieser Arbeit konstruiert, und in der Hauseigenen Werkstätte am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik gefertigt.

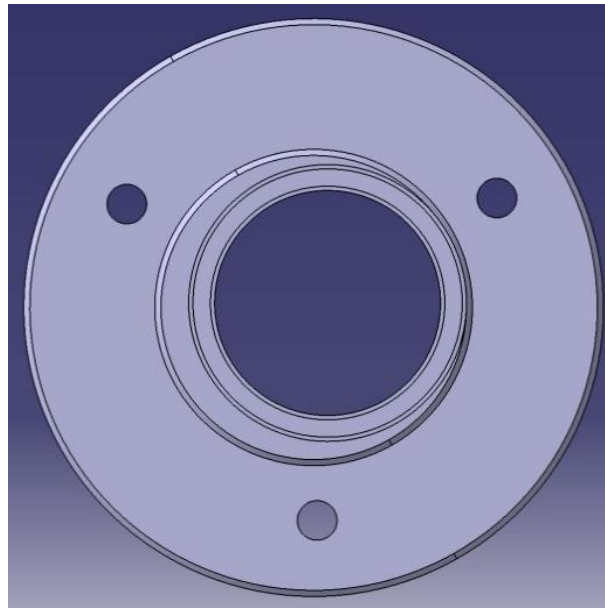


Abbildung 3-23: Dichtungsträger exzentrisch

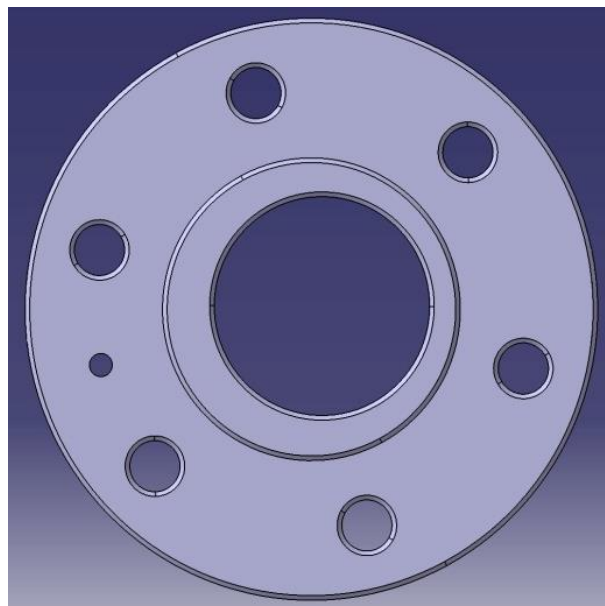


Abbildung 3-24: Lagerflansch exzentrisch

3.4 Messergebnisse

3.4.1 Ölverbrauchsmessung

Um die unterschiedlichen Zylinderhönungen hinsichtlich des Ölverbrauchs bewerten zu können, wurden Ölverbrauchsmessungen nahe dem Nennleistungspunkt, nach einem streng festgelegten Ablauf durchgeführt. Von Motor 2 erwartete man sich durch das größere Kolbenspiel zum unteren Totpunkt hin einen etwas höheren Ölverbrauch.

Ablaufplan:

1. Ölstand auf max. füllen.
2. Motor auf $T_{KM_ein} = 90^{\circ}C$ warm fahren und 15 min bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 15 \text{ bar}$ (ca. 92% der Nennleistung) betreiben.
3. Motor 1 min. im Leerlauf betreiben und anschließend abstellen.
4. Motor auf OT Zylinder 1 stellen.
5. 5 min. nach Abstellen des Motors Motoröl ablassen.
6. 30 min nach Öffnen der Ölablassschraube den Motor zweimal durchdrehen.
7. Exakt 45 min. nach Öffnen der Ölablassschraube diese wieder montieren.
8. Abgelaufene Ölmenge inklusive vorher abgewogenen Behälter abwägen.
9. Öl wieder einfüllen
10. Im Behälter und ggf. im Trichter zurückgebliebenes Öl abwägen um die tatsächlich eingefüllte Ölmenge zu berechnen.
11. Start des Ölverbrauchsprogrammes innerhalb von 5 min.

Programmablauf:

- a) Start, 30 s mit $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$
- b) 10 min $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 6 \text{ bar}$
- c) 10 min $n = 4000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 15 \text{ bar}$
- d) 30 s $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$
- e) Punkt c) und d) wiederholen bis die Gesamtdauer von 4 h erreicht ist

12. Punkte 3 – 8 wiederholen
13. Durch Differenzbildung der Abgewogenen Ölmengen den Ölverbrauch ermitteln

Diese Prozedur wurde je Motor zweimal ausgeführt. Beim Ablassen und Einfüllen des Motoröls vor und nach dem Abwiegen muss darauf geachtet werden, dass möglichst kein Tropfen verschüttet wird. Es ist außerdem dafür zu sorgen, dass die verwendeten Eimer und Trichter frei von Verunreinigungen sind. Um die Reproduzierbarkeit der Messungen zu gewährleisten, ist es zudem notwendig den Ablaufplan (vor allem die Abtropfzeiten) exakt einzuhalten. Im Programmablauf ist Punkt d) als Entlastungspunkt vorgesehen, um ein Festgehen des Leitapparates des VTG-Stellers, aufgrund der hohen Abgastemperaturen in der Nähe des Nennleistungspunktes, zu verhindern.

Abb. 3-25 und Abb. 3-26 zeigen die ermittelten Ölverbräuche aller Messläufe. Wie erwartet weist Motor 2 einen geringfügig höheren Ölverbrauch auf. Dies kann auf das zunehmend größere Kolbenspiel bei Annäherung an den unteren Totpunkt, hervorgerufen von der konischen Zylinderhohlung, zurückgeführt werden. Der Unterschied ist jedoch nicht sehr ausgeprägt. Es sei an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen, dass es sich bei den Werten annähernd um einen Vollastölverbrauch bei Nenn Drehzahl handelt. Im realen Motorbetrieb wird der Nennleistungspunkt äußerst selten angefahren, wonach man davon ausgehen kann, dass die Differenz im Ölverbrauch bei Teillast noch geringer ausfällt. Aufgrund der vorliegenden Messergebnisse ist man also im Stande festzustellen, dass eine konische Zylinderhohlung, wie sie im zweiten Versuchsträger realisiert ist, keinen nennenswerten Einfluss auf den Ölverbrauch aufweist.

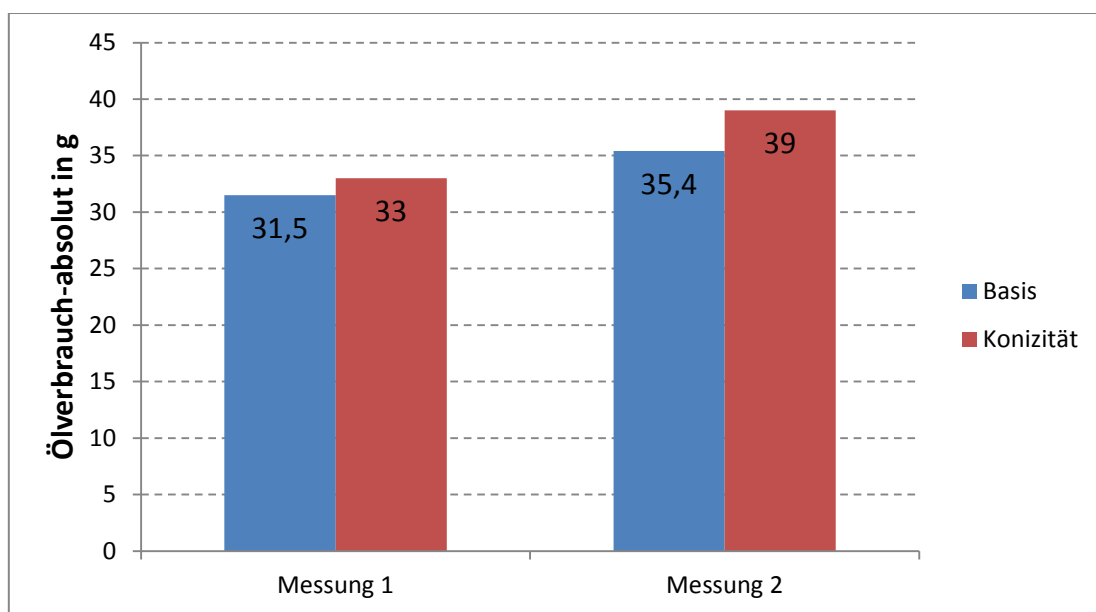


Abbildung 3-25: Ölverbrauch absolut

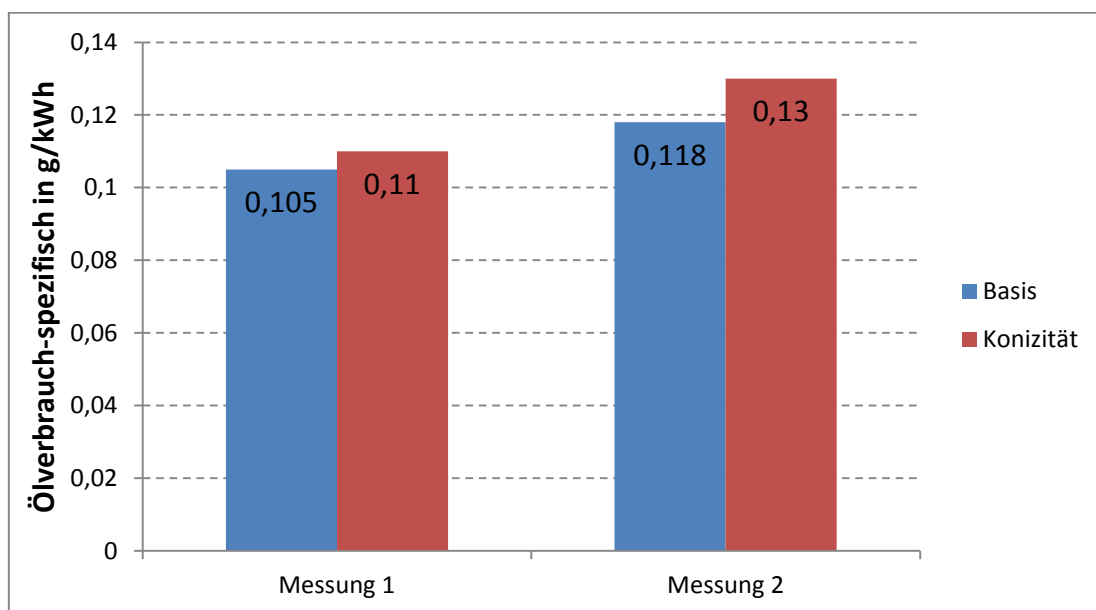


Abbildung 3-26: Ölverbrauch spezifisch

3.4.2 Normverbrauchsmessung im NEDC

Es wurde untersucht, ob sich die erwartete Reibungsverbesserung der konischen Zylinderhohung auf den Normkraftstoffverbrauch auswirkt. Dazu wurde am Motorprüfstand mit beiden Versuchsträgern zweimal der NEDC nachgefahren. Da hierbei die gesamten Fahrwiderstände bzw. ein Rollenprüfstand von der Bremse simuliert werden mussten, stellte uns der Industriepartner die notwendigen Daten für Motordrehzahl und Motorlast, von einem Rollenprüfstand mit einem bestimmten Fahrzeug, zur Verfügung (siehe Abb. 3-27).

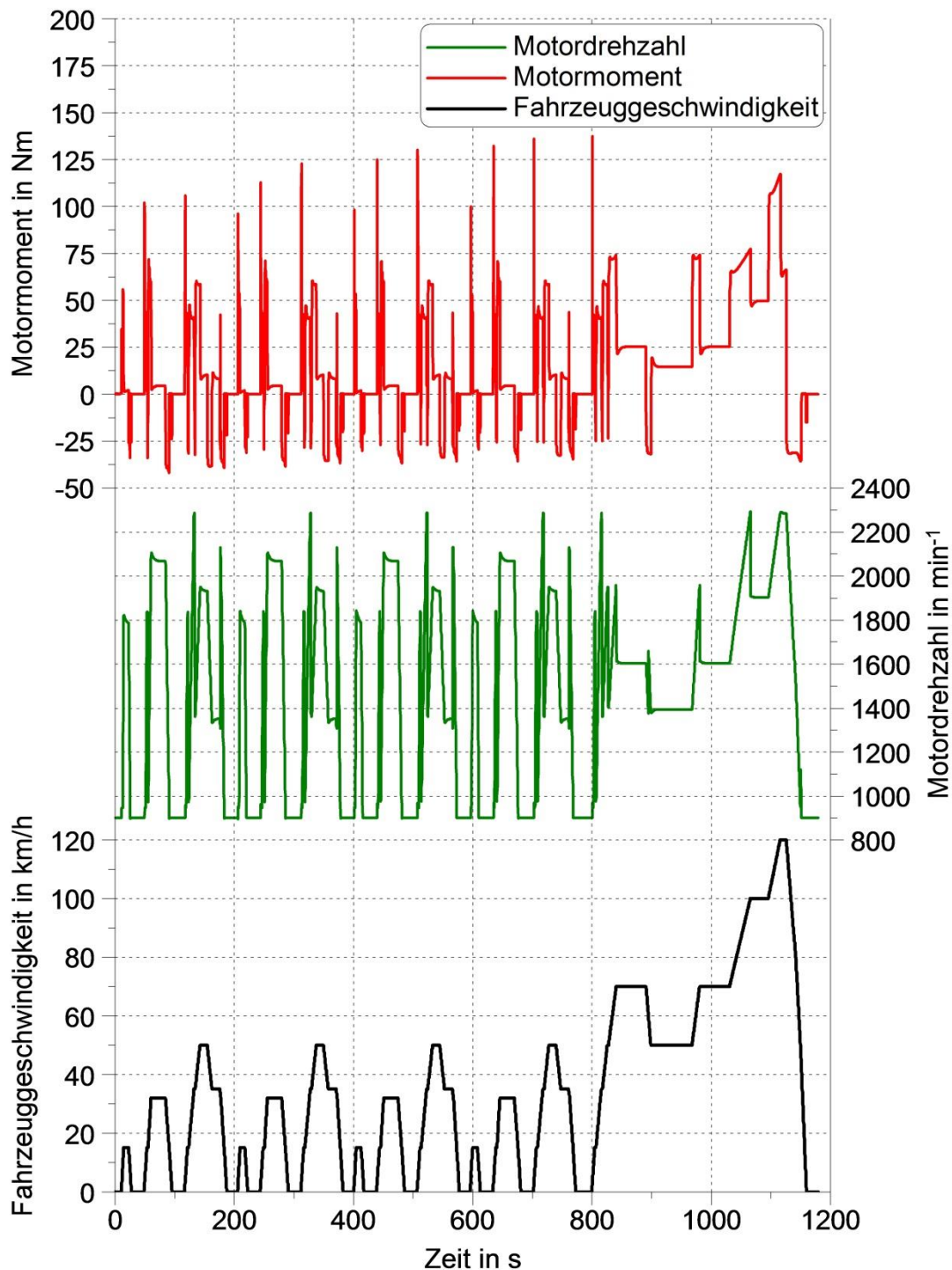


Abbildung 3-27: NEDC mit Motordrehzahl und Motormoment

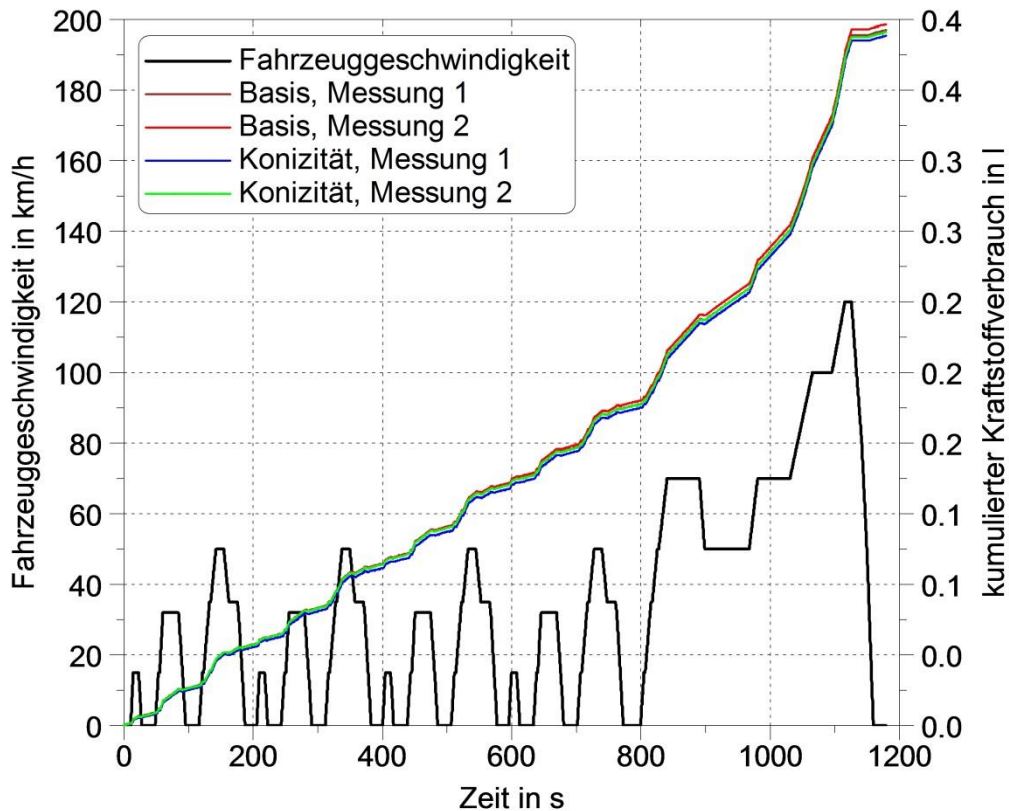


Abbildung 3-28: Kraftstoffverbrauch im NEDC

	Gesamter Kraftstoffverbrauch in l	Normkraftstoffverbrauch in l/100 km
Basis, Messung 1	0,3926	3,569
Basis, Messung 2	0,3959	3,599
Konizität, Messung 1	0,3895	3,541
Konizität, Messung 2	0,3918	3,562

Tabelle 7: gesamter Kraftstoffverbrauch im NEDC

In Abb. 3-28 bzw. in Tabelle 7 ist das Ergebnis der NEDC Messungen dargestellt. Die annähernd übereinanderliegenden und parallel verlaufenden Linien der kumulierten Kraftstoffverbräuche, bestätigen die Reproduzierbarkeit der Messungen. Die Verbrauchswerte des Motors mit der konischen Zylinderhonung liegen zwar unter denen der Basisversion, zeigen jedoch keine deutlichen Verbesserung. Die maximale Spreizung beträgt 0,0141 Liter absolut, was auf 100 km 0,058 Liter ergibt. Bildet man jeweils den Durchschnittsverbrauchswert der Motoren und vergleicht diese, so erhält man eine Kraftstoffersparnis von 0,913% gegenüber der Basisversion. Die Differenz zwischen der günstigsten Messung der Basisversion und der ungünstigsten Messung der konischen Zylinderhonung beträgt lediglich 0,0008 Liter, was 0,2% entspricht. Der Schwankungsbereich der Messergebnisse von je demselben Motor beträgt bei der Basisversion 0,83% und bei der konischen Zylinderhonung 0,59%. Aufgrund der vorliegenden Messergebnisse lässt sich eine leichte Tendenz des Technologieträgers Richtung niedrigerem Kraftstoffverbrauch erkennen, die jedoch sehr schwach ausgeprägt ist. Im NEDC lässt sich also keine signifikante Kraftstoffersparnis erzielen.

3.4.3 Kennfeldmessungen

Das Kennfeld beider Motoren wurde in mehreren Strip-Down-Schritten, hinsichtlich des Reibmitteldrucks, vermessen. Ziel dieser Messungen war, möglichst vollständige Reibmitteldruckkennfelder zu erhalten, und dabei die Reibung einzelner Komponenten im gefeuerten Betrieb zu isolieren. Folgende Strip-Down-Schritte wurden durchgeführt:

- 1) Vollmotor
- 2) ohne Wasserpumpe und Riemen
- 3) ohne Wasserpumpe, Riemen und Ölpumpe
- 4) mit Reibungsmessmodul (Separierung Hochdruckpumpe + Ventiltrieb)

Beim zweiten Motor (Konizität) wurde Schritt 2 übersprungen, da eine Aufteilung von Wasserpumpe und Ölpumpe bereits bei der Vermessung von Motor 1 geschehen ist. Schritt 3 wurde zur Kontrolle der Reproduzierbarkeit trotzdem vermessen.

Bei der Erstellung eines Reibmitteldruckkennfeldes ist die Vorgehensweise bei der Rasterung von großer Bedeutung. Um reproduzierbare Messergebnisse zu generieren muss immer nach demselben Muster vorgegangen werden. Auch die Einschwingzeiten nach einem Betriebspunktwechsel spielen eine große Rolle. Die günstigste Vorgehensweise bei der Reibungsmessung ist es Lastschnitte auszuführen. Das heißt, es wird bei einer bestimmten konstanten Drehzahl die Motorlast schrittweise bis zur Volllast erhöht. Das hat den Vorteil, dass nach einem Volllastpunkt ein Drehzahlwechsel stattfindet, und somit ein Niedriglastpunkt angefahren wird, wodurch der Motor wieder „abkühlen“ kann. Gestartet wurde bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} . Niedrigere Drehzahlen wurden aufgrund starker Vibrationen, und der damit verbundenen Gefahr von Beschädigungen am Auspuffsystem oder an diversen Messstellen, vermieden. Die Drehzahl wurde anfangs jeweils um 250 min^{-1} erhöht, ab 3000 min^{-1} um 500 min^{-1} . Der letzte Lastschnitt wurde bei 4000 min^{-1} ausgeführt. Nach einem Betriebspunktwechsel ließ man den Motor 8 Minuten „einschwingen“ bevor der Messpunkt gesetzt wurde, damit sich vor allem die, für die Reibung wichtigen Temperaturen stabilisieren können. Ein besonderes Augenmerk wurde dabei auf die Öltemperatur im Hauptölkanal gelegt. Bei einem Drehzahlwechsel wurde die Einschwingzeit auf 12 Minuten erhöht, da nach einem Volllastpunkt eine längere Zeit zum Abkühlen benötigt wurde.

Abb. 3-29 zeigt das Vorgehen bei der Rasterung des Kennfeldes und die gesetzten Messpunkte. Gestartet wurde bei jeder Drehzahl bei 0,5 bar effektiven Mitteldruck. Der zweite Messpunkt wurde bei $p_e = 2 \text{ bar}$ gesetzt. Danach wurde die Motorlast in 2 bar Schritten bis zur Volllast erhöht. Von jedem Betriebspunkt wurden zwei Messpunkte hintereinander aufgenommen, von denen der Mittelwert gebildet wurde. Vor allem im unteren Drehzahlbereich kam es teilweise zu starken Schwankungen im Reibmitteldruck, was durch die mehrfache Aufnahme eines Messpunktes bereinigt wurde.

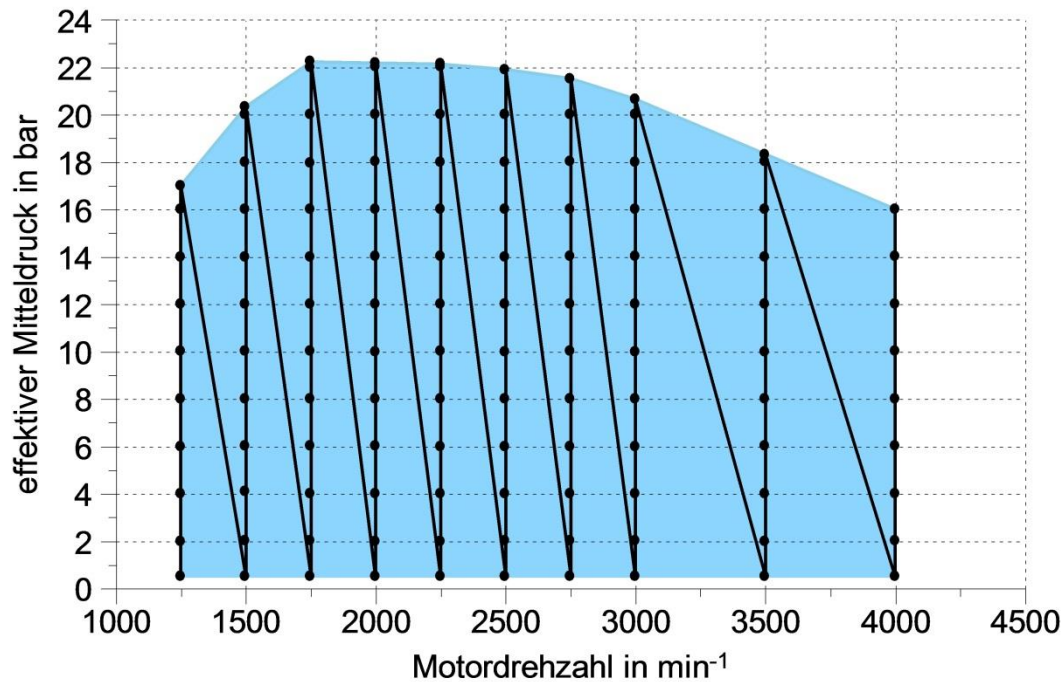


Abbildung 3-29: Kennfeldraasterung

Idealerweise wird das gesamte Kennfeld in einem Stück vermessen, ohne zwischendurch den Motor abzustellen. Dies ist jedoch aus kostentechnischen bzw. personaltechnischen Gründen nicht immer möglich. Kleine Defekte während der Messungen, wie ein undichter AGR-Kühler oder eine ausgefallene Temperaturmessstelle, erzwingen außerdem manchmal ein Abstellen des Motors. Bei allen Kennfeldmessungen wurde darauf geachtet, dass der Motor zumindest nicht inmitten eines Lastschnittes abgestellt wird. Musste aufgrund eines Defektes trotzdem gestoppt werden, versuchte man nach dem Neustart den vorherigen Zustand wieder herzustellen. Fand zum Beispiel bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 8 \text{ bar}$ ein Notstopp statt, so wurde beim erneuten Anfahren dieses Betriebspunktes zuvor, nach der Warmlaufphase, der 1750 min^{-1} Volllastpunkt eingestellt und anschließend die 2000 min^{-1} Betriebspunkte mit teilweise verkürzter Einschwingdauer nachgefahren, bis wieder die Reibmitteldrücke vor dem Notstopp erreicht wurden. Dieses Vorgehen war notwendig, weil die Motorreibung in einem Betriebspunkt auch von den vorher eingestellten Betriebspunkten abhängig ist. Das ist hauptsächlich auf die unterschiedlichen Bauteiltemperaturen zurückzuführen. Stellt man einen Betriebspunkt ein indem die Motorlast, ausgehend von einem niedrigeren Mitteldruck, erhöht wird, und stellt man später denselben Betriebspunkt durch Verringerung der Motorlast, ausgehend von einem höheren Mitteldruck ein, so wird man, trotz gleicher Öltemperatur im Hauptölkanal, eine Abweichung im Reibmitteldruck feststellen. Man kann davon ausgehen, dass sich bei höheren Mitteldrücken die Bauteile stärker erwärmen, und sich somit deren Ausdehnung und die lokalen Öltemperaturen ändern. Senkt man also die Motorlast, sind die einzelnen Bauteile noch aufgeheizt und benötigen eine längere Abkühlzeit als das Motoröl im Hauptölkanal.

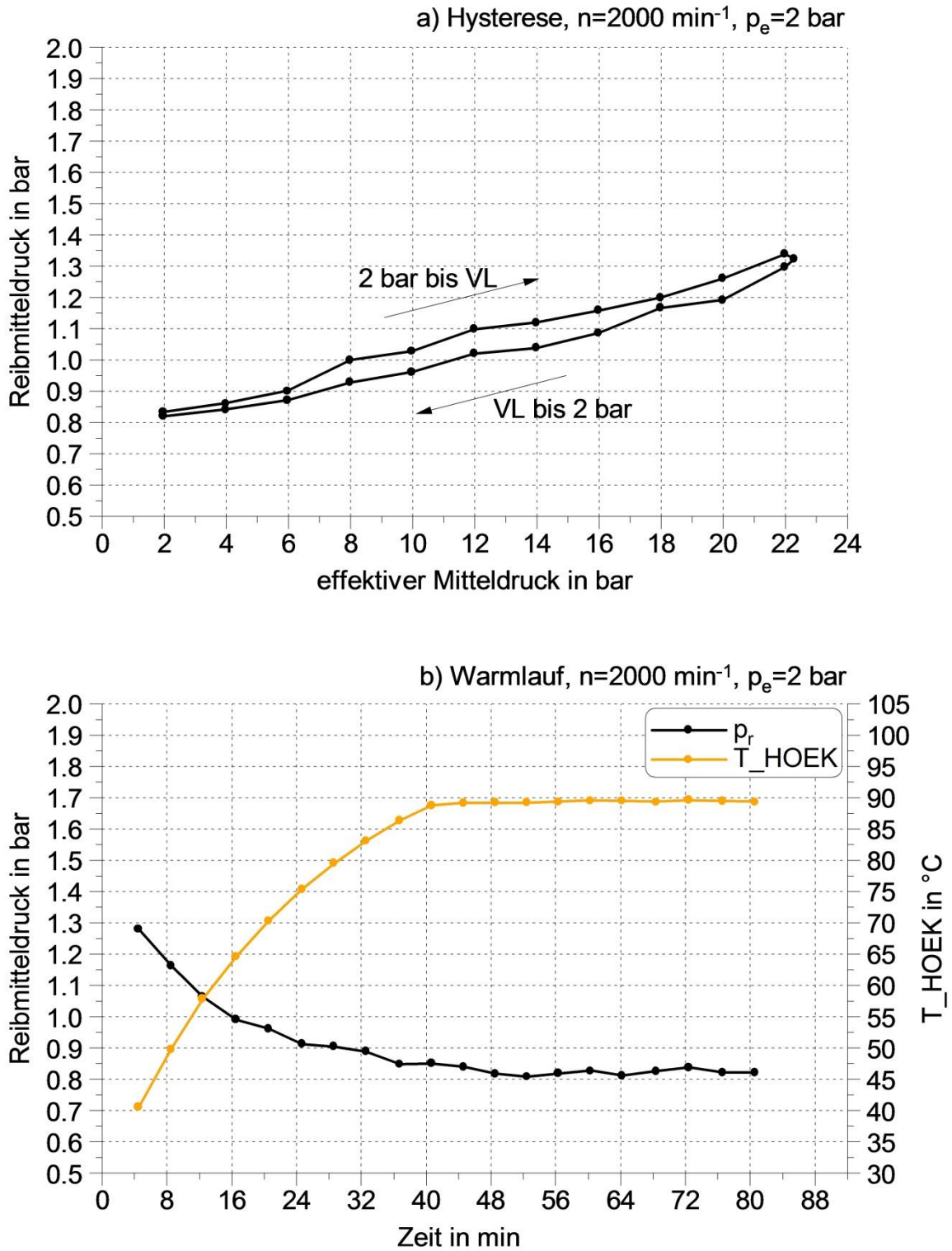


Abbildung 3-30: Hysterese und Warmlauf

Um die Notwendigkeit der genauen Einhaltung des Messplans darzustellen wurde eine Hysteresemessung durchgeführt. Dabei wurde ein Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ einmal von $p_e = 2 \text{ bar}$ bis Volllast und im Anschluss in umgekehrter Reihenfolge durchlaufen. Wie in Abb. 3-30a deutlich zu sehen ist wurde beim rückwärtigen Durchlauf in keinem Betriebspunkt der gleiche Reibmitteldruck gemessen wie beim herkömmlichen Durchlauf. Abb. 3-30b zeigt eine Reibungsmessung während der Warmlaufphase. Dabei wurde ausgehend vom Kaltstart bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 2 \text{ bar}$, alle 4 Minuten ein Messpunkt gesetzt. Man kann gut erkennen, dass der Reibmitteldruck beim Kaltstart (ca. 20°C) um etwa $0,5 \text{ bar}$ höher ist als im Betriebswarmen Zustand. Ab ca. Minute 40 ist die Betriebstemperatur des Motoröls von 90°C erreicht während sich ca. 10 Minuten später der Reibmitteldruck stabilisiert. Bevor nach dem Kaltstart des Motors der erste Betriebspunkt angefahren werden kann, musste also nicht nur darauf geachtet werden, dass sich Motoröl und Kühlmittel auf Betriebstemperatur befinden, sondern auch, dass sich der Reibmitteldruck stabilisiert hat.

Auf den folgenden Seiten sind die Ergebnisse der Lastschnitte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt. Es handelt sich dabei jeweils um die Resultate der Vollmotor-Messungen. Diese geben einen guten Einblick in die gemessenen Unterschiede der untersuchten Varianten. Um die Übersicht zu bewahren, sind nur ausgewählte Werte dargestellt, die für die Reibungsmessung von besonderer Bedeutung sind.

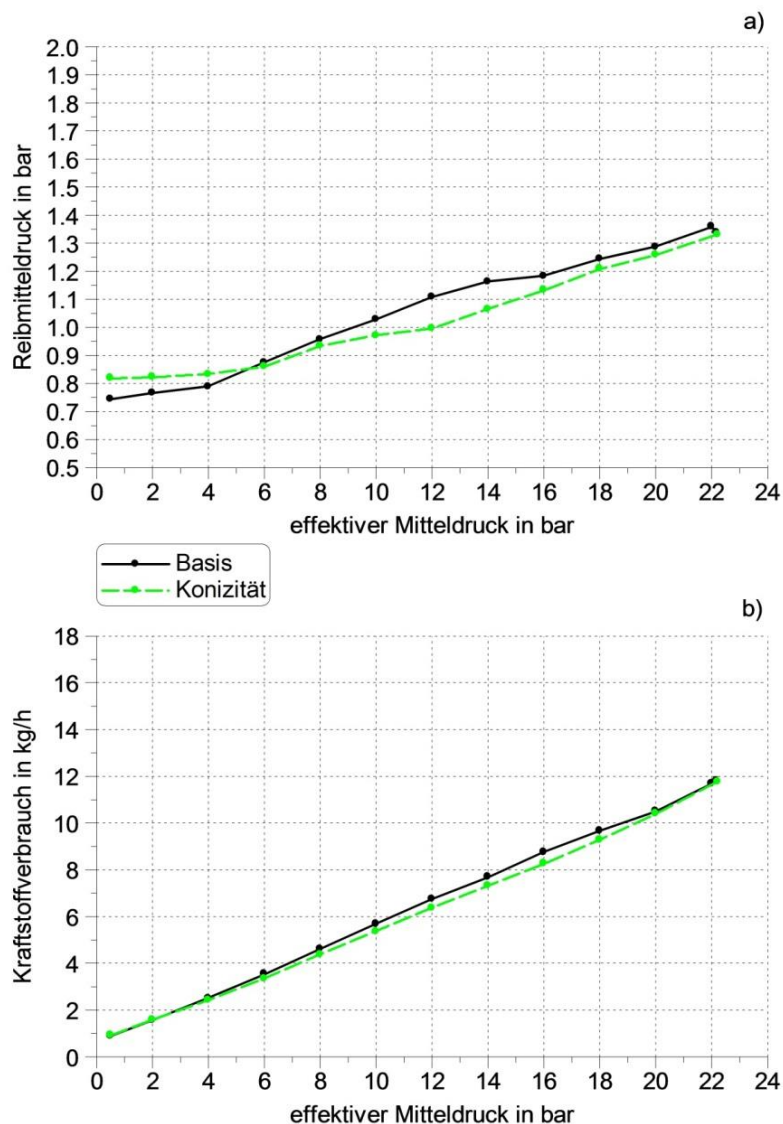
3.4.3.1 Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und 3000 min^{-1} Abbildung 3-31: Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Abb. 3-31a zeigt den Reibmitteldruckverlauf beider Varianten über dem effektiven Mitteldruck aufgetragen. Es ist deutlich zu sehen, dass die konische Zylinderhonung bis etwa $p_e = 6 \text{ bar}$ sogar etwas benachteiligt ist. Im Bereich von 10 bis 16 bar effektiven Mitteldrucks liegt der Reibmitteldruck von Motor 2 deutlich unter dem der Basisversion. Im Hochlastbereich nähern sich die Verläufe wieder an. Die Verläufe des Kraftstoffverbrauchs weisen eine ähnliche Form auf. In dem Lastbereich, wo eine Reibungsverbesserung festgestellt werden kann, ist auch ein Vorteil im Kraftstoffverbrauch messbar (siehe Abb. 3-31b). Dies bestätigt die Gültigkeit der Ergebnisse. In Abb. 3-31a ist außerdem ein Knick des Reibmitteldruckverlaufes bei $p_e = 6 \text{ bar}$ zu sehen. Dieser ist auf den Öldrucksprung, der durch die geregelte Ölpumpe zwischen 6 und 8 bar effektiven Mitteldrucks realisiert wird, zurückzuführen (siehe Abb. 3-34). Die sprunghafte Erhöhung der Antriebsleistung der Ölpumpe zeigt sich auch im Reibmitteldruckverlauf.

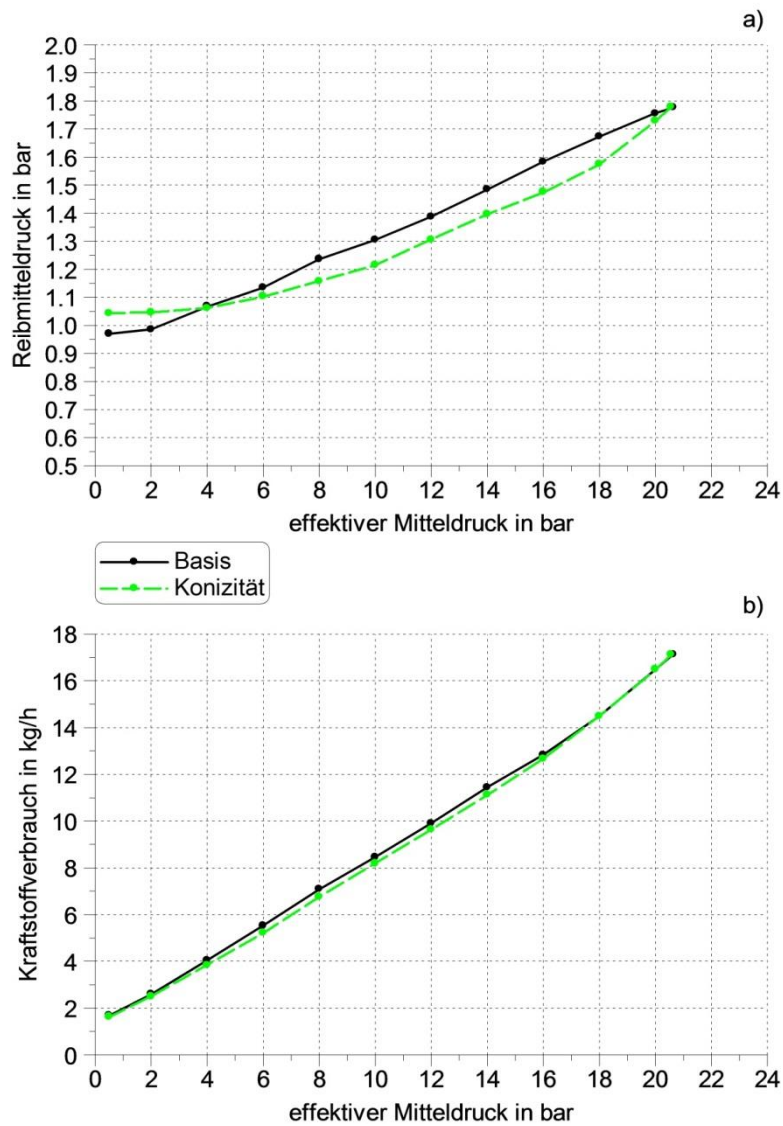


Abbildung 3-32: Lastschnitt bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} ist ein vergleichbares Verhalten bemerkbar (siehe Abb. 3-32a). Hier setzt jedoch der Reibungsvorteil bereits ab $p_e = 6 \text{ bar}$ ein und die beiden Linien treffen sich erst wieder annähernd bei Vollast. Die Entwicklung des Kraftstoffverbrauchs bestätigt auch hier Plausibilität der Ergebnisse.

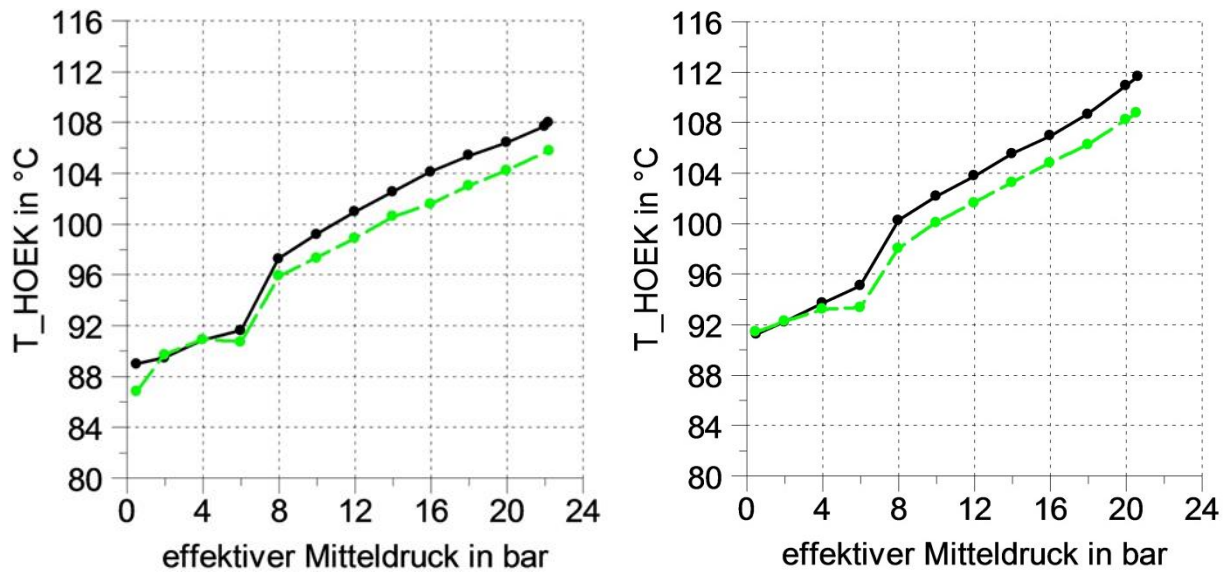


Abbildung 3-33: Temperatur im Hauptölkanal bei 2000 min⁻¹ (links) und 3000 min⁻¹ (rechts)

Einer der bedeutendsten Parameter um die Reproduzierbarkeit von Reibungsmessungen zu gewährleisten ist die Öltemperatur. Diese wirkt sich nicht nur auf die Viskosität des Schmiermittels, sondern auch auf die lokalen Bauteil- (Kolbenkühlung) bzw. Lagertemperaturen aus. Der Öldrucksprung zwischen 6 und 8 bar effektivem Mitteldruck ist auch bei der Öltemperatur sichtbar, da ab ca. 2 bar Öldruck die Ölspritzdüsen für die Kolbenkühlung aktiviert werden und dadurch zusätzliche Wärme von den Kolben ins Motoröl eingebracht wird (siehe Abb.3-33). Der Öltemperaturverlauf der konischen Zylinderhönung liegt in manchen Lastpunkten bis zu 2°C unter dem der Basisversion, ist aber noch hinsichtlich Reproduzierbarkeit in einem guten Bereich, da die Temperaturabhängigkeit der Ölviskosität in diesem Temperaturbereich bereits abflacht.

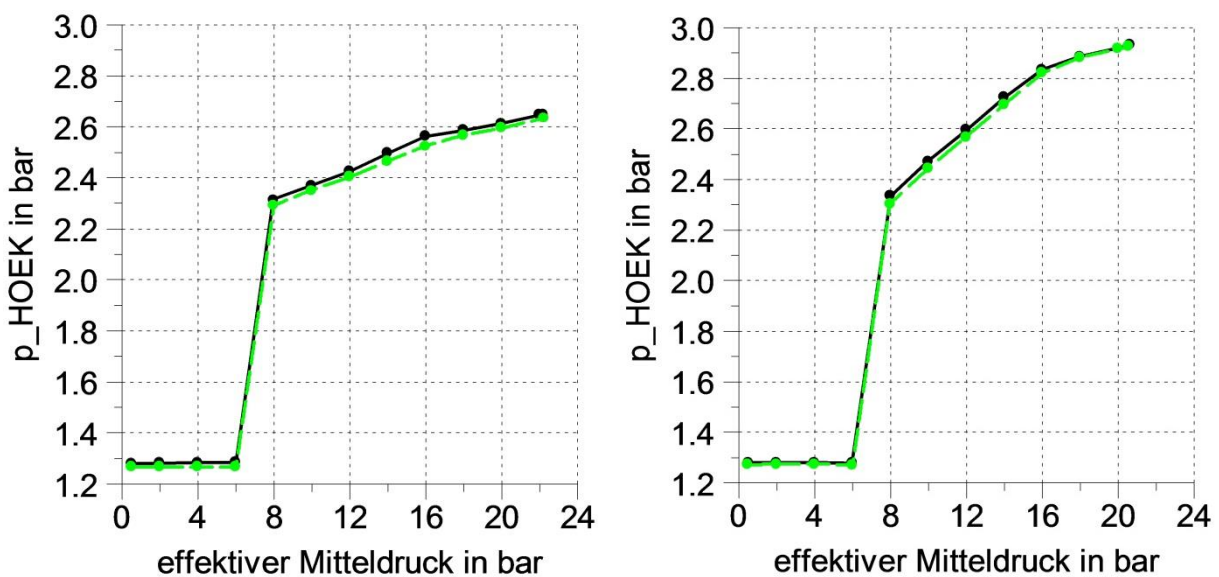


Abbildung 3-34: Öldruck im Hauptölkanal bei 2000 min⁻¹(links) und 3000 min⁻¹ (rechts)

In Abbildung 3-34 ist die Arbeitsweise der geregelten Ölpumpe sehr gut erkennbar. Bis 6 bar effektiven Mitteldrucks beträgt der Öldruck konstant 1,3 bar. Zwischen 6 bar und 8 bar effektivem Mitteldruck findet der Öldrucksprung statt. Anschließend ist eine schwach ausgeprägte Steigerung mit der Motorlast ersichtlich.

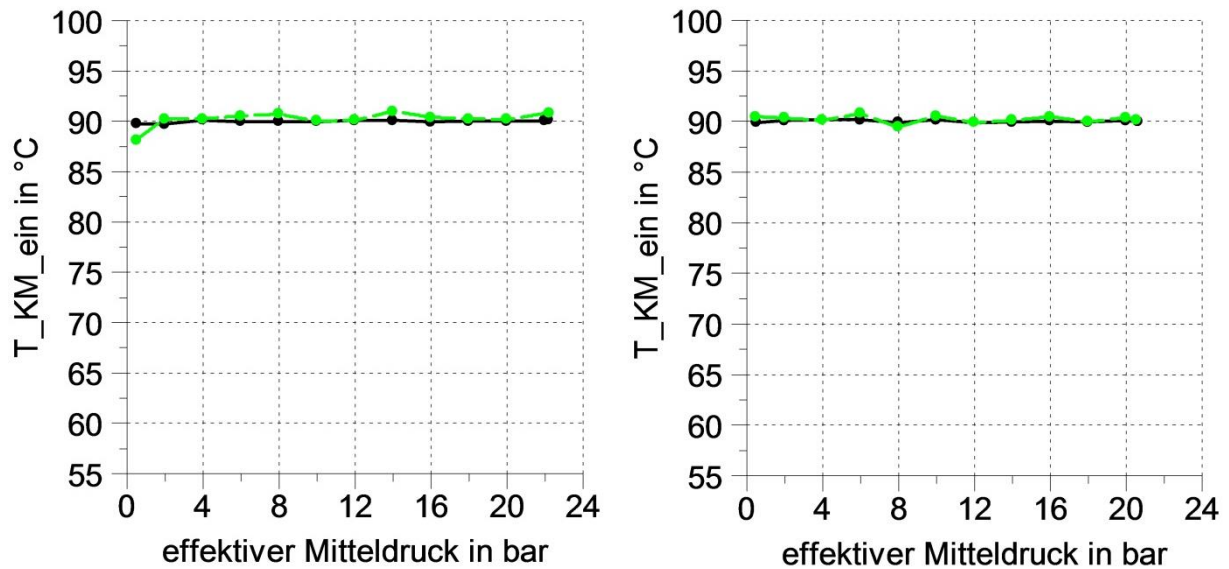


Abbildung 3-35: Kühlmitteltemperatur bei 2000 min^{-1} (links) und 3000 min^{-1} (rechts)

Die Kühlmiteleintrittstemperatur konnte mit Hilfe der Kühlmittelkonditionieranlage sehr gut auf die Betriebstemperatur von $90^{\circ}C$ geregelt werden, was in der Abbildung 3-35 ersichtlich ist.

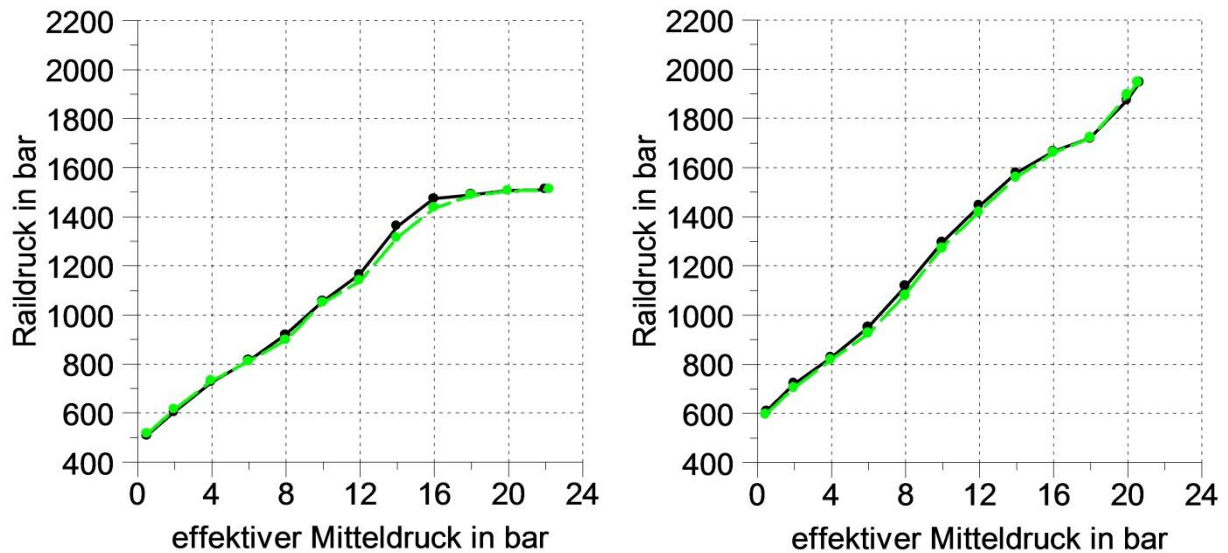


Abbildung 3-36: Raildruck bei 2000 min⁻¹ (links) und 3000 min⁻¹ (rechts)

In Abbildung 3-36 ist der Verlauf des Raildrucks bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ bzw. bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ über die Motorlast aufgetragen. Man erkennt, dass der Raildruck mit der Motorlast kontinuierlich ansteigt, was zu einer Vergrößerung der Antriebsleistung der Hochdruckpumpe führt. Ein großer Teil der Lastabhängigkeit des Reibmitteldrucks wird bei einem modernen Dieselmotor von der Common-Rail-Einspritzanlage verursacht (siehe befeuerte Strip-Down Messungen)

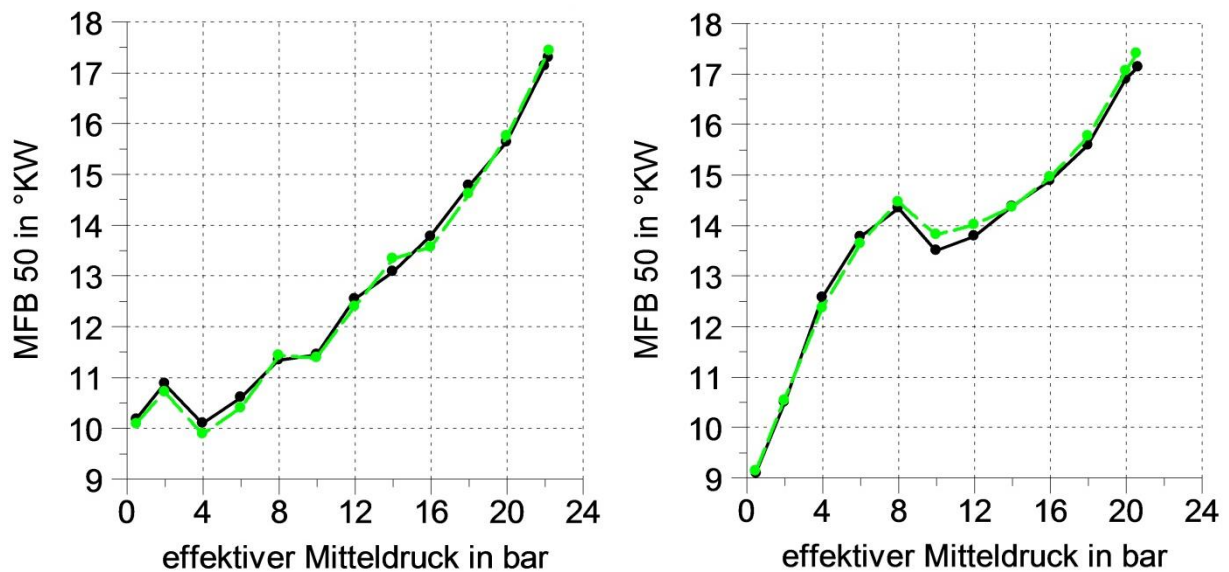


Abbildung 3-37: Lage der Verbrennungsschwerpunktes bei 2000 min⁻¹ (links) und 3000 min⁻¹ (rechts)

Für die Reproduzierbarkeit von Reibungsmessungen im befeuerten Motorbetrieb ist die Einhaltung der Lage des Verbrennungsschwerpunktes von großer Bedeutung. Abbildung. 3-37 zeigt, dass dies erreicht werden konnte, was in Verbindung mit der angesaugten Luftmasse (Abb. 3-38) auf die Einhaltung der AGR-Rate schließen lässt. Diese wurde besonders überwacht, da sich der AGR-Leitung und die Kühlwasserführung durch den AGR-Kühler, wegen der Platzverhältnisse für das Reibmessmodul, änderte (siehe Kap. 3.2.4).

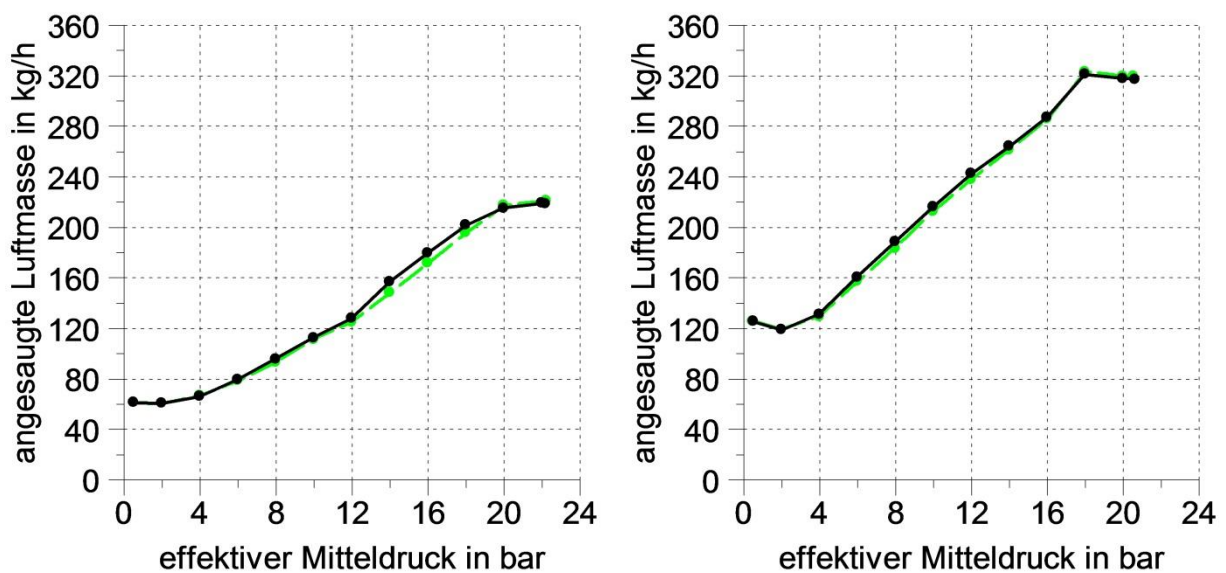


Abbildung 3-38: Angesaugte Luftmasse bei 2000 min⁻¹ (links) und 3000 min⁻¹ (rechts)

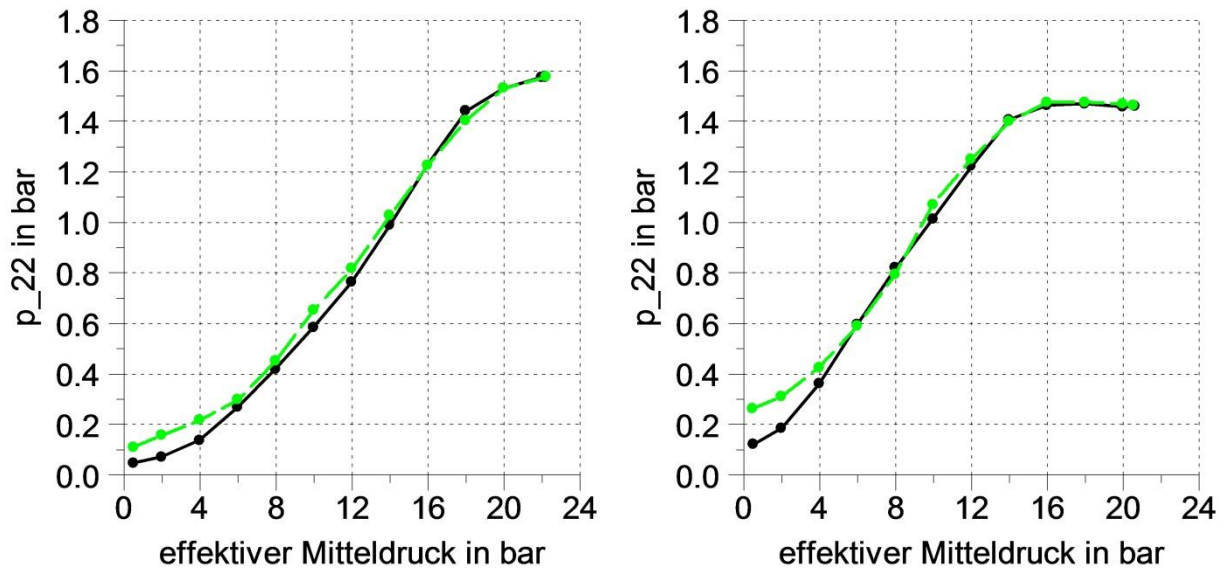


Abbildung 3-39: Ladedruck bei 2000 min⁻¹ (links) und 3000 min⁻¹ (rechts)

Auch der Druck vor Motor-Einlass (Abb. 3-39) konnte beim zweiten Motor reproduziert werden.

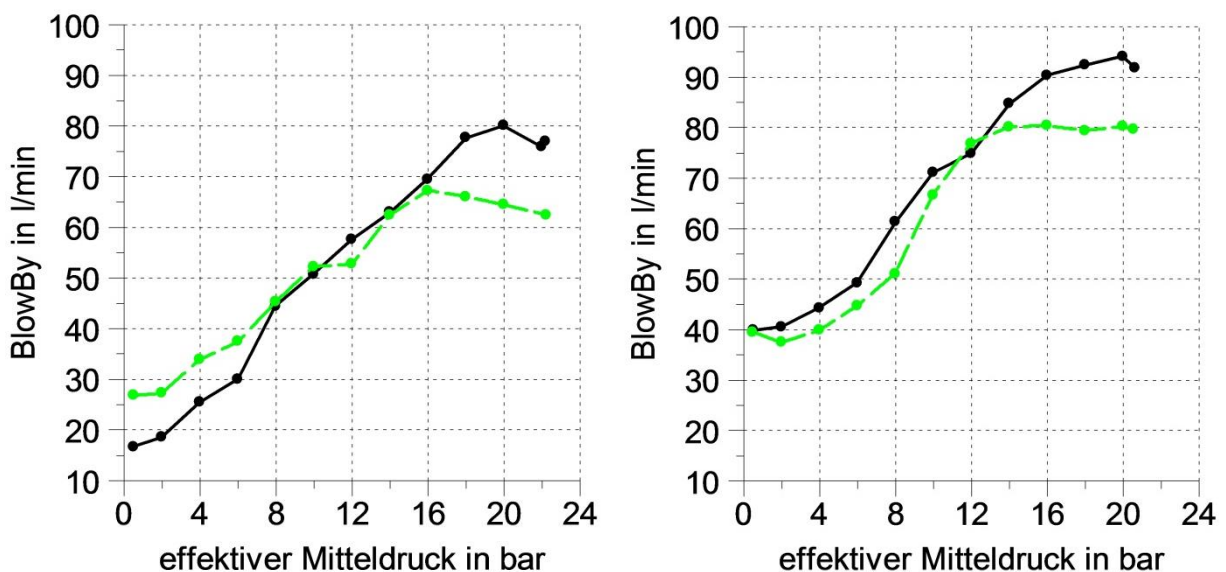


Abbildung 3-40: BlowBy bei 2000 min⁻¹ (links) und 3000 min⁻¹ (rechts)

Beim BlowBy weist die konische Zylinderhonung unterschiedliches Verhalten auf. Während bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ das BlowBy im unteren Lastbereich höher und im oberen Lastbereich niedriger ist als bei der Basisversion, ist es unerwarteter Weise bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ über nahezu den ganzen Lastbereich niedriger. Durch das erhöhte Kolbenspiel zum unteren Totpunkt hin würde man einen Anstieg des BlowBy erwarten. Offensichtlich ist die konische Zylinderhonung in dieser Hinsicht nicht grundsätzlich benachteiligt, was auch die Ölverbrauchsmessungen bestätigen.

3.4.3.2 Drehzahlabhängigkeit der Motorreibung

Abb. 3-37 zeigt die Ergebnisse der Vollmotor-Kennfeldmessungen am Beispiel der Basisversion. Man erkennt deutlich, dass der Reibmitteldruck nicht nur mit der Motorlast, sondern auch mit der Drehzahl ansteigt. Das ist neben den hydrodynamischen Effekten in den Gleitlagerstellen (siehe Kap. 2.1.1 – Stribeckkurve) auch auf den elastischen Verformungen der Bauteile und der steigenden Antriebsleistung der Nebenaggregate zurückzuführen. Es sei darauf hingewiesen, dass beim Volllastpunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ offenbar ein Messfehler vorliegt, da bei einer Steigerung des effektiven Mitteldrucks von 22 bar auf ca. 22,3 bar die Reibung theoretisch nicht fallen darf.

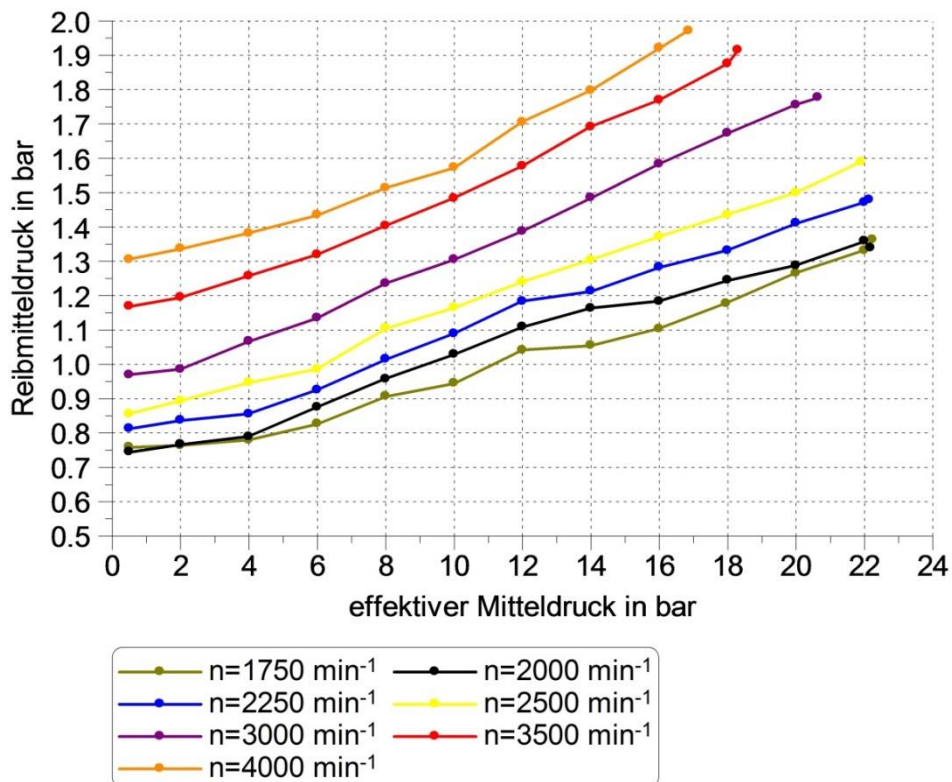


Abbildung 3-41: Drehzahlabhängigkeit des Reibmitteldrucks

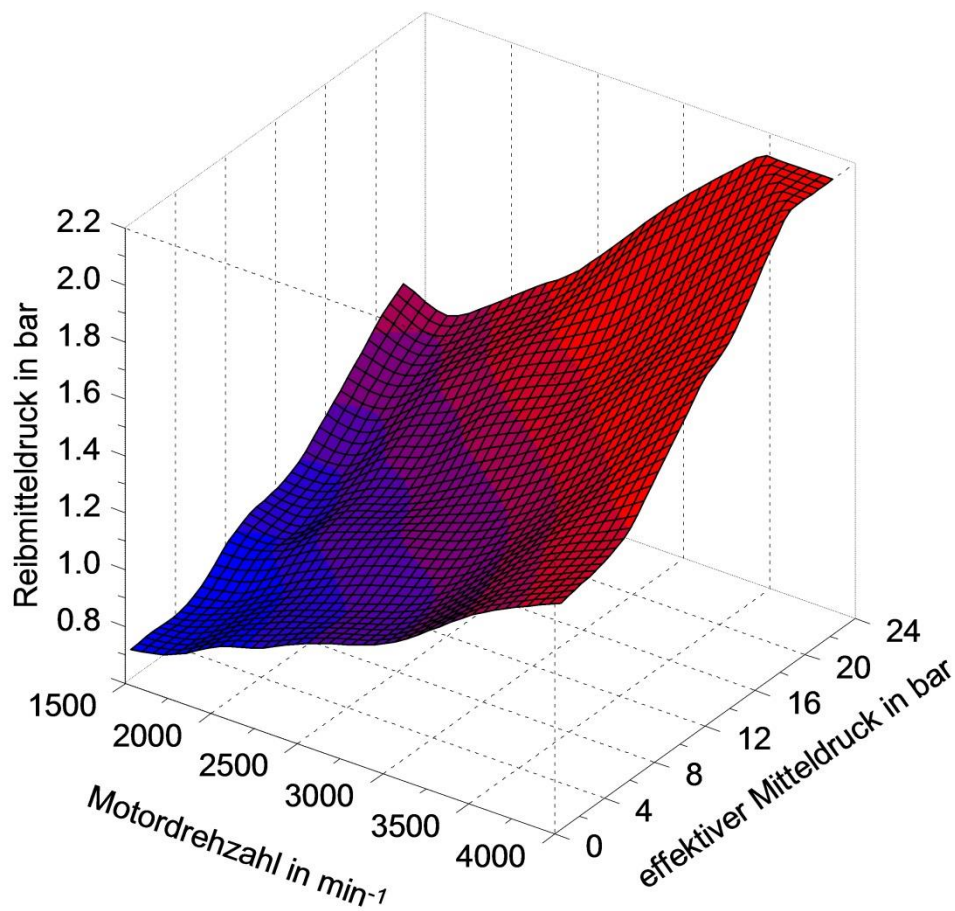


Abbildung 3-42: Reibmitteldruckkennfeld dreidimensional

In Abb. 3-38 ist das Reibmitteldruckkennfeld der Basisversion als Vollmotor dreidimensional dargestellt. Man erkennt daraus ebenfalls die eindeutige Last- und Drehzahlabhängigkeit der Motorreibung.

3.4.3.3 Ergebnisse der Drehmomentmessungen am Reibmodul

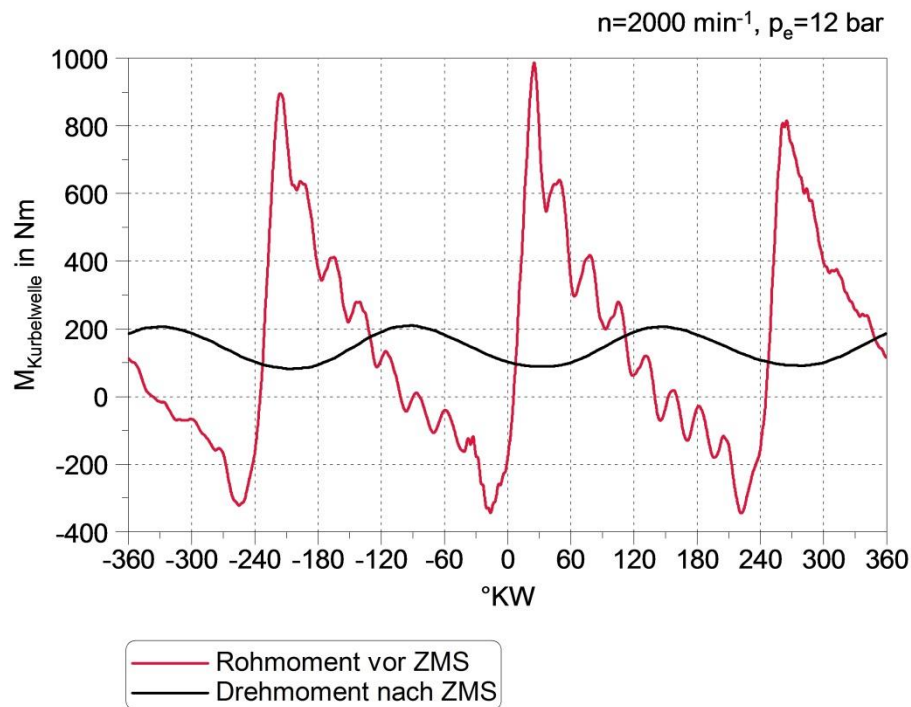


Abbildung 3-43: Drehmoment vor und nach ZMS

In Abbildung 3-43 sind die Ergebnisse der Drehmomentmessungen an der Hauptwelle des Reibmoduls und am Drehmomentmessflansch nach dem Zweimassenschwungrad, beispielhaft bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 12 \text{ bar}$, über den Kurbelwinkel aufgetragen. Der rote Verlauf zeigt das Rohdrehmoment an der Kurbelwelle vor dem Abtrieb des Steuertriebs. Es sind hier sehr gut die Verbrennungsstöße der einzelnen Zylinder erkennbar, die in diesem Betriebspunkt Werte von bis zu 1000 Nm annehmen können. Bei anderen Drehzahlen wurden sogar maximale Drehmomentausschläge von bis zu 2000 Nm gemessen. Die schwarze Linie veranschaulicht das vom ZMS geglättete Drehmoment, welches, wie hier gut ersichtlich, im Idealfall einen sinusförmigen Verlauf aufweist. Hier wird auch die Bedeutung des ZMS aufgezeigt. Dieses reduziert die Spannungsausschläge, die an der Kurbelwelle durch die Arbeitsweise des Verbrennungsmotors entstehen, um ein erhebliches Maß, was für Fahrkomfort und Dauerhaltbarkeit der Antriebskomponenten von großer Relevanz ist.

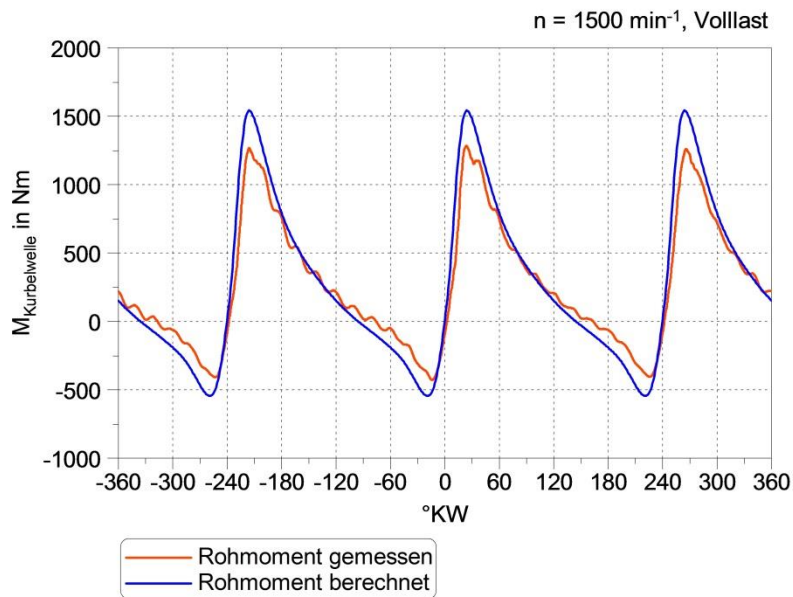


Abbildung 3-44: Vergleich Rohdrehmoment Berechnung-Messung

Damit das Rohdrehmoment an der Kurbelwelle abgeschätzt werden konnte, stellte der Industriepartner die Ergebnisse einer Berechnung für das Drehmoment vor ZMS zur Verfügung (Abb.3-44, blau). Dieses stimmt, wie in Abb. 3-44 zu sehen, sehr gut mit den Messungen, an der Hauptwelle des Reibmoduls, überein. Lediglich die Drehmomentspitzen fallen bei den Messergebnissen etwas geringer aus, was auf das höhere Massenträgheitsmoment an der Kurbelwelle, hervorgerufen durch den Aufbau mit Reibmodul, zurückgeführt werden kann.

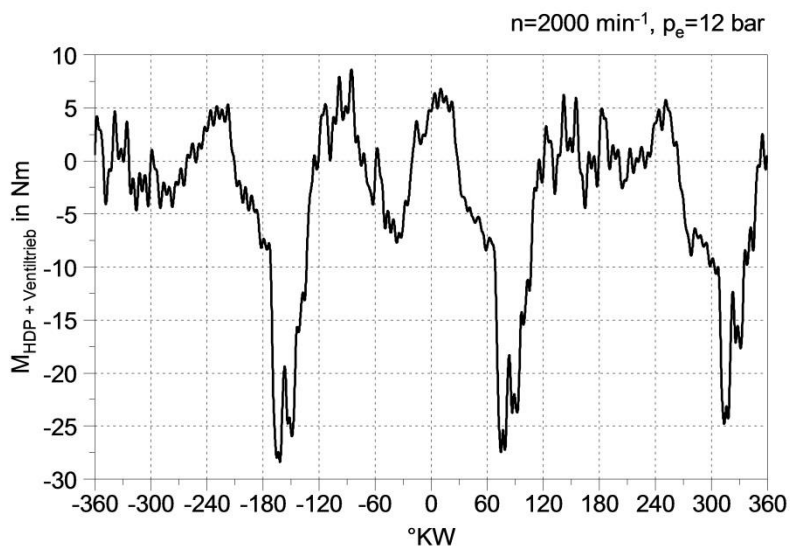


Abbildung 3-45: Antriebsmoment für Hochdruckpumpe und Ventiltrieb

In Abbildung 3-45 sind die Resultate der Drehmomentmessung an der Pumpenwelle des Reibmoduls, wieder bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 12 \text{ bar}$, über den Kurbelwinkel aufgetragen. Es sind deutlich die drei Kolbenhübe der Hochdruckpumpe zu erkennen, die in diesem Betriebspunkt Drehmomentausschläge von ca. -25 bis -28 Nm verursachen.

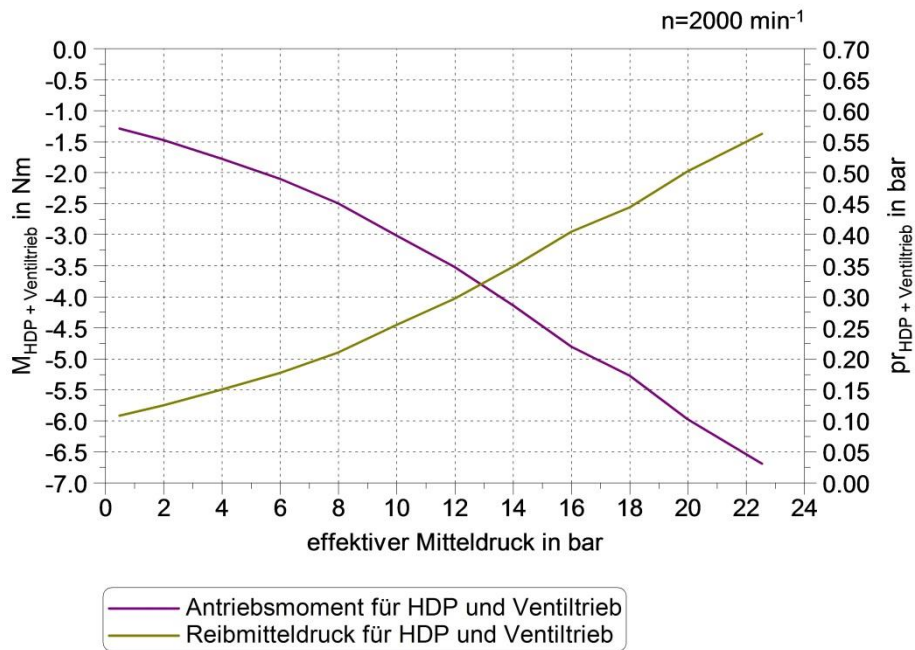


Abbildung 3-46: Antriebsmoment und Reibmitteldruck für Hochdruckpumpe und Ventiltrieb

Abbildung 3-46 zeigt das Antriebsmoment für Hochdruckpumpe und Ventiltrieb bzw. den Reibmitteldruck, der von diesen Komponenten verursacht wird, über die Motorlast. Das Antriebsmoment kann direkt in den Reibmitteldruck umgerechnet werden, wodurch sich diese Verläufe nur um einen konstanten Faktor unterscheiden. Es ist auch hier ein deutlicher Zusammenhang zwischen dem Betrag des Reibmitteldrucks und der Motorlast, mit deren Erhöhung auch ein Anstieg des Einspritzdrucks verbunden ist, zu erkennen. Für den genauen Anteil dieser Komponenten an der Gesamtreibung siehe befeuerte Strip-Down-Messungen.

3.4.3.4 Strip-Down Messungen, Basisversion

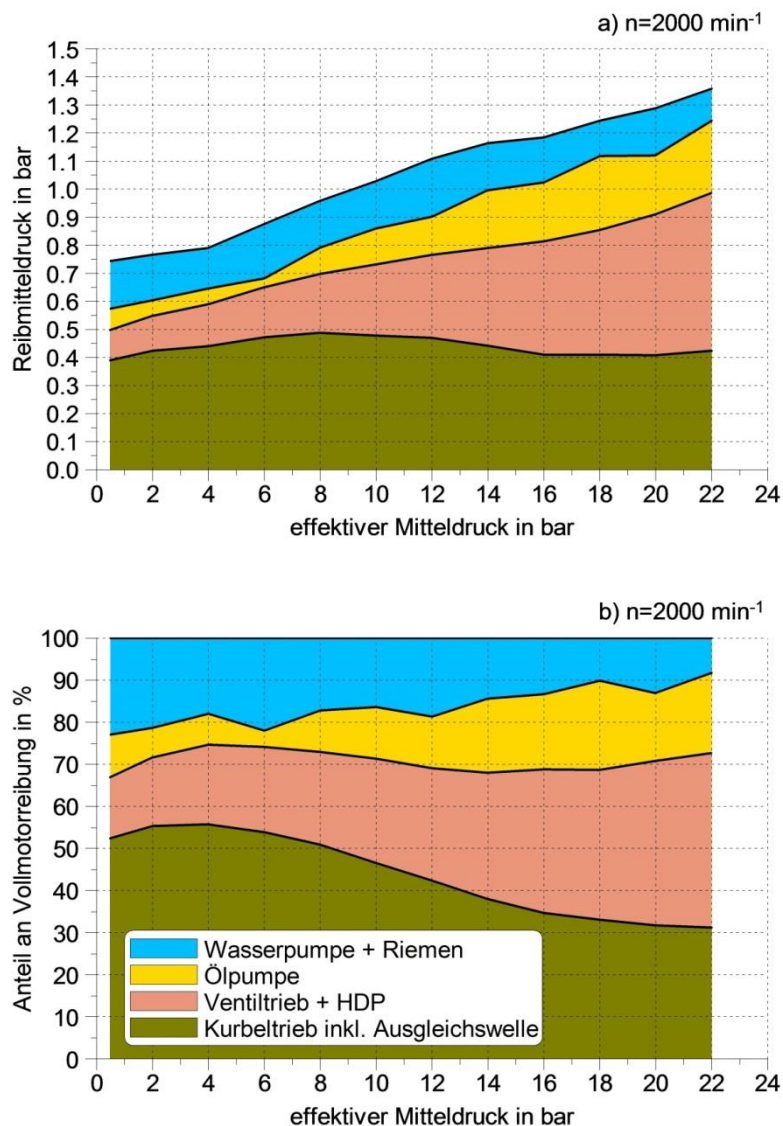


Abbildung 3-47: Strip-Down Messungen, Basis

In der Abbildung 3-47 sind die Ergebnisse der Strip-Down Messungen am Beispiel des $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ Lastschnittes der Basisversion dargestellt. Das prinzipielle Reibungsverhalten der einzelnen Komponenten kann sehr gut auf andere Drehzahlbereiche übertragen werden. Es sind die absoluten Reibmitteldrücke der gemessenen Komponenten (Abb. 3-47a), sowie deren Anteile an der Vollmotorreibung (Abb. 3-47b), ersichtlich.

Die Reibung der Wasserpumpe erzeugt gemäß den Erwartungen ein konstantes Offset. Somit sinkt deren Anteil an der Gesamtreibung mit steigender Last von knapp über 20% auf ca. 10%. Der Kühlmitteldurchsatz, und demzufolge auch die Reibleistung, sind also nur von der Motordrehzahl abhängig.

In Abb. 3-47a ist der Einfluss der geregelten Ölpumpe auf die Motorreibung deutlich sichtbar. Man erkennt nach einer annähernd konstanten Phase bis $p_e = 6$ bar einen deutlichen Anstieg des Reibmitteldrucks mit zunehmender Last. Dies ist auf den steigenden Öldruck zurückzuführen. Bei der Reibung des Ventiltriebs inklusive Hochdruckpumpe ist eine klare Lastabhängigkeit erkennbar. Der Großteil der Lastabhängigkeit der Gesamtmotorreibung lässt sich aus der Antriebsleistung der Hochdruckpumpe ableiten. Der Raildruck wird ebenfalls last- und drehzahlabhängig variiert und folglich bedarfsgerecht zur Verfügung gestellt.

Nach Abzug der Reibung der einzelnen Komponenten ergibt sich der Anteil des Kurbeltriebs. Dazu zählen in diesem Fall Kolbengruppe, Pleuellager, Hauptlager und Ausgleichswelle. Die Ausgleichswelle wurde zwar im letzten Strip-Down-Schritt ausgebaut, jedoch lieferte der Drehmomentmessflansch an der Hauptwelle des Reibungsmessmoduls keine plausiblen Ergebnisse. Als Ursache dafür vermutete man interne Verspannungen im Rahmen des Reibungsmessmoduls, die bei der Montage entstehen. Der Drehmomentmessflansch an der Hochdruckpumpenwelle brachte aber plausible und reproduzierbare Ergebnisse hervor. So wurde die Reibung des Kurbeltriebs, auf welche die Zylinderhohlung Einfluss nimmt, durch Differenzbildung von Strip-Down-Schritt 3 und der Reibung von Ventiltrieb und Hochdruckpumpe ermittelt. Aus diesem Grund ist hier, der durch die Ausgleichswelle verursachte Reibmitteldruck, im Kurbeltrieb enthalten.

Der Reibmitteldruckverlauf des Kurbeltriebs ist über die Motorlast annähernd konstant, wodurch dessen Anteil mit ansteigender Motorlast von ca. 50% auf etwa ein Drittel sinkt. Weil die Kolbennormalkraft mit steigender Motorlast zunimmt (siehe Kap. 2.3.2.2), würde man vermuten, dass die Reibung proportional zu dieser ansteigt. Tatsächlich müssen hier hydrodynamische Effekte berücksichtigt werden. Die Reibung zwischen Kolben und Zylinder sowie in den Haupt- bzw. Pleuellagern wird von vielen Faktoren wie Schmierfilmdicken, lokale Öltemperaturen, lokale Bauteiltemperaturen, Lager- bzw. Bauteilspele, Elastizitäten der Bauteile usw. beeinflusst. Keinesfalls dürfen hier die Gesetze der Coulombschen Reibung angewendet werden. Es handelt sich vielmehr um komplexe, elasto- hydrodynamische Systeme.

Die Strip-Down Messungen bestätigen den Reibungsvorteil im mittleren Lastbereich der Konizität und dessen Zuordnung zum Kurbeltrieb.

3.4.3.5 Strip-Down Messungen, konische Zylinderhonung

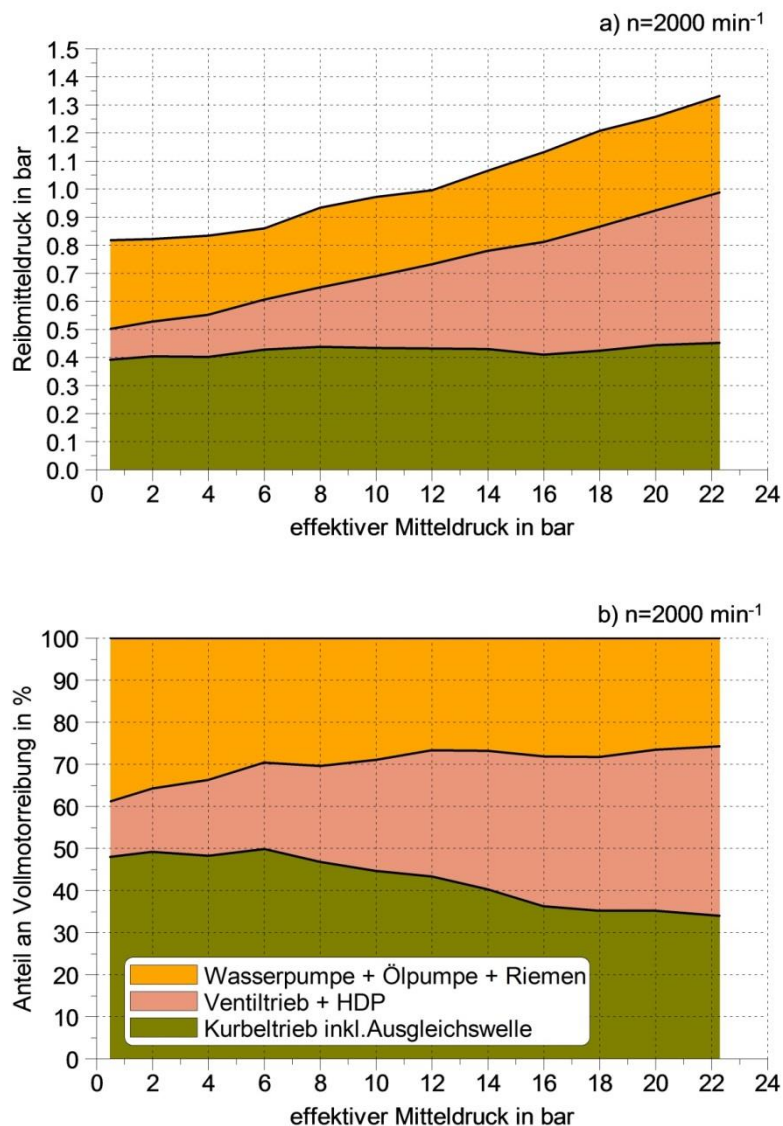


Abbildung 3-48: Strip-Down Messungen, Konizität

Bei der Vermessung der konischen Zylinderhonung wurden Öl- und Wasserpumpe in einem Stück behandelt, da es sich bei diesen Komponenten um Gleichteile handelt, von denen man gleiches Reibungsverhalten voraussetzen darf. Strip-Down-Schritt 2 und 3 wurden also nur zur Kontrolle der Reproduzierbarkeit noch einmal, jedoch gemeinsam ausgeführt (Abb. 3-48). Die Reibmitteldrücke von Wasserpumpe, Ölpumpe, Hochdruckpumpe und Ventiltrieb entsprechen bei der Konizität im Wesentlichen denen der Basisversion. Die Änderung des Reibmitteldrucks konnte also fast ausschließlich im Anteil des Kurbeltriebs festgestellt werden, wodurch diese eindeutig auf den Einfluss der konischen Zylinderhonung zurückzuführen ist.

3.4.3.6 Drehzahl- und Lastabhängigkeit von Öl- und Raildruck

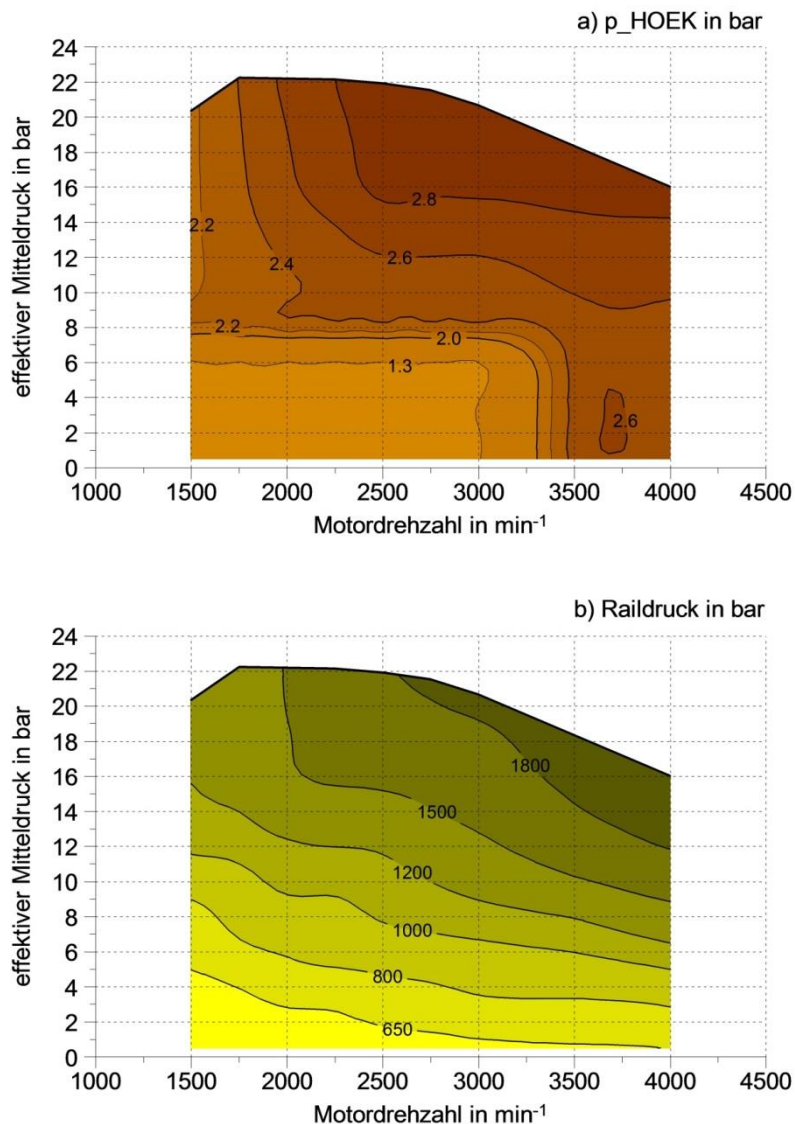


Abbildung 3-49: Öl- und Raildruck-Kennfeld

In Abbildung 3-49a ist das Verhalten der geregelten Ölpumpe anhand des gemessenen Öldruckkennfeldes sichtbar. Unter einem effektiven Mitteldruck von 6 bar und einer Drehzahl von 3000 min^{-1} wird der Öldruck auf ca. 1,3 bar geregelt. Darüber erfolgt eine drehzahl- und lastabhängige Regelung des Öldrucks.

Abbildung 3-49b zeigt das gemessene Kennfeld des Raildrucks. Daraus ist eine starke Last- und geringe Drehzahlabhängigkeit des Raildrucks ersichtlich.

Anhand der Kennfelder für Öl- und Raildruck ist das Reibungsverhalten von Ölpumpe und Hochdruckpumpe sehr gut erklärbar. Da die Pumpenleistung mit dem Volumenstrom und der Druckdifferenz zunimmt, steigt folglich auch der Reibmitteldruck proportional zur Antriebsleistung dieser Aggregate.

3.4.3.7 Reibungskennfeld-Vergleich

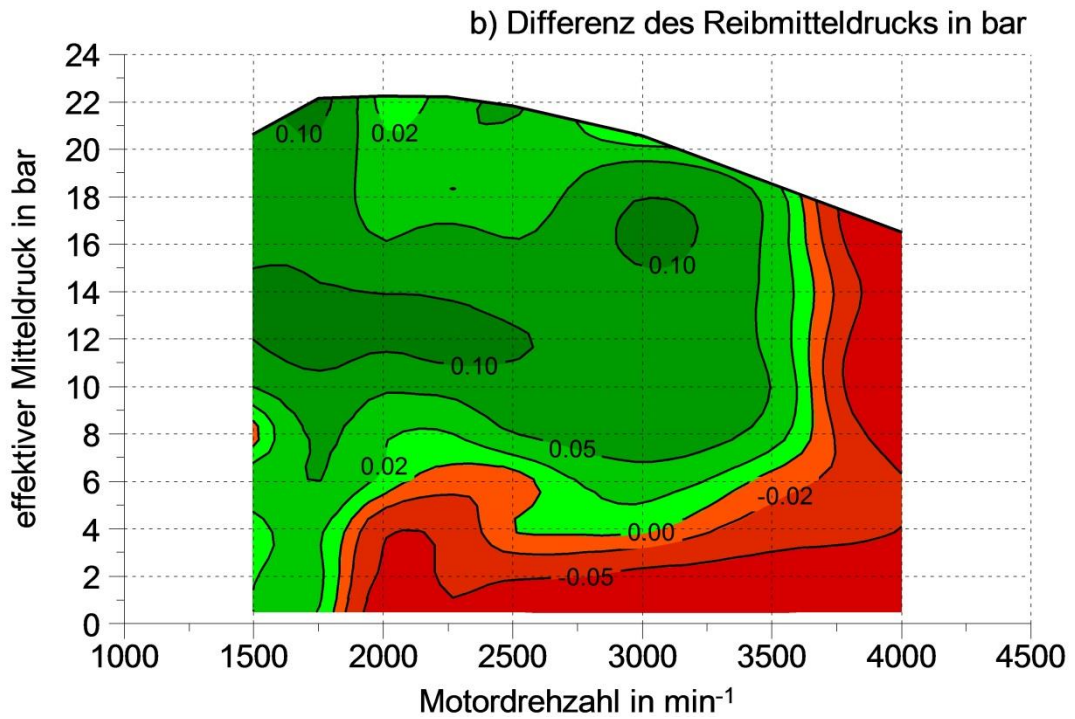
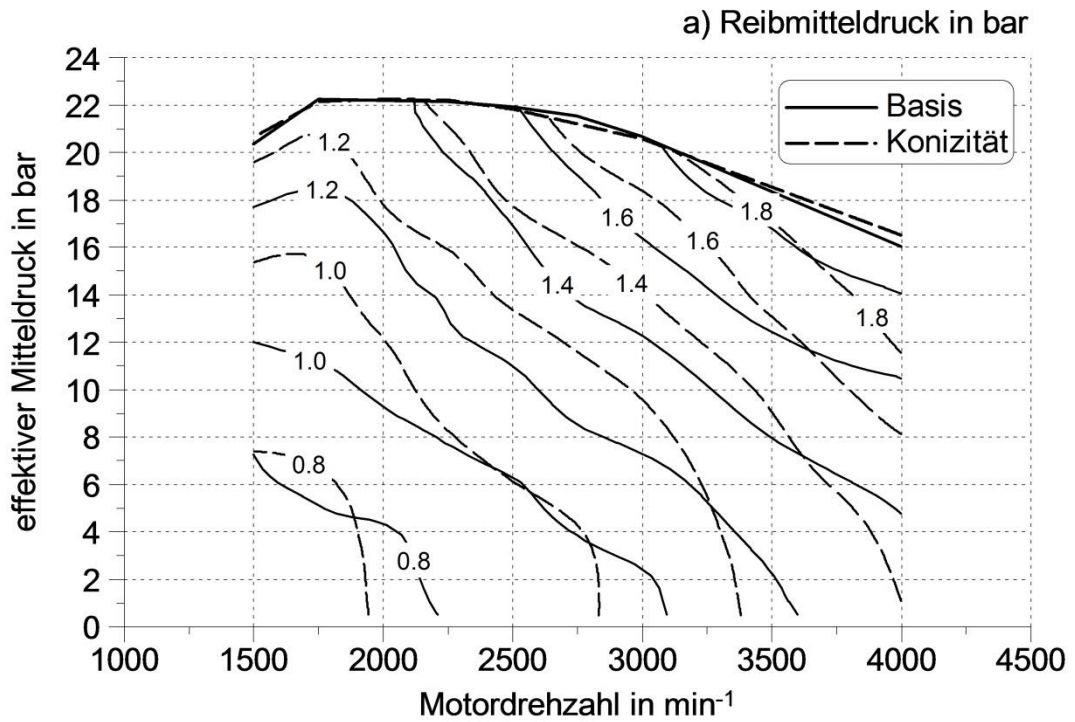


Abbildung 3-50: Vergleich der Varianten im Reibungskennfeld

Abbildung 3-50 zeigt den Vergleich der ermittelten Reibmitteldruckkennfelder. Das charakteristische Verhalten der konischen Zylinderhonung wird hier noch einmal verdeutlicht. Im Bereich geringer Motorlast, sowie generell bei Drehzahlen über 3500 min^{-1} ist der Technologieträger hinsichtlich des Reibmitteldrucks benachteiligt. Im mittleren Last- und Drehzahlbereich weist die konische Zylinderhonung durchaus Vorteile auf, während sich die Reibmitteldrücke beider Varianten zur Volllast hin wieder annähern. Im Differenzkennfeld (Abb. 3-50b) ist klar ersichtlich in welchen Bereichen der Technologieträger Vorteile aufweist (grüner Bereich) und wo dieser benachteiligt ist (roter Bereich). Auch ist erkennbar, dass die konische Zylinderhonung im NEDC relevanten Kennfeldbereich kaum eine Verbesserung zeigt, was auch von den Normverbrauchsmessungen im NEDC bestätigt wurde. Eine mögliche Ursache für die Erhöhung des Reibmitteldrucks, vor allem im Niedriglastbereich, kann eine stärkere Kolbensekundärbewegung, hervorgerufen durch das erhöhte Kolbenspiel zum unteren Totpunkt hin, sein. Da sich die Kolben mit steigender Motorlast stärker erwärmen und ausdehnen als die Zylinder, die permanent vom Kühlwasser umspült werden, könnte sich demzufolge die konische Zylinderhonung, durch das vergrößerte Kolbenspiel zum unteren Totpunkt hin, im mittleren Lastbereich positiv auf die Reibung auswirken.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass beide Varianten mit identischen Kolben ausgestattet sind. Um das volle Potential einer Formhonung auszunutzen, muss auch die Form des Kolbenhemdes auf die Zylinderhonung hin optimiert werden.

3.4.4 Körperschallmessungen

In Abbildung 3-51 sind die Ergebnisse der Beschleunigungssensoren zur Körperschallmessung exemplarisch beim Betriebspunkt $p_e = 12 \text{ bar}$ und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt. Innerhalb der roten Ellipsen sind deutlich die Ausschläge erkennbar, die durch die Verbrennung hervorgerufen werden. Die gezeigten Ergebnisse stammen vom Beschleunigungssensor, der seitlich am Kurbelgehäuse bei Zylinder 2 angebracht wurde, weshalb auch die Verbrennung von Zylinder 2 den größten Ausschlag erzeugt. Die blauen Ellipsen markieren die Anlagewechsel der Kolben im Ladungswechsel OT. Die Anlagewechsel im UT gehen hier im Hintergrundrauschen bzw. teilweise in den Verbrennungen unter. Bei der Gegenüberstellung der Varianten ist kein nennenswerter Unterschied erkennbar (Abb. 3-51b). Zu diesem Schluss kam man auch bei den übrigen untersuchten Betriebspunkten. Man kann also davon ausgehen, dass sich eine konische Zylinderhonung, wie sie in diesem Fall ausgeführt ist, nicht negativ auf die Akustik der Verbrennungskraftmaschine auswirkt.

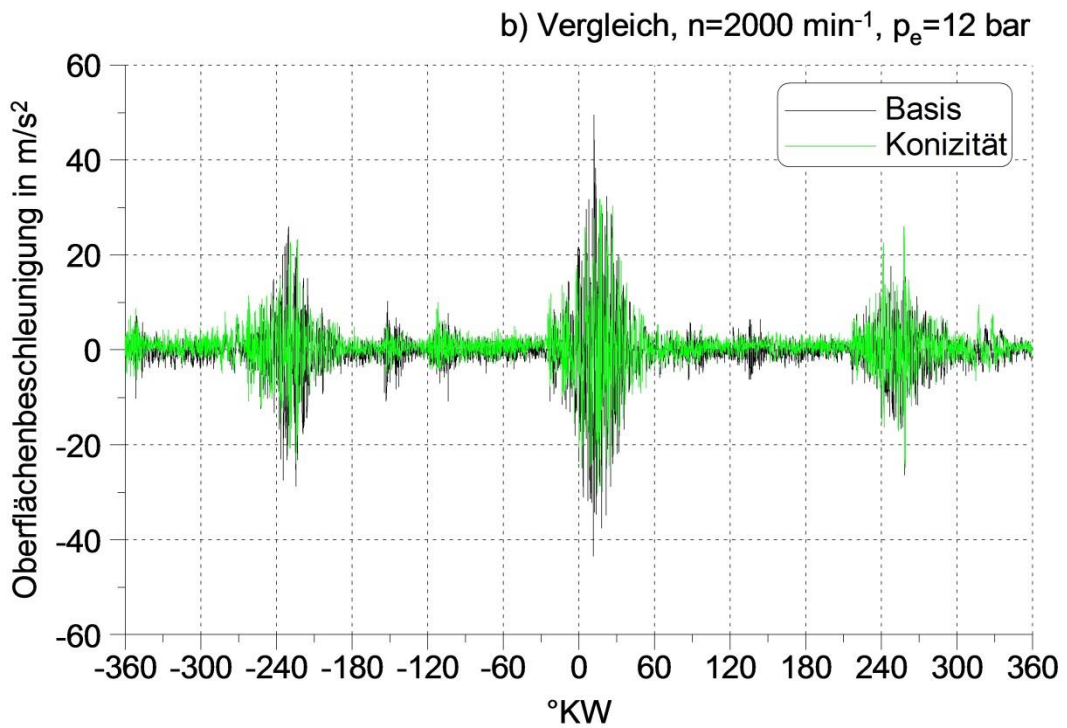
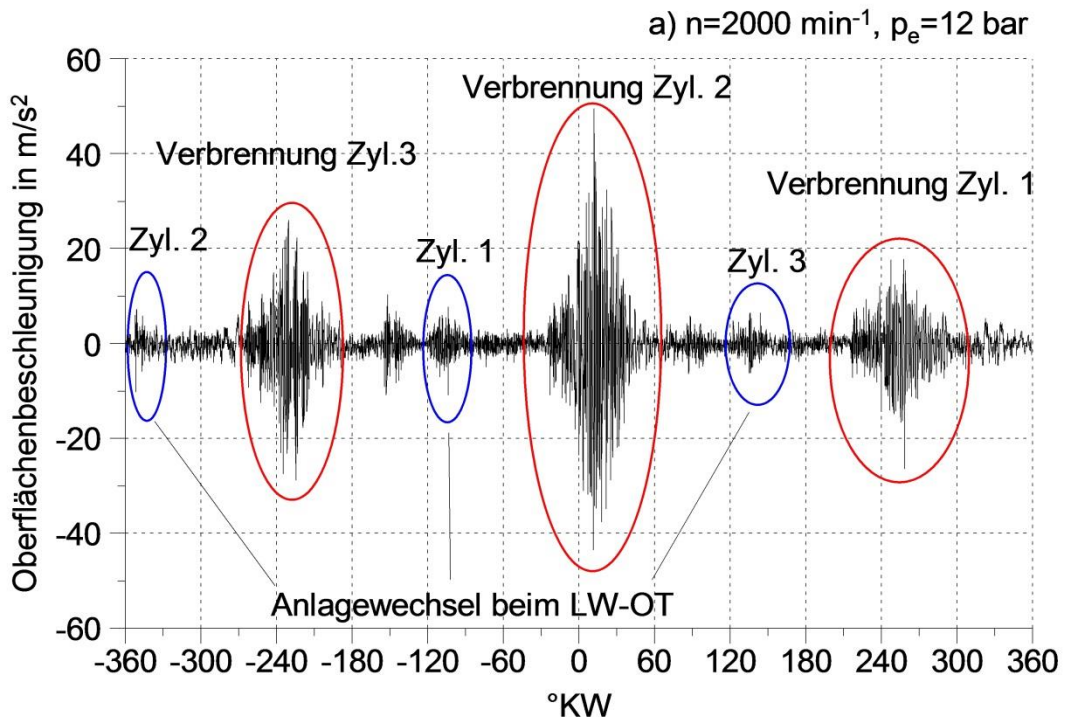


Abbildung 3-51: Körperschallmessungen bei Zylinder 2

4 Weiterentwicklung des Reibungsmessmoduls

Aufgrund der aufgetretenen Schwierigkeiten mit der Messung des Rohdrehmomentes an der Hauptwelle des Reibungsmessmoduls, und der aufwendigen Montage, wurde im Zuge dieses Projektes eine verbesserte Version des Reibungsmessmoduls konstruiert. Ziel war es, das Modul weitestgehend vom Motor zu entkoppeln und eine einfache Montage sowie Demontage bzw. eine bessere Zugänglichkeit zu ermöglichen. Es wurde daher so konstruiert, dass es für sich alleine auf die Fundamentplatte des Prüfstandes montiert werden kann. Die Verbindung sowohl zur Kurbelwelle als auch zur Hochdruckpumpenwelle wird dabei mittels Gleichlaufgelenkwellen realisiert. Der Grundaufbau mit den Drehmomentmessflanschen und dem Zahnriementrieb bleibt erhalten, jedoch erfolgt die Verbindung mit dem Rahmen mit Hilfe von Stehlagergehäusen, was eine einfache Montage bzw. Demontage ermöglicht. Die Wellen werden außerdem mit mehr Lagerstellen versehen als bei der bestehenden Version, wodurch die durch den Zahnriementrieb eingebrachten Kräfte und Momente besser abgestützt werden können. Als Wälzlager werden Pendelkugellager eingesetzt. Diese sind in der Lage kleine Winkelversätze auszugleichen, womit die Wellen spannungsfrei montiert werden können. Alle Welle-Nabe Verbindungen werden mit Hilfe von Spannsätzen realisiert, da diese am geeignetsten für sehr starke Wechselmomente sind, wie sie bei dieser Anwendung auftreten. Die beiden Wellen der Messvorrichtung sind zur Kurbelwelle bzw. zur Hochdruckpumpenwelle so positioniert, dass sie exakt mit den untersuchten Motoren übereinstimmen. Durch den Einsatz der Gleichlaufgelenkwellen können jedoch, auch bei einer Abweichung des Achsabstandes von Kurbelwelle zu Hochdruckpumpenwelle, ohne weitere Umbaumaßnahmen Messungen durchgeführt werden. Die Gleichlaufgelenkwellen sind in der Lage Achsversätze von bis zu 10° auszugleichen. Um eine ausreichende Torsionssteifigkeit zu gewährleisten, müssen die Verbindungswellen so kurz wie möglich ausgeführt werden. Es wurde daher eine Länge von 160 mm festgelegt. Die Anbindung an die Hochdruckpumpenwelle erfolgt wie bei der bestehenden Version mittels einer kreuzförmigen formschlüssigen Verbindung beim Kettenrad der Hochdruckpumpe. Dabei muss auch hier für die Abdichtung der dafür notwendigen Öffnung im Räderkastendeckel gesorgt werden. Der Rahmen kann als Schweiß- oder Schraubkonstruktion ausgeführt werden.

Diese Konstruktion ermöglicht einen schnelleren Auf- und Umbau, da es eine für sich geschlossene Einheit bildet. Außerdem erhält man, durch die spannungsfreie Montage und der besseren Lagerung der Wellen, vor allem an der Hauptwelle, gründlichere Messergebnisse. Die Fertigung des verbesserten Reibungsmessmoduls hatte jedoch bis zum Ende dieses Projektes noch nicht begonnen.

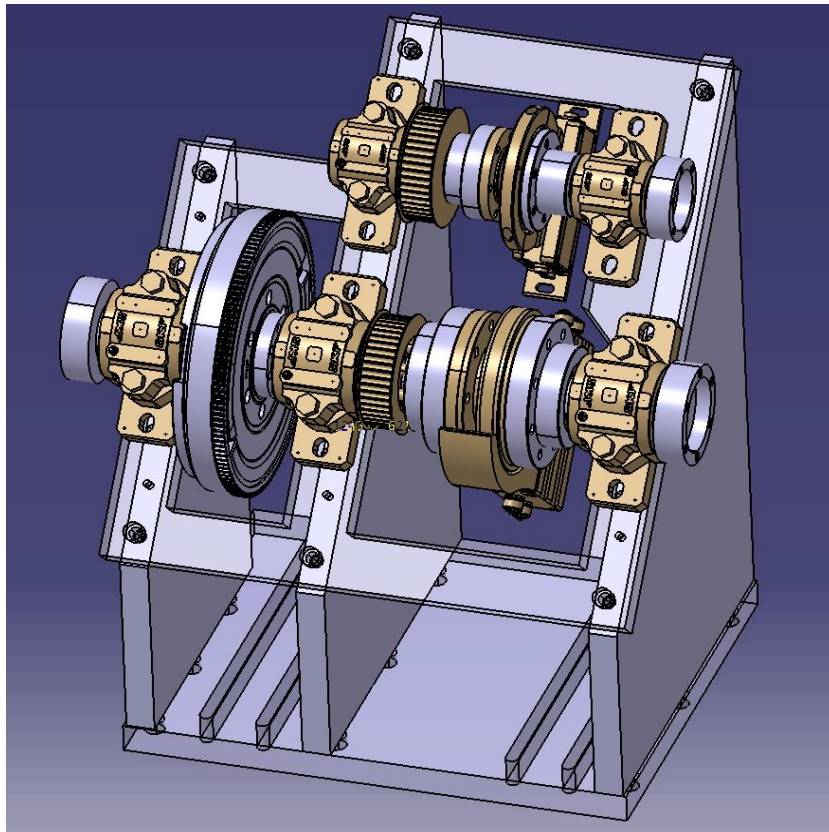


Abbildung 4-1: Zusammenstellung Reibungsmessmodul V2

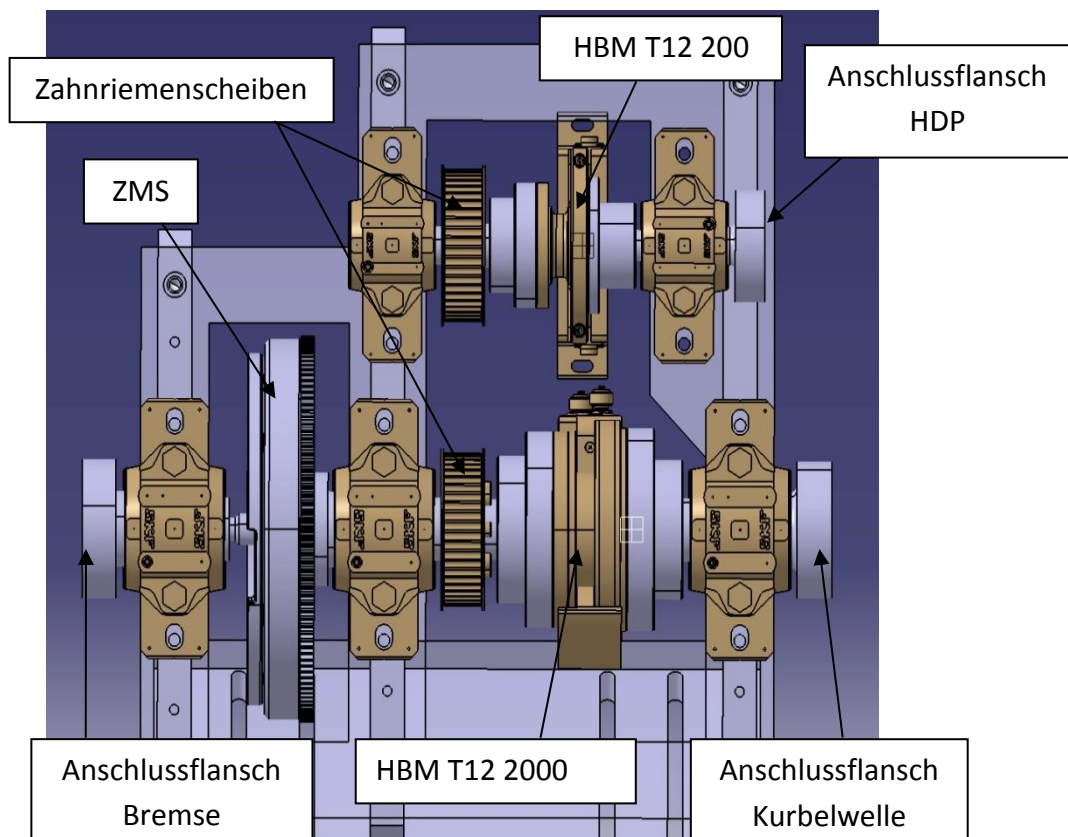


Abbildung 4-2: Aufbau Reibungsmessmodul V2

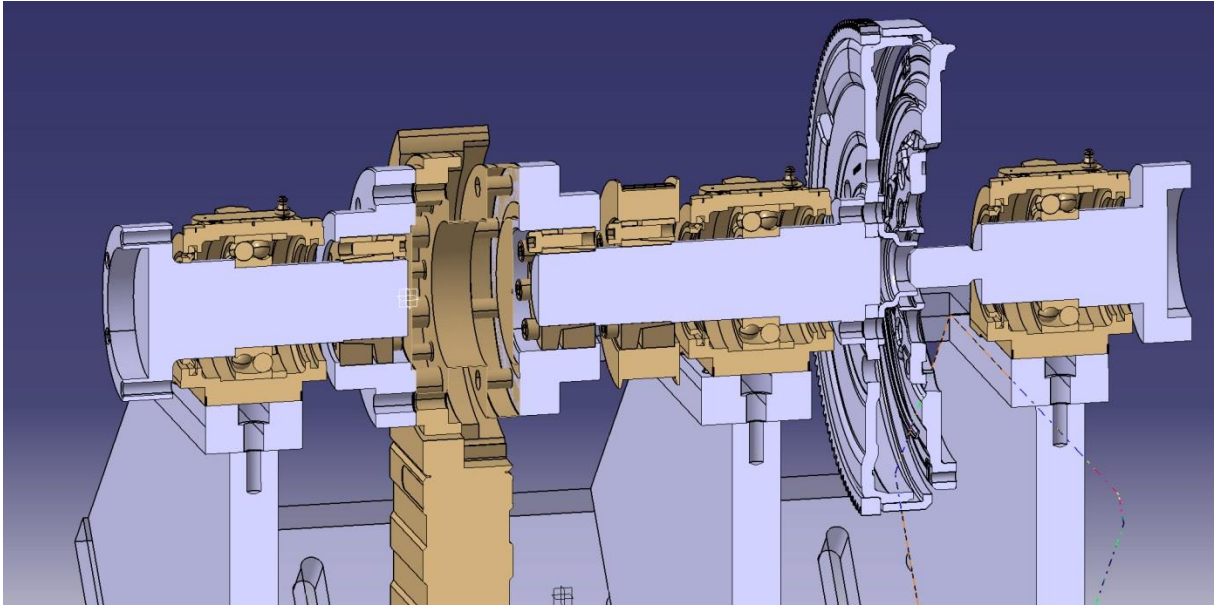


Abbildung 4-3: Schnittdarstellung Hauptwelle

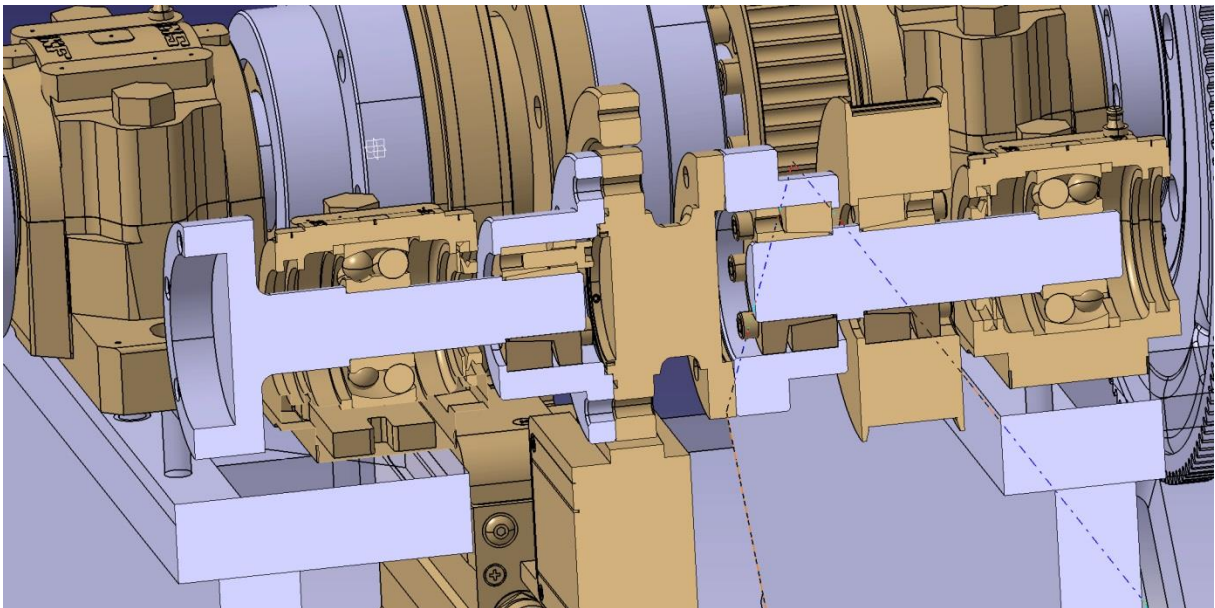


Abbildung 4-4: Schnittdarstellung Pumpenwelle

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die Reduktion der mechanischen Verluste von Verbrennungskraftmaschinen wird in naher Zukunft immer mehr an Bedeutung gewinnen. Umso wichtiger ist es, zuverlässige Methoden zur experimentellen Untersuchung der Motorreibung anzuwenden und weiterzuentwickeln. Die einzig zulässige Methode um realitätsnahe Reibungsmessungen durchführen zu können stellt die Indiziermethode dar. Diese zu optimieren wird eine wichtige Rolle bei der Umsetzung reibungsreduzierender Maßnahmen spielen, da nur unter realen Betriebsbedingungen gemessene Verbesserungen auch tatsächlich als solche bezeichnet werden können. Um reproduzierbare Reibungsmessungen mit Hilfe der Indiziermethode durchführen zu können, muss mit großer Sorgfalt, nicht nur bei der Kalibrierung der Messgeräte, sondern auch bei der Einhaltung des Messplans, vorgegangen werden. Zur Veranschaulichung dieser Notwendigkeit wurden ein Warmlaufversuch und eine Hysteresemessung durchgeführt.

Durch den Einsatz des in dieser Arbeit vorgestellten Reibungsmessmoduls, ist man in der Lage den Anteil des Reibmitteldrucks, der von Hochdruckpumpe inklusive Ventiltrieb und vom Kurbeltrieb verursacht wird, unter realen Betriebsbedingungen zu ermitteln. Dies geschieht durch eine Verlagerung des Steuertriebs zwischen Kurbelwelle und Hochdruckpumpe nach außen, wodurch die Messung des Antriebsmomentes für Hochdruckpumpe und Ventiltrieb bzw. die Messung des Rohdrehmomentes an der Kurbelwelle möglich wird. Das Antriebsmoment für Hochdruckpumpe und Ventiltrieb kann direkt in den Reibmitteldruckanteil für diese Komponenten umgerechnet werden. Das Rohdrehmoment an der Kurbelwelle vor dem Steuertrieb kann zur Ermittlung des Reibmitteldruckanteils des Kurbeltriebs, mit Hilfe der Indiziermethode, herangezogen werden. So ist man in der Lage, reibungsreduzierende Maßnahmen, welche am Kurbeltrieb vorgenommen werden, experimentell zu untersuchen, und somit auch dem Kurbeltrieb anzurechnen. Außerdem kann auf diese Weise die Lastabhängigkeit der Reibung einzelner Motorkomponenten analysiert werden. Es konnte gezeigt werden, dass der Kurbeltrieb vor allem im unteren Lastbereich ca. 50% der gesamten Motorreibung verursacht, und keine ausgeprägte Lastabhängigkeit dieser Reibungskomponente vorhanden ist. Die Hochdruckpumpe hingegen weist eine starke Lastabhängigkeit auf, was auf den mit der Motorlast zunehmenden Einspritzdruck, und der daraus resultierenden steigenden Antriebsleistung für die Hochdruckpumpe zurückzuführen ist. Deren Anteil nimmt bei hoher Motorlast ca. ein Drittel der Gesamtreibung ein. Die Arbeitsweise der geregelten Ölpumpe, die je nach Betriebspunkt bedarfsgerecht den Öldruck zur Verfügung stellt, spiegelt sich auch im Reibmitteldruck wider. Der Reibungsanteil der Ölpumpe zeigt erwartungsgemäß eine dem Öldruck proportionale Lastabhängigkeit. Die mechanischen Verluste, die von der Wasserpumpe verursacht werden, sind lediglich von der Motordrehzahl und somit vom Kühlmitteldurchfluss abhängig. Die in Kapitel 4 vorgestellte Weiterentwicklung dieses Verfahrens stellt eine flexiblere Variante dar, die für weitere Motortypen einsetzbar ist.

Durch einen separaten Antrieb von Hochdruckpumpe und Ventiltrieb, wäre man in der Lage einen weiteren Strip-Down-Schritt auszuführen, wodurch die Reibung des Ventiltriebs von den Verlusten der Hochdruckpumpe isoliert werden könnte. Die Reibung im Kolben-Liner Kontakt sowie in den Pleuel- und Hauptlagern kann mit Hilfe von Elasto-Hydrodynamischen Modellen simuliert werden.

Um die Reproduzierbarkeit der Reibungsuntersuchungen zu gewährleisten, verfügte der Motorprüfstand über eine Ladeluft-, Kühlmittel- und Ölkonditionieranlage. Da sich Öl- und Kühlmitteltemperatur sowie die Lage des Verbrennungsschwerpunktes maßgeblich auf die Motorreibung auswirken, wurde somit sichergestellt, dass sich diese Parameter innerhalb der vorher festgelegten Grenzen befinden.

Die vorliegenden Ergebnisse lassen darauf schließen, dass die Herstellung von Formhönungen sich durchaus positiv auf die Reibung eines Verbrennungsmotors auswirken kann. Im Fall der in dieser Arbeit untersuchten konischen Zylinderhönung, konnten vor allem im mittleren Last- und Drehzahlbereich Vorteile hinsichtlich der mechanischen Verluste nachgewiesen werden. Diese Ergebnisse wurden mit Hilfe der Messung des Kraftstoffverbrauchs tendenziell plausibilisiert. Bezüglich Akustik und Ölverbrauch wurden keine Nachteile durch die konische Zylinderhönung festgestellt. Im NEDC – Zyklusverbrauch wurde kein signifikanter Unterschied ermittelt, was der Vergleich der Reibmitteldruckkennfelder beider Motorvarianten bestätigt.

Neben der Optimierung der Nebenaggregate, wo das Ziel eine bedarfsgerechte Versorgung des Motors mit den Betriebsmedien ist, und dem Einsatz neuer Beschichtungs- und Bearbeitungsverfahren zur Erzeugung reibungsarmer Oberflächen, müssen auch geometrische Faktoren wie Kolbenspiel, Desachsierung, Schrönkung, Kolbenringvorspannung, Zylinderhönung, etc., berücksichtigt werden. Durch den Einsatz der Formhontechnik ist man außerdem in der Lage Freiformhönungen zu erzeugen, mit deren Hilfe man nicht nur das Kolbenspiel über dem Hub variieren, sondern auch den thermischen und mechanischen Verzug der Zylinder, der sich aufgrund der Montage und der wechselnden Temperaturen ergibt, kompensieren kann. Von großer Bedeutung dabei ist, dass immer das Gesamtpaket optimiert werden muss. Wird zum Beispiel die Form der Zylinderhönung geändert, müssen meist auch Änderungen am Kolben stattfinden, um das volle Potential auszuschöpfen.

6 Anhang

6.1 Abbildungsverzeichnis

<i>Abbildung 2-1: Dimensionsbereiche tribologischer Systeme [5]</i>	2
<i>Abbildung 2-2: Schematische Darstellung der Dimensionsbereiche [5]</i>	3
<i>Abbildung 2-3: Stribeckkurve [5]</i>	3
<i>Abbildung 2-4: Reibungsarten [4]</i>	4
<i>Abbildung 2-5: Stribeckkurve in Abhängigkeit der Viskosität des Schmierstoffs und der Lagerbelastung [6]</i>	5
<i>Abbildung 2-6: Hydrodynamischer Druck und Geschwindigkeitsverteilung im ebenen Schmierkeil [4]</i>	6
<i>Abbildung 2-7: Druckverteilung im Schmierspalt bei Flüssigkeitsreibung [4]</i>	7
<i>Abbildung 2-8: p-V-Diagramm und indizierter Mitteldruck, a Zweitaktmotor, b Viertaktmotor [3]</i>	8
<i>Abbildung 2-9: Aufteilung der Kraftstoffenergie am Beispiel eines 4-Takt Ottomotors [8]</i>	11
<i>Abbildung 2-10: Verhältnis von FMEP zu IMEP in %</i>	12
<i>Abbildung 2-11: Aufteilung der Kolbenkraft [1]</i>	13
<i>Abbildung 2-12: Hydrodynamische Dissipation bei kleinem und großem Kolbenspiel [8]</i>	14
<i>Abbildung 2-13: Unterschied zwischen einem wälz- und einem gleitgelagerten Lanchester-Ausgleich eines Vierzylinder-Ottomotors [8]</i>	15
<i>Abbildung 2-14: Beispiel für die Anwendung einer geregelten Ölpumpe [9]</i>	16
<i>Abbildung 2-15: Willans Linie eines Vierzylinder Dieselmotors bei 1500 min^{-1} [2]</i>	17
<i>Abbildung 2-16: Floating-Liner Aufbau [2]</i>	20
<i>Abbildung 3-1: Schnittdarstellung des Versuchsträgers[9]</i>	21
<i>Abbildung 3-2: Aufladeaggregat der Versuchsträger [7]</i>	22
<i>Abbildung 3-3: Einspritzsystem der Versuchsträger [7]</i>	23
<i>Abbildung 3-4: Kettentrieb des Versuchsträgers [7]</i>	23
<i>Abbildung 3-5: Geregelte Ölpumpe mit schaltbaren Ölspritzdüsen [9]</i>	24
<i>Abbildung 3-6: Kurbelwelle mit Ausgleichswelle [9]</i>	25
<i>Abbildung 3-7: AGR-Kühler mit Ventil [7]</i>	25
<i>Abbildung 3-8: Riementrieb mit Nebenaggregate [7]</i>	26

Abbildung 3-9: Formhonwerkzeug [11].....	27
Abbildung 3-10: Formhonung von Motor 2.....	27
Abbildung 3-11: Foto des Aufbaus ohne Reibungsmessmodul	28
Abbildung 3-12: Schema des Prüfstandsbaus.....	30
Abbildung 3-13: Schema einer Druckwaage [12].....	31
Abbildung 3-14: Beschleunigungssensoren zur Körperschallmessung.....	32
Abbildung 3-15: Messstellenübersicht	35
Abbildung 3-16: Umbau AGR Kühler	37
Abbildung 3-17: Foto des aufgebauten Reibungsmessmoduls	38
Abbildung 3-18: Aufbau des Reibungsmessmoduls	39
Abbildung 3-19: Kettenrad der HDP bearbeitet	40
Abbildung 3-20: Verbindungswelle	41
Abbildung 3-21: Räderkastendeckel bearbeitet	41
Abbildung 3-22: Verbindung Pumpenwelle – Hochdruckpumpe	42
Abbildung 3-23: Dichtungsträger exzentrisch	43
Abbildung 3-24: Lagerflansch exzentrisch.....	43
Abbildung 3-25: Ölverbrauch absolut	45
Abbildung 3-26: Ölverbrauch spezifisch	45
Abbildung 3-27: NEDC mit Motordrehzahl und Motormoment.....	46
Abbildung 3-28: Kraftstoffverbrauch im NEDC	47
Abbildung 3-29: Kennfeldrasterung	49
Abbildung 3-30: Hysterese und Warmlauf.....	50
Abbildung 3-31: Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	52
Abbildung 3-32: Lastschnitt bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$	53
Abbildung 3-33: Temperatur im Hauptölkanal bei 2000 min^{-1} (links) und 3000 min^{-1} (rechts).....	54
Abbildung 3-34: Öldruck im Hauptölkanal bei 2000 min^{-1} (links) und 3000 min^{-1} (rechts).....	54
Abbildung 3-35: Kühlmitteltemperatur bei 2000 min^{-1} (links) und 3000 min^{-1} (rechts).....	55
Abbildung 3-36: Raildruck bei 2000 min^{-1} (links) und 3000 min^{-1} (rechts).....	56
Abbildung 3-37: Lage der Verbrennungsschwerpunktes bei 2000 min^{-1} (links) und 3000 min^{-1} (rechts).....	57
Abbildung 3-38: Angesaugte Luftmasse bei 2000 min^{-1} (links) und 3000 min^{-1} (rechts)	57

<i>Abbildung 3-39: Ladedruck bei 2000 min⁻¹ (links) und 3000 min⁻¹ (rechts)</i>	58
<i>Abbildung 3-40: BlowBy bei 2000 min⁻¹ (links) und 3000 min⁻¹ (rechts)</i>	58
<i>Abbildung 3-41: Drehzahlabhängigkeit des Reibmitteldrucks</i>	59
<i>Abbildung 3-42: Reibmitteldruckkennfeld dreidimensional</i>	60
<i>Abbildung 3-43: Drehmoment vor und nach ZMS</i>	61
<i>Abbildung 3-44: Vergleich Rohdrehmoment Berechnung-Messung</i>	62
<i>Abbildung 3-45: Antriebsmoment für Hochdruckpumpe und Ventiltrieb</i>	62
<i>Abbildung 3-46: Antriebsmoment und Reibmitteldruck für Hochdruckpumpe und Ventiltrieb</i>	63
<i>Abbildung 3-47: Strip-Down Messungen, Basis</i>	64
<i>Abbildung 3-48: Strip-Down Messungen, Konizität</i>	66
<i>Abbildung 3-49: Öl- und Raildruck-Kennfeld</i>	67
<i>Abbildung 3-50: Vergleich der Varianten im Reibungskennfeld</i>	68
<i>Abbildung 3-51: Körperschallmessungen bei Zylinder 2</i>	70
<i>Abbildung 4-1: Zusammenstellung Reibungsmessmodul V2</i>	72
<i>Abbildung 4-2: Aufbau Reibungsmessmodul V2</i>	72
<i>Abbildung 4-3: Schnittdarstellung Hauptwelle</i>	73
<i>Abbildung 4-4: Schnittdarstellung Pumpenwelle</i>	73

6.2 Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 1: Kenndaten der Versuchsträger [9]</i>	22
<i>Tabelle 2: Daten der Zylinderdrucksensoren</i>	31
<i>Tabelle 3: Ermittelte Empfindlichkeiten der Zylinderdrucksensoren</i>	32
<i>Tabelle 4: Eingesetzte Drehmomentmessflansche</i>	34
<i>Tabelle 5: Druck- und Temperaturmessstellen</i>	36
<i>Tabelle 6: Daten der Asynchronmaschine</i>	37
<i>Tabelle 7: gesamter Kraftstoffverbrauch im NEDC</i>	47

6.3 Literaturverzeichnis

- [1] van Basshuysen, R., Schäfer, F.: „*Handbuch Verbrennungsmotor, Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*“, 7. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014
- [2] MAHLE GmbH: „*Kolben und motorische Erprobung*“, 1. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2011
- [3] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, 3. Auflage, SpringerWienNewYork, Wien, 2009
- [4] Künne, B.: „*Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2*“, 10. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008
- [5] Czichos, H., Habig, K.-H.: „*Tribologie – Handbuch, Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*“, 3. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010
- [6] Grebe, M., Feinle, P.: „*Reibungsuntersuchungen an Motorenölen im Mikrotribometer*“, Reibung, Schmierung und Verschleiß – Tribologie-Fachtagung 2004 in Göttingen, Tagungsband II, GfT Moers, 2004
- [7] Ardey, N., Wichtl, R., Steinmayr, T., Kaufmann, M., Hiemesch, D., Stütz, W.: „*The new BMW 3-cylinder and 4-cylinder diesel engines with TwinPower Turbo technology*“, 35. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2014
- [8] Schommers, J., Scheib, H., Hartweg, M., Bosler, A.: „*Reibungsminimierung bei Verbrennungsmotoren*“, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, 74. Jahrgang, Juli - August 2013
- [9] Ardey, N., Stütz, W., Hiemesch, D., Kaufmann, M.: „*Die neuen Drei- und Vierzylinder – Dieselmotoren von BMW*“, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, 75. Jahrgang, Juli - August 2014
- [10] Allmeier, H., Sander, D.E., Knauder, C., Reich, F.M.: „*Bestimmung der Reibungsverluste in Serienmotoren unter hohen Belastungen*“, Kompetenzzentrum – Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH, Graz
- [11] Schneider, R.: „*Unrundbearbeitung von Zylinderbohrungen durch Formhonen*“, wt – Werkstatttechnik online, Jahrgang 101 (2011), H. 1/2 www.werkstattstechnik.de/library/news/2011/02/088_58948.pdf (abgerufen am 13.11.2014)
- [12] Tränkler, H.-R.: „*Taschenbuch der Messtechnik mit Schwerpunkt Sensortechnik*“, 3. Auflage, Oldenbourg, München, 1992