

Andreas Wagner

Untersuchungen zum Reibungsverhalten moderner Verbrennungsmotoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Technischen Wissenschaften



Technische Universität Graz
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

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

1. Begutachter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
2. Begutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Merker

Graz, Juli 2014

Es ist nicht genug zu wissen – man muss auch anwenden.
Es ist nicht genug zu wollen – man muss auch tun.

(Johann Wolfgang von Goethe)

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz und setzt sich aus einer Vielzahl von Projekten zusammen.

An erster Stelle möchte ich mich beim Vorstand des Institutes, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder für die Ermöglichung und ausgezeichnete Betreuung der vorliegenden Arbeit danken.

Weiters gilt mein Dank Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Merker für die Zweitbegutachtung der Dissertation.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Rudolf Wichtl, welcher mich im Zuge der Arbeit sowohl fachlich als auch kollegial ausgezeichnet unterstützte. Des Weiteren möchte ich mich bei allen Bürokollegen für das sehr gute Arbeitsklima und die Bereitschaft für viele angeregte fachliche Diskussionen bedanken.

Auf diesem Weg möchte ich mich auch bei dem gesamten Prüfstands- und Werkstättenpersonal für deren tatkräftige Hilfe und Unterstützung bedanken.

Großer Dank gilt meiner Lebenspartnerin Bernadette, welche mich im Zuge des gesamten Maschinenbaustudiums sowie des Doktoratsstudiums immer mental unterstützt hat. Ohne Ihre Hilfe wäre mir die Absolvierung dieser Dinge mit Sicherheit schwerer gefallen.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Familie für deren Unterstützung bedanken. Ohne die Hilfe meiner Eltern wäre mir die Durchführung meiner Ausbildung nicht möglich gewesen. Auch für sämtliche persönliche Ratschläge und Hilfestellungen möchte ich Ihnen auf diesem Weg Danke sagen!

Andreas Wagner, Juli 2014

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, daß ich die vorliegende Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 22.07.2014

Andreas Wagner

Kurzfassung

Aufgrund knapper werdender Rohstoffreserven sowie CO_2 -Reduktion liegt ein maßgebliches Ziel der Motorenentwicklung in der Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bzw. einer möglichst effizienten Umwandlung der Brennstoffenergie. Die Reduktion der Reibleistung von Verbrennungsmotoren stellt einen möglichen Beitrag zur Erreichung dieses Entwicklungsziels dar.

Aufgrund dessen beschäftigt sich die vorliegende Dissertation mit dem Themengebiet der Reibleistung von Verbrennungsmotoren. Dabei werden sowohl umfangreiche experimentelle als auch Simulationsarbeiten dazu durchgeführt.

Die experimentelle Ermittlung der Reibleistung von Verbrennungsmotoren stellt hohe Anforderungen an die Messtechnik. Um diese mit möglichst hoher Genauigkeit durchführen zu können, wurde im Zuge der Arbeit eine Methodik diesbezüglich entwickelt. Ein wesentlicher wissenschaftlicher Beitrag wird durch einen methodischen Vergleich verschiedener Methoden der experimentellen Reibungsermittlung gebildet. Eine wesentliche Erkenntnis dabei ist, dass die Bewertung der Reibleistung durch die Veränderung konstruktiver Parameter an der Kolbengruppe in jedem Fall im befeuerten Betrieb nach der Indiziermethode erfolgen sollte.

Im Zuge der Arbeiten wurde eine Vielzahl von Motortypen, konstruktiven Veränderungen, Einflussgrößen, usw. bezüglich deren Reibungsverhaltens untersucht.

Ein weiterer wesentlicher Bestandteil dieser Dissertation wird von der Thematik der Reibleistungssimulation gebildet. Hierbei kamen verschiedenste Modellansätze zum Einsatz. Die Variationsbreite reicht von einfachen normalkraftbasierten Modellen, geschwindigkeitsbasierten Stribeckmodellen sowie aufwändigeren elasto-hydrodynamischen Simulationsmodellen. Auch Modellgrenzen der verschiedenen Ansätze bzw. Möglichkeiten konnten aufgezeigt werden.

Abstract

Due to scarce reserves of raw materials and CO_2 -reduction a key objective of the engine development is the reduction of fuel consumption and the most efficient possible conversion of fuel energy. The reduction in the friction power of internal combustion engines shows a possible contribution to the achievement of this development objective. Because of this, the present thesis deals with the subject of the friction power of internal combustion engines. The assessment includes both extensive experimental and simulation work done to it.

The experimental determination of the friction power of internal combustion engines requires high demands on measurement technology. To fulfill these requirements with the highest possible accuracy a methodology was developed. A major scientific contribution is a methodological comparison of different methods for determining friction. An essential conclusion is that the evaluation of the friction power generated by the change of constructive parameters on the piston group should be evaluated by the use of the indication method.

In the course of the work, many different engine types, design changes, parameters, etc. were investigated concerning their friction behaviour.

Another important part of this thesis is on the topic of engine friction simulation. Here, a variety of modeling approaches were used. The range extends from simple normal force-based models, speed-based Stribeck models and more complex elastohydrodynamic simulation models. Also model limitations of the various approaches and options could be demonstrated.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Einfluss der Reibleistung und Methoden zu deren Bestimmung	3
2.1	Potenzialbetrachtungen	3
2.1.1	Stationäre Betrachtung	3
2.1.2	Einfluss der Reibung in verschiedenen Fahrzyklen	8
2.1.3	Komponentenbetrachtungen	14
2.2	Methoden zur Bestimmung der Reibleistung	17
2.2.1	Indiziermethode	17
2.2.2	Floating-Liner Verfahren	18
2.2.3	Schleppmessung	19
2.3	Methodik zur Bestimmung befeuerter Reibkennfelder	20
2.3.1	Einfluss der OT-Einstellung an verschiedenen Zylindern	27
3	Fehlerbetrachtung am Beispiel der Indiziermethode	29
3.1	Zuordnung des oberen Totpunkts	29
3.2	Drehmomentmesstechnik	34
3.3	Kalibrierung Zylinderdrucksensoren – Sensorempfindlichkeit	35
3.4	Motorparameter zur Berechnung des Volumenverlaufs	36
3.5	Kombinierte Fehlerbetrachtung	37
3.6	Konditionierungsbedingungen – thermische Hystereseeffekte	39
4	Experimentelle Bewertung konstruktiver Maßnahmen	41
4.1	Analyse einer Brillenhonung	41
4.2	Methodischer Vergleich befeuerte Messung – Schleppmethoden	56
4.3	Analyse Kolbenbolzendesachsierung	62
4.3.1	Plausibilisierung der experimentellen Ergebnisse	68
4.4	Strip-Down Untersuchungen	71
4.4.1	Strip-Down Systematik	78
4.4.2	Reibleistungsaufteilung	82
4.4.3	Zylinderanzahl	86
4.4.4	Schubstangenverhältnis	90
4.4.5	Schubstangenverhältnis und Hubraumreduktion	92
4.4.6	Öldruck	95

4.5	Reibungseinfluss einer Zylinderabschaltung	99
4.5.1	Potenzialberechnung in verschiedenen Fahrzyklen	104
5	Experimentelle Bewertung eines NFZ- und eines Baumaschinenmotors	107
5.1	Beschreibung der Versuchsträger	107
5.2	Randbedingungen Messungen	109
5.3	Ergebnisse	110
5.3.1	Vergleich der Versuchsträger durch Potenzialsimulationen	115
5.3.2	Medientemperaturen	119
5.3.3	Zylinderdruck und Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe	122
6	Simulatorische Untersuchungen	127
6.1	Möglichkeiten der Reibleistungssimulation	127
6.1.1	Normalkraftbasierte Modelle – $\mu = \text{konst.}$	129
6.1.2	Geschwindigkeitsbasierte Stribeckmodelle	130
6.1.3	EHD-Modelle	131
6.2	Aufbau und Abstimmung geschwindigkeitsbasiertes Stribeckmodell	133
6.3	Parametervariationen geschwindigkeitsbasiertes Stribeckmodell	140
6.3.1	Variation Kolbenbolzendesachsierung	141
6.3.2	Einfluss der statischen Tangentialkräfte der Kolbenringe	144
6.3.3	Bewertung Parameter Kolbenspiel	145
6.4	Elastohydrodynamische Simulationsmodelle	147
6.4.1	EHD-Modell zur Bewertung konstruktiver Parameter am Kolben	148
6.4.2	Bewertung Kolbenbolzendesachsierung	151
6.4.3	Kombinierte Betrachtung mehrerer Parameter	155
6.4.4	Einfluss Kolbenschliffbild	157
6.4.5	Einfluss des elastischen Verhaltens der Kontakte	159
6.4.6	4-Zylinder EHD-Modell	162
6.4.7	Validierung des 4-Zylinder EHD-Modells	172
6.5	Modellgrenzen	173
7	Zusammenfassung und Ausblick	179
7.1	Zusammenfassung	179
7.2	Ausblick	181
	Literaturverzeichnis	183

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

P_i	indizierte Leistung	W
P_e	effektive Leistung	W
P_R	Reibleistung	W
\dot{m}_B	Massenstrom Kraftstoff	kg/s
\dot{m}_B Basis	Massenstrom Kraftstoff Basisvariante	kg/s
\dot{m}_B opt	Massenstrom Kraftstoff optimierte Variante	kg/s
p_i Basis	indizierter Mitteldruck Basisvariante	bar
p_i opt	indizierter Mitteldruck optimierte Variante	bar
H_u	unterer Heizwert	MJ/kg
p_i	indizierter Mitteldruck	bar
p_e	effektiver Mitteldruck	bar
p_r	Reibmitteldruck	bar
M_e	effektives Drehmoment	Nm
p_r WaPu	Reibmitteldruck der Wasserpumpe	bar
V_H	Gesamthubraum	cm ³
V_h	Hubraum Einzelzylinder	cm ³
F_G	Gaskraft	N
F_h	Massenkraft	N
F_S	Schubstangenkraft	N
F_N	Normalkraft	N
F_R	Reibkraft	N
F_T	statische Tangentialkraft	N
n	Drehzahl	min ⁻¹

Griechische Formelzeichen

η_e	effektiver Wirkungsgrad	—
η_i	indizierter Wirkungsgrad	—
η_m	mechanischer Wirkungsgrad	—
$\eta_{e \text{ opt}}$	effektiver Wirkungsgrad optimierte Variante	—
$\eta_{e \text{ Basis}}$	effektiver Wirkungsgrad Basisvariante	—
$\eta_{m \text{ opt}}$	mechanischer Wirkungsgrad optimierte Variante	—
$\eta_{m \text{ Basis}}$	mechanischer Wirkungsgrad Basisvariante	—
$\eta_{i \text{ VM-WaPu}}$	indizierter Wirkungsgrad Vollmotor mit abgebauter Wasserpumpe	—
$\eta_{i \text{ VM}}$	indizierter Wirkungsgrad Vollmotor	—
ε	Verdichtungsverhältnis	—
μ	Reibbeiwert	—
φ	Kurbelwinkel	°KW
β	Pleuelstangenwinkel	°
λ_S	Schubstangenverhältnis	—
r	Kurbelwellenradius	mm
l	Pleuellänge	mm

Indizes und Abkürzungen

OT	oberer Totpunkt
UT	unterer Totpunkt
EHD	elastohydrodynamisch
FE	Finite Elemente
Δ	Differenz zweier Größen
$(V/O)_{OT}$	Verhältnis Volumen zu Oberfläche in OT
$(V/O)_{UT}$	Verhältnis Volumen zu Oberfläche in UT
ASM	Asynchronmaschine
ZKGH	Zylinderkurbelgehäuse
KB	Kolbenbolzen
ZOT	Zünd OT
LS	Lastschnitt
LW	Ladungswechsel
HVA	hydraulischer Ventilspielausgleich
ETK	Entwicklungssteuergerät
kum	kumuliert
Pkw	Personenkraftwagen
Lkw	Lastkraftwagen
NFZ	Nutzfahrzeug
EM	Einspritzmenge
KB	Kolbenbolzen
SMK	Schwungmassenklasse
DS	Druckseite
GDS	Gegendruckseite

1 Einleitung

Mobilität kann als Grundbedürfnis des Menschen betrachtet werden. Aufgrund knapper werdender Rohstoffreserven ist das Ziel vieler Entwicklungen auf dem Gebiet von Verbrennungsmotoren eine möglichst effiziente Umwandlung der in Brennstoffen gespeicherten Energie in mechanische Energie, welche uns Mobilität ermöglicht. Die Effektivität dieser Energieumwandlung in Verbrennungsmotoren wird mittels der Definition des effektiven Wirkungsgrades in Gleichung 1.1 beschrieben.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (1.1)$$

Der effektive Wirkungsgrad einer Verbrennungskraftmaschine beschreibt das Produkt aus indiziertem und mechanischem Wirkungsgrad. Der indizierte Wirkungsgrad (siehe Gleichung 1.2) beschreibt das Verhältnis der mittels Brennstoff zugeführter Leistung zur indizierten Leistung.

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_b \cdot H_u} \quad (1.2)$$

Der mechanische Wirkungsgrad (siehe Gleichung 1.3) beschreibt das Verhältnis der effektiven Leistung zur indizierten Leistung. Dieser ist Indikator für mechanische Verluste bzw. Reibungsverluste, welche in der folgenden Arbeit diskutiert werden.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (1.3)$$

In den vergangenen Jahren wurden von vielen Automobilherstellern vermehrt Optimierungen im Bereich des indizierten Wirkungsgrades (Optimierung Verbrennungsverfahren, Aufladung, usw.) unternommen. Um einen stetigen Entwicklungsfortschritt, unter Absenkung des Energieverbrauches zu gewährleisten, gewinnt die Thematik der Absenkung der Reibleistung von Verbrennungskraftmaschinen immer mehr an Bedeutung. Diese Tatsache bildet die Basis der vorliegenden Arbeit, welche einen Beitrag zu diesem Themengebiet bilden soll.

2 Einfluss der Reibleistung und Methoden zu deren Bestimmung

Dieses Kapitel soll einen Einstieg in das Thema der Reibung von Verbrennungsmotoren bilden. Zu diesem Zweck zeigt der erste Teil den Einfluss der Reibleistung auf den Kraftstoffverbrauch eines ,im Zuge der Arbeit näher untersuchten, 4-Zylinder Pkw-Dieselmotors in verschiedenen Betrachtungsweisen.

Um diese Potenziale anschaulich darstellen zu können wurden verschiedene Potenzial-szenarien der Motorreibungsabsenkung simuliert.

Des Weiteren wird in diesem Abschnitt auf Möglichkeiten der experimentellen Erfassung der Reibleistung am Motorprüfstand eingegangen, sowie eine im Zuge der Arbeit entwickelte Methodik zur Reibungsmessung nach der Indiziermethode gezeigt.

2.1 Potenzialbetrachtungen

2.1.1 Stationäre Betrachtung

Wesentliches Ziel von Optimierungen des Reibleistungsverhaltens von Verbrennungsmotoren liegt in der Absenkung des Kraftstoffverbrauchs. Aus diesem Grund befasst sich dieses Kapitel mit der Berechnung von Einsparungspotenzialen bzw. Grenzpotenzialen unter Zugrundelegung verschiedener Fahrzyklen. In einem ersten Schritt soll diese theoretisch diskutiert bzw. eine grundlegende Systematik dieser Simulationen erläutert werden.

Gleichung 2.1 beschreibt das Verhältnis der Kraftstoffverbräuche bzw. Wirkungsgradzusammenhänge eines Basismotors im Vergleich zu einem , mit reibungsoptimierenden Maßnahmen versehenen Motor.

$$\frac{\dot{m}_{\text{B Basis}}}{\dot{m}_{\text{B opt}}} = \frac{\eta_{\text{e opt}}}{\eta_{\text{e Basis}}} = \frac{\eta_{\text{i opt}} \cdot \eta_{\text{m opt}}}{\eta_{\text{i Basis}} \cdot \eta_{\text{m Basis}}} \quad (2.1)$$

Bei Betrachtung dieses Zusammenhangs wird erkennbar, dass eine Verbrauchsänderung sowohl durch das Verhältnis der mechanischen als auch der indizierten Wirkungsgrade hervorgerufen wird.

Demnach ergibt sich der Kraftstoffverbrauch des reibungsoptimierten Motors zu:

$$\dot{m}_{B \text{ opt}} = \dot{m}_{B \text{ Basis}} \cdot \frac{\eta_{i \text{ Basis}} \cdot p_{i \text{ opt}}}{\eta_{i \text{ opt}} \cdot p_{i \text{ Basis}}} \quad (2.2)$$

Demzufolge ist eine Veränderung des mechanischen Wirkungsgrades bei Betrachtung eines in beiden Fällen gleichen effektiven Mitteldrucks ($\hat{=}$ gleichem Lastpunkt) auch mit einer Veränderung des Betriebspunktes in puncto indizierter Wirkungsgrad verbunden.

Einfachere Potenzialberechnungen basieren oft auf der Annahme, dass sich der indizierte Wirkungsgrad bei kleinen Änderungen des indizierten Mitteldrucks, beispielsweise durch Reibungsreduktion, nicht ändert. Dies bewirkt jedoch speziell in niedrigen, oft fahrzyklusrelevanten, Lastbereichen einen wesentlichen Fehler. Im Zuge der im Folgenden gezeigten Potenzialberechnungen wurde diese Änderung des indizierten Wirkungsgrades berücksichtigt. Konkret wurde dies mittels Näherungspolynomen 6. Ordnung an die real gemessenen Verläufe des indizierten Wirkungsgrades umgesetzt. Exemplarisch soll dies Abbildung 2.1 für einen 4-Zylinder Dieselmotor zeigen.

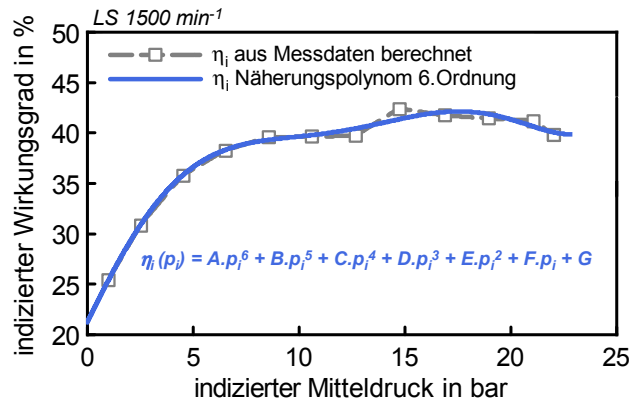


Abbildung 2.1: Polynome des indizierten Wirkungsgrades für einen 4-Zylinder Dieselmotor bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1}

Mittels dieser Polynomansätze ist es möglich die Änderung des indizierten Wirkungsgrades durch die Änderung des indizierten Mitteldrucks (bedingt durch Reibungsänderung) zu berechnen. Im Folgenden wird ein Berechnungsbeispiel des Kraftstoffverbrauchseinsparungspotenzials durch eine vollständige Reibungsabsenkung der Wasserpumpe ($\hat{=}$ Grenzpotenzial der Wasserpumpe) an einem 4-Zylinder Dieselmotor beschrieben. Das folgende Beispiel zeigt das Potenzial in einem Lastpunkt von $p_e = 2 \text{ bar}$ und einer Drehzahl von 1500 min^{-1} .

In Abbildung 2.2 ist die Veränderung des Motorbetriebspunktes entlang des η_i -Polynoms durch Reibungsabsenkung dargestellt. Konkreter ausgedrückt ist eine Reibungsreduktion in diesem Lastpunkt ($p_e = \text{konstant}$ bzw. konstante effektive Motorleistung / Fahrzyklus) auch mit einer Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrades verbunden.

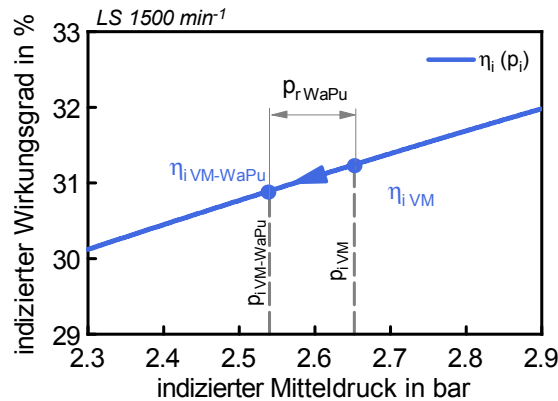


Abbildung 2.2: Potenzialberechnungsszenario durch Reibungselimination der Wasserpumpe an einem 4-Zylinder Dieselmotor

Die Reduktion des indizierten Wirkungsgrades ist in diesem Fall auch mit einer Reduktion des Verbrauchseinsparungspotenzials durch Reibungsreduktion verbunden (siehe Abbildung 2.3). Würde man nun den indizierten Wirkungsgrad in diesem Bereich als konstant ansehen, würde ein größeres, jedoch nicht korrektes, Potenzial durch Reibungsreduktion resultieren. Dieser Vergleich ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Hierbei wird der Fehler von $\approx 34\%$ im Verbrauchseinsparungspotenzial der Wasserpumpenreibungselimination im Vergleich zur genaueren Variante, bei welcher die Betriebspunktänderungen über das η_i -Polynom berücksichtigt wird, ersichtlich.

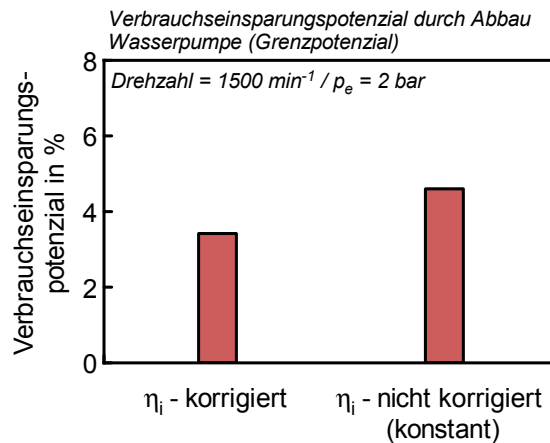


Abbildung 2.3: Verbrauchseinsparungspotenzial durch Reibungselimination der Wasserpumpe

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass bei genauer Berechnung des Verbrauchseinsparungspotenzials durch Reibungsreduktion auch die Änderung des indizierten Wirkungsgrades mitberücksichtigt werden muss. Speziell in Bereichen, in welchen

der indizierte Wirkungsgrad starke Gradienten aufweist ist dies sehr wichtig. Bei allen, im Folgenden dargestellten, Potenzialbetrachtungen wurde dies berücksichtigt bzw. nach der zuvor gezeigten Vorgangsweise vorgegangen.

Abbildung 2.4 zeigt den berechneten Anteil der Motorreibung am gesamten Kraftstoffverbrauch an einem 4-Zylinder Dieselmotor. Erkennbar ist, dass der Anteil des Verbrauchs bedingt durch Motorreibung speziell in Bereichen niedriger Lasten (oft zyklusrelevant) von entscheidender Größe ist. Mit steigender Motorlast nimmt dieser Anteil jedoch aufgrund des steigenden mechanischen Wirkungsgrades entscheidend ab.

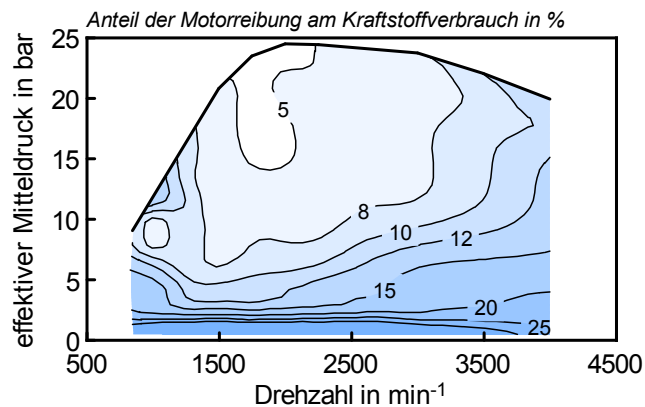


Abbildung 2.4: Verbrauchsanteil der Motorreibung – 4-Zylinder Pkw-Dieselmotor

Abbildung 2.5 zeigt ein Reibungspotenzialkennfeld kombiniert mit Längsdynamikzusammenhängen für diesen 4-Zylinder Dieselmotor. Als Fahrzeug wurde hierbei ein Mittelklasse Pkw der Schwungmassenklasse 1700 kg zugrunde gelegt.

In dieser Darstellung sind sämtliche Längsdynamikzusammenhänge in Kombination mit dem Kraftstoffverbrauchsanteil bedingt durch Motorreibung dargestellt.

An dieser Stelle soll festgehalten werden, dass es sich hierbei um stationäre Betrachtungen handelt, die jeweils einer Konstantfahrt des Fahrzeuges entsprechen. Vergleicht man jedoch diese stationären Darstellungen mit den im folgenden Kapitel dargestellten Betrachtungen in Fahrzyklen, so wird ersichtlich dass das stationäre Zykluspotenzial im betriebswarmen NEDC-Fahrzyklus bei einem ungefähren Zyklusschwerpunkt von 1500 min⁻¹ und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar relativ gut mit dem stationären korreliert.

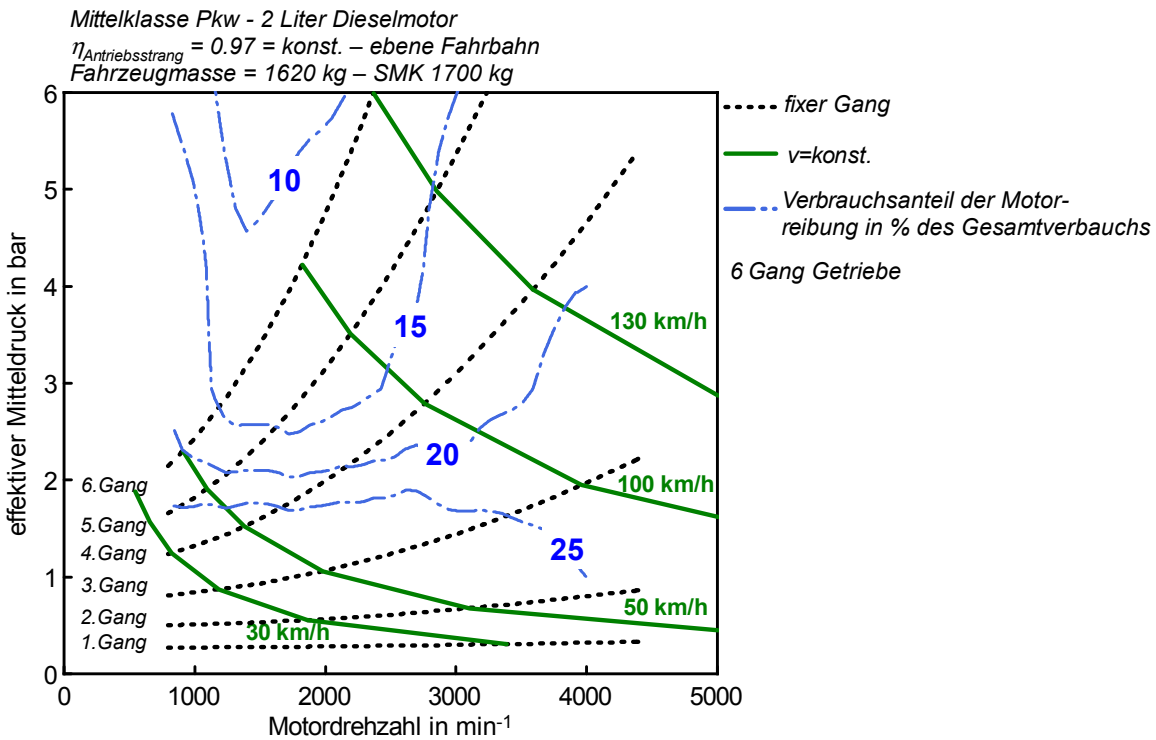


Abbildung 2.5: Verbrauchsanteil durch Motorreibung – stationäre Längsdynamikbetrachtung – Mittelklasse Fahrzeug SMK 1700 kg – 4-Zylinder Pkw Dieselmotor

Im stationären Fall würde sich demnach für diesen Fahrzyklus ein Verbrauchspotenzial durch vollständige Motorreibungselimination von $\approx 21\%$ ergeben. Im Falle der Zugrundelegung des Fahrzyklus würde dies in einer Kraftstoffverbrauchsreduktion von $\approx 19\%$ resultieren (siehe Kapitel 2.1.2). An dieser Stelle soll noch einmal darauf hingewiesen werden, dass sämtliche Betrachtungen für einen betriebswarmen Motor gelten.

2.1.2 Einfluss der Reibung in verschiedenen Fahrzyklen

Dieses Kapitel zeigt eine Berechnungsmethodik zur Berechnung der Kraftstoffverbrauchseinsparungspotenziale durch Motorreibungsreduktion in verschiedenen Fahrzyklen. Im Folgenden sollen die Grundlagen dazu bzw. die durchgeführte Methodik diskutiert werden. Die den Berechnungen zugrunde gelegte Methodik ist in Abbildung 2.6 dargestellt.

Die Grundlage für diese Simulationsrechnungen bildet ein am Motorprüfstand gemessenes Motorkennfeld des zu untersuchenden Versuchsträgers. Wichtige Größen dieses Motorkennfeldes werden von Reibmitteldruck und Kraftstoffverbrauch (jeweils Basis-motor) gebildet. Um verschiedene Absenkungsszenarien der Motorreibung und deren Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch berechnen zu können wird die in Kapitel 2.1.1 gezeigte Berechnungsmethodik zugrunde gelegt. Darin ist auch die Veränderung des indizierten Wirkungsgrades durch die Verringerung der Reibleistung enthalten. Im konkreten Fall wird das Kennfeld dabei in Lastschnitte unterteilt, wobei für jeden dieser Lastschnitte eine Bildung eines η_i -Polynoms erfolgt.

Auf diesem Weg werden aus dem gemessenen (Basis)-Stationärkennfeld neue Verbrauchskennfelder generiert, welche die Verbrauchsveränderung durch Reibungsreduktion berücksichtigen. Diese neuen Kennfelder bilden in Kombination mit Fahrzeug und Fahrzyklusdaten die Basis für die folgenden Längsdynamik- und Interpolationsrechnungen. Mittels der Längsdynamikrechnungen ist es möglich die Lastanforderung des Motors durch die Fahrwiderstände im jeweiligen Fahrzyklus vorzugeben. Diese Berechnungen erfolgten mittels des am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik entwickelten Programms PHEM [18]. Mittels dieses Programms ist nicht nur möglich die Längsdynamikberechnungen durchzuführen, sondern vielmehr auch beliebige Größen aus dem Stationärkennfeld zeitlich über dem vorgegebenen Fahrzyklus aufzulösen. Konkret geschieht dies über einen, im Programm implementierten, Interpolationsalgorithmus.

Als Ergebnis dieser Berechnungen resultieren verschiedene Kraftstoffverbräuche im Fahrzyklus auf Basis der vorgegebenen Motorkennfelder.

Diese Ergebnisse bilden beispielsweise die Grundlage für weitere Untersuchungen wie z.B.: Potenzialabschätzungen, experimentelle Plausibilisierungsgrundlagen usw. und bilden eine wesentliche Grundlage dieser Arbeit .

Der in Abbildung 2.6 strichliert eingezeichnete Bereich stellt ein beispielhaftes theoretisches Anwendungsszenario welches im Zuge der Arbeit noch praktischen Einzug findet dar. Konkretes Anwendungsziel besteht hierbei in der Plausibilisierung der gemessenen Reibungsveränderung durch eine konstruktive Veränderung an einem Verbrennungsmotor.

Da die Messung der Motorreibung aufgrund der hohen Genauigkeitsanforderungen eine große Herausforderung hinsichtlich der Messgenauigkeit darstellt, soll die gemessene Reibungsveränderung über diese Methodik plausibilisiert werden.

Grundlage dafür bildet der auf Basis eines Basiskennfeldes berechnete Zusammenhang der Reibungsänderung über der Kraftstoffverbrauchsänderung in einem Fahrzy-

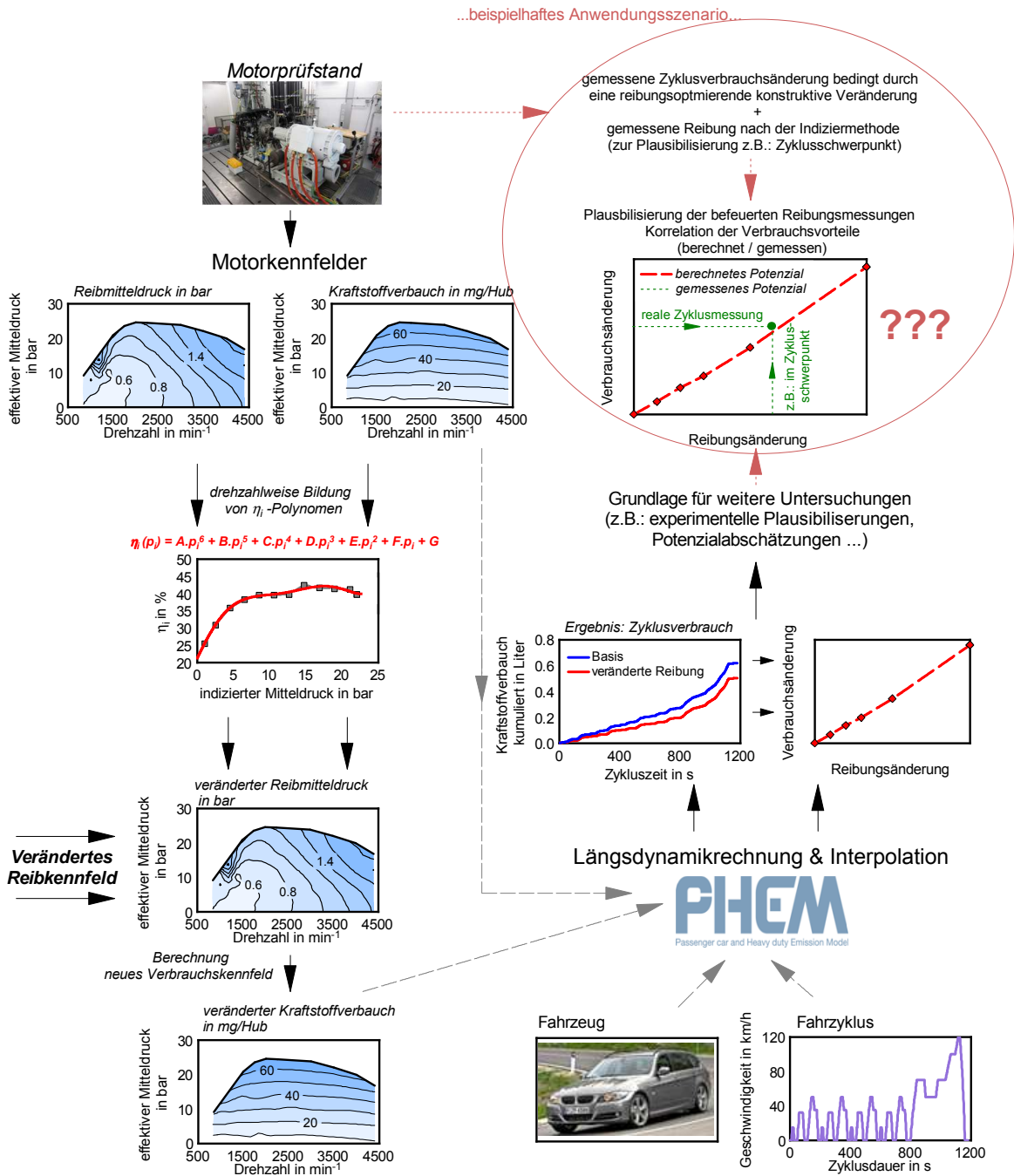


Abbildung 2.6: Methodik zur Potenzialberechnung durch Motorreibungsabsenkung in Fahrzyklen

klus. Des Weiteren wird für den Versuchsträger ein Reibkennfeld sowie der Fahrzyklus unter Zugrundelegung einer konstruktiven Veränderung experimentell am Motorprüf-

stand ermittelt. Die Plausibilisierung erfolgt nun über das in der Mitte des strichlierten Bereichs in Abbildung 2.6 dargestellten Diagramms. Repräsentativ für die Reibungsveränderung wird, die durch die konstruktive Veränderung bedingte, Veränderung des Reibmitteldrucks im Zyklusschwerpunkt angesehen. Diese wird mit der real gemessenen Verbrauchsänderung im Fahrzyklus zu einem Schnittpunkt verbunden.

Die Reibungsmessung nach der Indiziermethode kann als korrekt angesehen werden, wenn der theoretisch berechnete Verbrauchsvorteil durch Reibungsveränderung mit dem real im Fahrzyklus gemessenen korreliert. Die gemessene Reibungsveränderung wurde demzufolge in korrekter Größe in der Kraftstoffverbrauchsänderung wiedergefunden.

An dieser Stelle soll festgehalten werden, dass es von hoher Bedeutung ist, bei den Zyklusmessungen reproduzierbare Bedingungen hinsichtlich Motorbetriebsverhalten zu schaffen. Wesentliche Ungenauigkeiten können hierbei z.B.: durch Veränderungen der Medientemperaturen oder Veränderungen des thermodynamischen Betriebsverhaltens (z.B.: Veränderung Druckdifferenz über Dieselpartikelfilter, usw.) resultieren. Auf diese Themen wird im Zuge dieser Arbeit noch genauer eingegangen.

Eine wichtige Information wird von der Tatsache gebildet, dass in den vorliegenden Berechnungen kein Aufwärmverhalten modelliert wurde. Demzufolge wurden alle Fahrzyklen für einen betriebswarmen Motor berechnet, da auch das jeweilige Stationärkennfeld am Motorprüfstand betriebswarm vermessen wurde. Natürlich sind Berechnungen dieser Art mit Vereinfachungen verbunden. Zum Beispiel können thermische Trägheitseffekte aufgrund der zeitbasierten Interpolation aus einem Stationärkennfeld nicht wiedergegeben werden. Die Modellierung dieser Effekte würde den Komplexitätsgrad massiv erhöhen und wurde in dieser Arbeit nicht durchgeführt. Vielmehr sollen diese Berechnungen zur Kontrolle verwendet werden bzw. als Hilfswerkzeuge bei der Plausibilisierung der durchgeführten experimentellen Aufgabestellungen dienen. Für die im Folgenden durchgeführten Aufgaben sind diese Berechnungen auf jeden Fall zulässig.

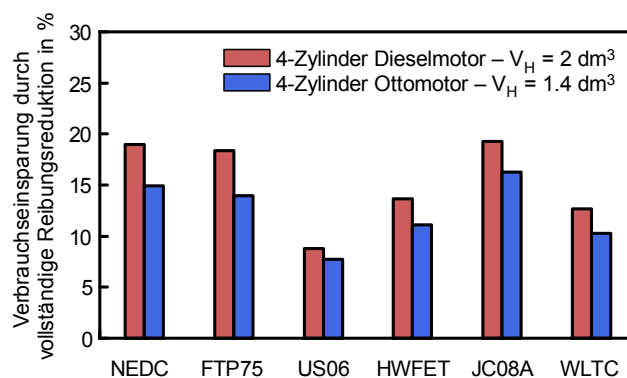


Abbildung 2.7: Grenzverbrauchseinsparungspotenziale durch vollständige Motorreibungs-elimination für verschiedene Fahrzyklen für einen Otto- und Dieselmotor – betriebswarm

In Abbildung 2.7 sind die berechneten Einsparungs- bzw. Grenzpoteziale durch vollständige Reduktion bzw. Elimination der Motorreibung in verschiedenen Fahrzyklen (betriebswarm) dargestellt. Seitens der Fahrzeugkonfiguration wurde dem Dieselmotor ein Mittelklasse Pkw der Schwungmassenklasse 1700 kg und dem Ottomotor ein Fahrzeug der Kompaktklasse der Schwungmassenklasse 1360 kg zugrunde gelegt. Die Darstellung zeigt jeweils die Grenzpoteziale eines modernen Diesel- und Ottomotors. Erkennbar sind dabei etwas geringere Poteziale des Ottomotors im Vergleich zum Dieselmotor in den verschiedenen Zyklen. Dies wird durch den geringeren Anteil des Kraftstoffverbrauchsanteils durch Motorreibung des betrachteten Ottomotors im Vergleich zum Dieselmotor erklärt.

Eine grundsätzliche Erkenntnis in dieser Darstellung liegt in der Tatsache, dass je niedriglastiger das jeweilige Fahrprofil wird, desto größer wird das Grenzpotezial durch vollständige Motorreibungsreduktion. Die jeweiligen durchschnittlichen Motorbetriebspunkte der verschiedenen Fahrzyklen, sowie deren Geschwindigkeitsverläufe sind in den Abbildungen 2.8 und 2.9 dargestellt.

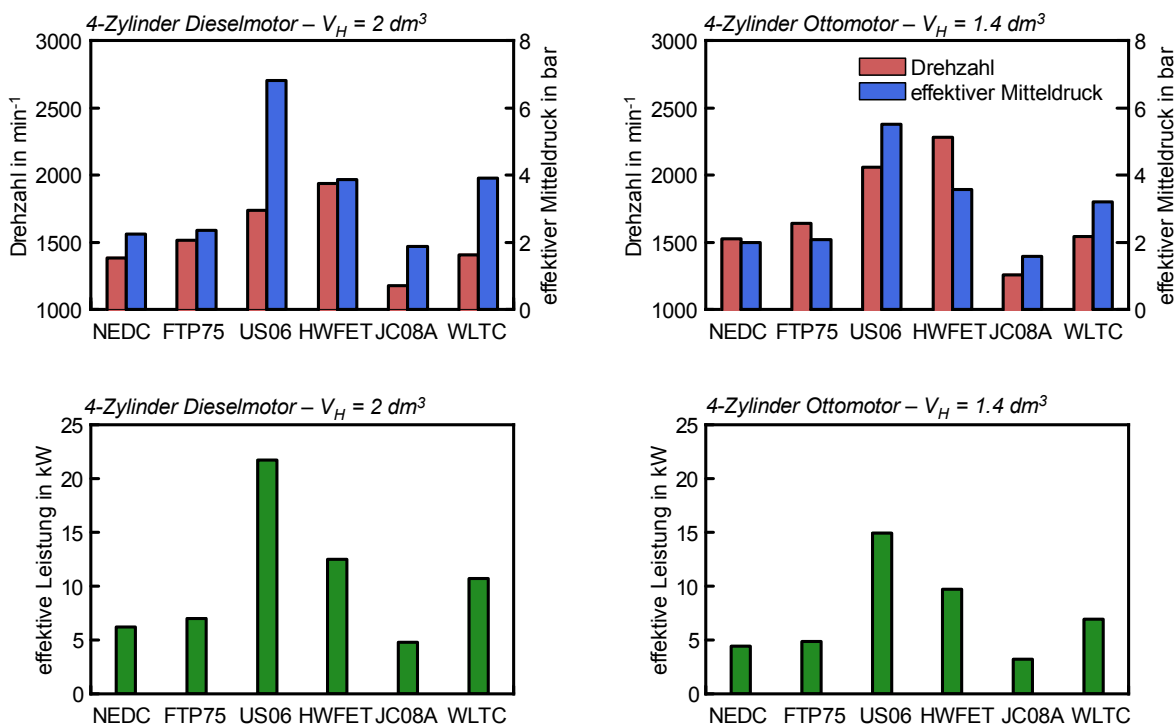


Abbildung 2.8: Mittlere Lastpunkte für verschiedene Fahrzyklen – Otto- und Dieselmotor

Die größten Kraftstoffverbrauchspotenziale durch Motorreibungsreduktion können, aufgrund der niedrigen Lastkollektive demnach im japanischen und europäischen Fahrzyklus erreicht werden. Entgegengesetzt dazu ergeben sich die niedrigsten Poteziale beim amerikanischen US06-Fahrzyklus, welcher durch Motorbetriebspunkte bei deut-

2 Einfluss der Reibleistung und Methoden zu deren Bestimmung

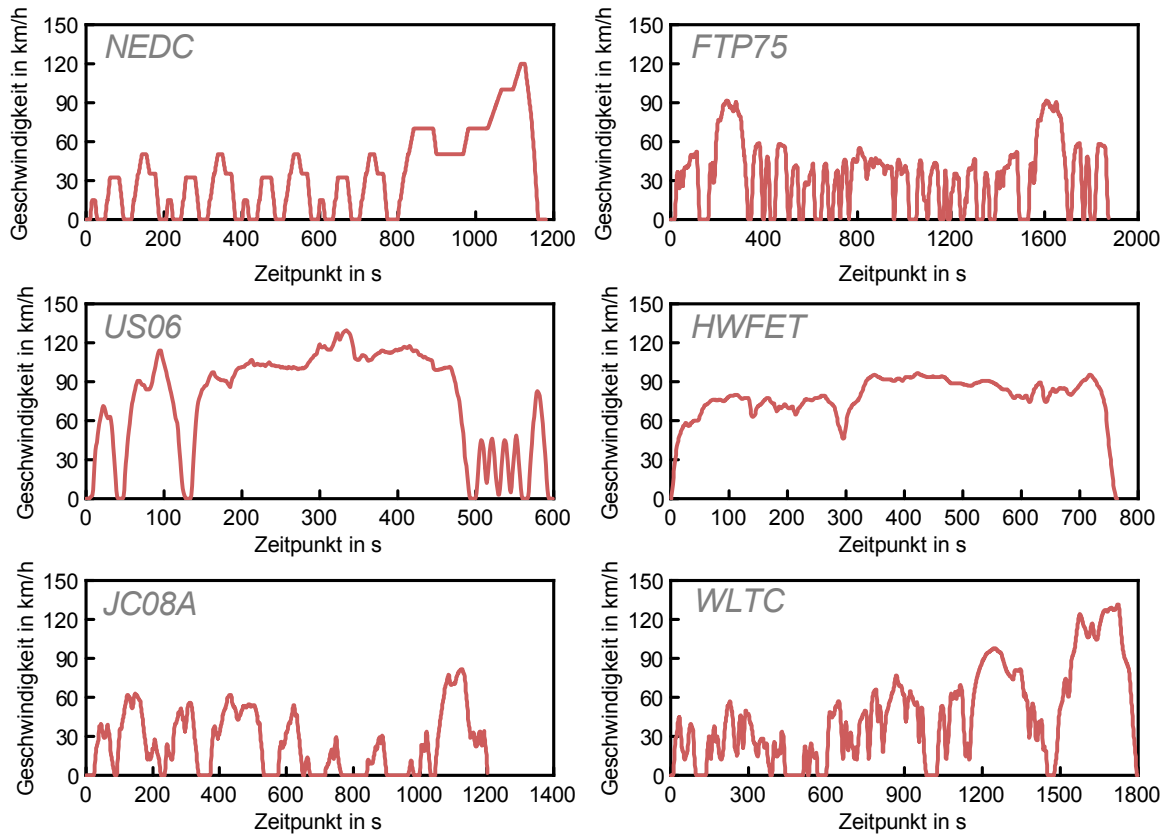


Abbildung 2.9: Geschwindigkeitsverläufe für verschiedene Fahrzyklen – Otto- und Dieselmotor

lich höheren Lasten charakterisiert wird. Durch die dargestellten Grenzpotenzialbetrachtungen soll gezeigt werden, dass die Verbrauchspotenziale durch Motorreibungsreduktion maßgeblich vom Fahrzyklus bzw. den jeweiligen Betriebspunkten im Motor-kennfeld abhängen.

Das Grenzpotenzial der Reibungsabsenkung stellt die vollständige Elimination der Motorreibung dar und ist in der Praxis natürlich nicht erreichbar. Vielmehr werden hier deutlich geringere Reduktionspotenziale der Motorreibung erreicht. Aus diesem Grund ist in Abbildung 2.10 die Absenkung des Kraftstoffverbrauchs über der Reibungsreduktion für den Mittelklasse mit 4-Zylinder Dieselmotor dargestellt.

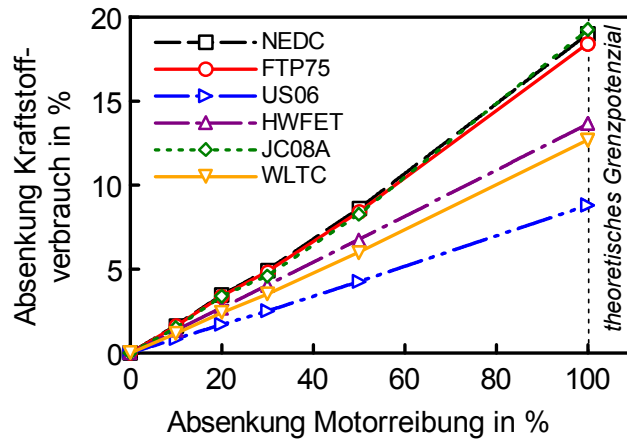


Abbildung 2.10: Einsparungspotenziale durch Reibungsreduktion in verschiedenen Fahrzyklen für einen 4-Zylinder Dieselmotor – Fahrzeug SMK = 1700 kg

2.1.3 Komponentenbetrachtungen

Im Folgenden sollen die zuvor vorgestellten Potenzialberechnungen an Vollmotoren (bzw. Fahrzeugkonfigurationen) bezüglich deren Kraftstoffverbrauchsreduktionen, bedingt durch Motorreibungsreduktion, auf die verschiedenen mechanischen Motorkomponenten ausgeweitet werden. Um diese Berechnungen durchführen zu können, wurde eine Längsdynamiksimulation mit befeuerten Reibungsmessungen und Messungen aus Strip-Down Reibungsuntersuchungen kombiniert. Alle dafür notwendigen Messdaten wurden im Zuge der Arbeit ermittelt.

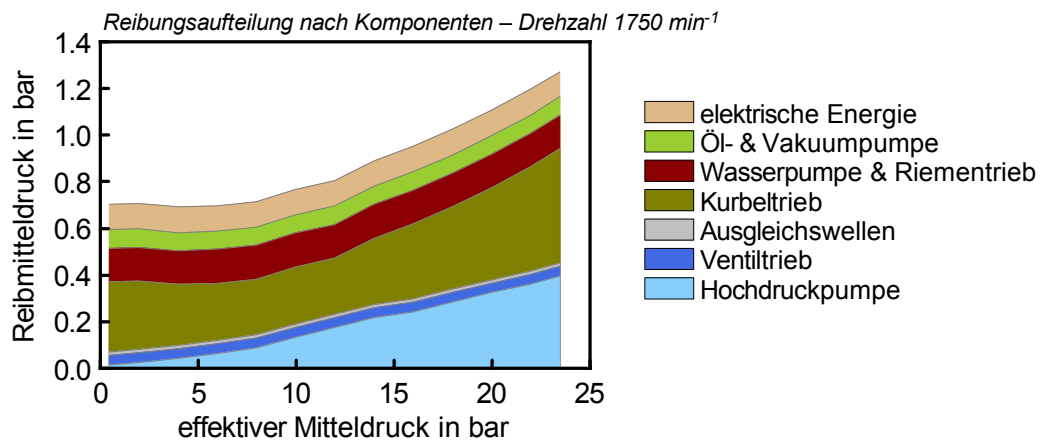


Abbildung 2.11: Reibungsaufteilung 4-Zylinder Dieselmotor bei einer Drehzahl von 1750 min⁻¹

Sämtliche Reibungsniveaus von Komponenten, welche keine Lastabhängigkeit aufzeigen (z.B.: Wasserpumpe, Ventiltrieb, usw.) wurden aus Strip-Down Messungen herangezogen. Das Reibungsniveau der Common-Rail Hochdruckpumpe wurde aus Einspritzmenge, Raildruck und Pumpenwirkungsgrad berechnet. Danach wurden sämtliche Komponenten von der befeuerten Messung subtrahiert, bis schlussendlich der Kurbeltrieb resultierte. Diese Methodik erlaubt eine vereinfachte Ermittlung der Reibungsniveaus verschiedener Motorkomponenten im befeuerten Betrieb. Die im Folgenden dargestellten Komponentenbetrachtungen basieren auf folgenden Vereinfachungen:

- Wirkungsgrad der Common-Rail Hochdruckpumpe 50 %
- Reibungsniveau der Ölpumpe wurde aus Strip-Down Messung übernommen - keine Berücksichtigung des aktuellen Betriebspunktes der Ölpumpe im befeuerten Betrieb möglich

In Abbildung 2.11 ist die Reibungsaufteilung nach Komponenten am Beispiel eines Lastschnitts bei 1750 min⁻¹ dargestellt.

Abbildung 2.12 zeigt die verschiedenen Motorkomponenten bezüglich deren Verbrauchsanteilen durch Motorreibung im NEDC-Fahrzyklus für einen 4-Zylinder Dieselmotor (betriebswarm). Die obere der beiden Darstellungen zeigt jeweils den prozentualen Anteil der Komponenten am Gesamtverbrauch, wo hingegen die untere Darstellung die absoluten Komponentenverbräuche durch die Reibung zeigt.

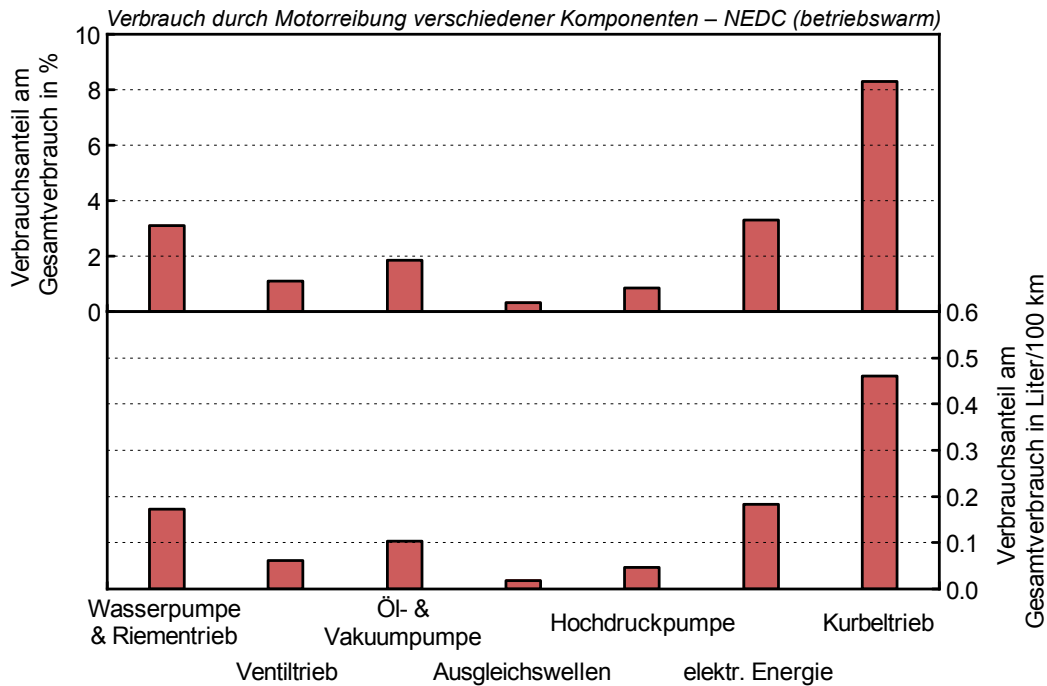


Abbildung 2.12: Reibungsaufteilung Mittelklasse Diesel Pkw (SMK = 1700 kg) im NEDC-Fahrzyklus

Erkennbar ist, dass die größten Reibungsanteile im NEDC-Fahrzyklus vom Kurbeltrieb, bestehend aus Kolben, Kolbenringen, Pleuellager und Kurbelwellenhauptlager, erzeugt werden. Demnach ist bei diesen Komponenten auch das größte Kraftstoffverbrauchseinsparungspotenzial vorhanden.

Relativ geringe Potenziale zeigen beispielsweise die Ausgleichswellen des Versuchsträgers, die Common-Rail Hochdruckpumpe sowie der Ventiltrieb. Diese Tatsachen liegen in der Wälzlagerung der Ausgleichswellen bzw. der, aufgrund der niedrigen Lastpunkte benötigten, geringen Raildrücke und Einspritzmengen im NEDC-Fahrzyklus begründet.

Wesentliche Optimierungspotenziale zeigen bei dem dargestellten Versuchsträger auch die Nebenaggregate Wasserpumpe und Ölpumpe, welche über keinerlei bedarfsgerechter Regelungen verfügen.

Abbildung 2.13 zeigt ebenfalls die idente Darstellungsform der Reibungsaufteilung am Gesamtverbrauch, jedoch um mehrere verschiedene betriebswarme Fahrzyklen erweitert.

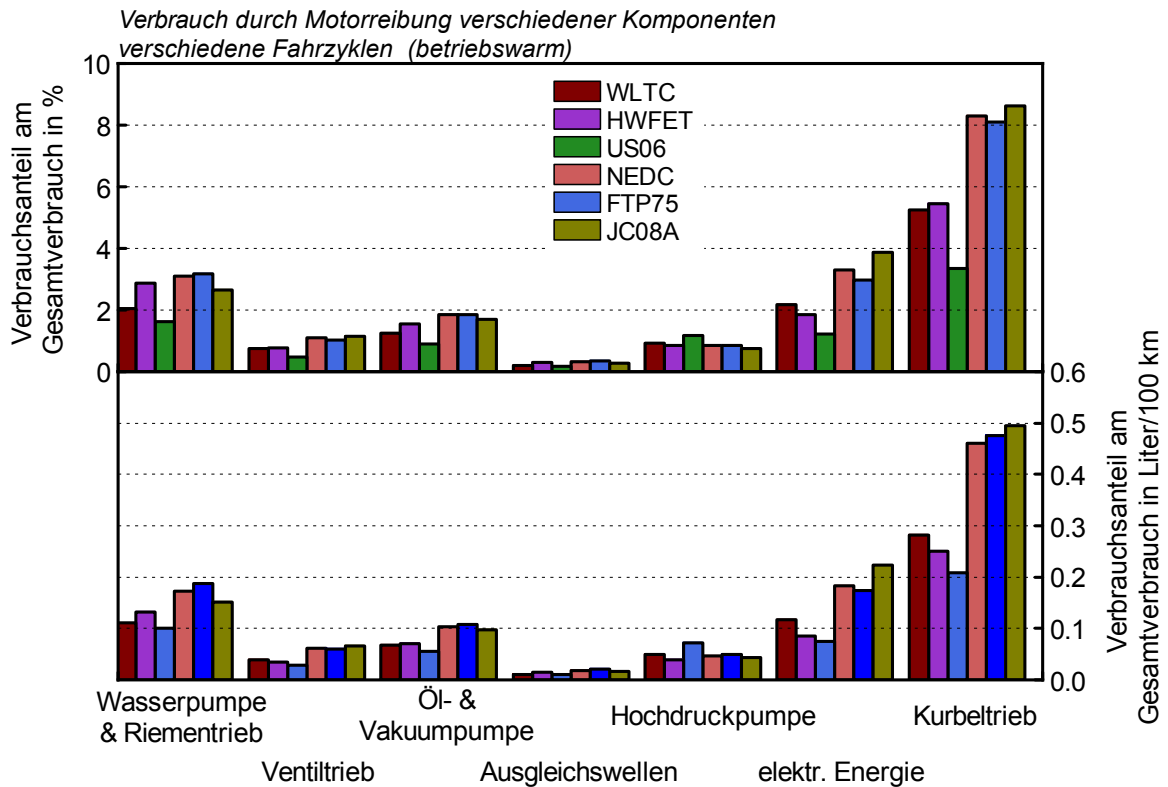


Abbildung 2.13: Reibungsaufteilung Mittelklasse Diesel Pkw (SMK = 1700 kg) in verschiedenen Fahrzyklen

Beispielsweise ist erkennbar, dass bei tendenziell höherlastigen Fahrzyklen wie z.B. dem US06-Fahrzyklus die Hochdruckpumpe einen größeren Anteil annimmt. Dies liegt in der Tatsache begründet, dass dieser Zyklus bei höheren Lasten (d.h. auch höheren Einspritzmengen und Raildrücken = höhere Leistungsaufnahme der Common-Rail Hochdruckpumpe) absolviert wird.

Über zyklusrelevante Einsparungspotenziale bezüglich CO_2 -Emissionen bzw. Umrechnungen von Reibleistungsdifferenzen in Kraftstoffverbrauchsänderungen wird auch in [12] berichtet.

Darstellungen dieser Art haben für den Ingenieur den wesentlichen Vorteil, Einsparungspotenziale bei der Reibungsoptimierung verschiedener Komponenten abschätzen zu können bzw. entscheiden zu können, welche Komponenten eines Verbrennungsmotors Schwerpunktthemen für Reibleistungsoptimierungen bieten.

2.2 Methoden zur Bestimmung der Reibleistung

Zur messtechnischen Ermittlung der Reibleistung von Verbrennungsmotoren sind verschiedene Methoden bekannt. Im Folgenden werden Verfahren beschrieben, deren Anwendung zum Teil auch in dieser Arbeit Einzug fand. Diese Verfahren stellen zugleich auch die in der Industrie oftmals angewandten dar. Aus Gründen der Vollständigkeit soll an diesem Punkt festgehalten werden, dass noch weitere Verfahren zu experimentellen Ermittlung der Reibleistung existieren [15], diesen jedoch oftmals nur geringe praktische Bedeutung zukommt.

Die genaue Ermittlung der Reibungsverluste von Verbrennungskraftmaschinen ist mit erheblichem Aufwand verbunden [6]. Sehr wichtig dabei ist eine exakte Durchführung der Versuche [30].

2.2.1 Indiziermethode

Bei dieser Methode werden die Zylinderdruckverläufe mittels einer Zylinderdruckindizierung bestimmt. Die Integration des Zylinderdrucks über dem Volumen liefert in Kombination mit dem Hubvolumen den indizierten Mitteldruck (siehe Formel 2.3).

$$p_i = \frac{\oint p dV}{V_h} \quad (2.3)$$

Der effektive Mitteldruck ergibt sich durch Messung des effektiven Drehmoments. Der Reibmitteldruck wird aus der Differenz aus indiziertem und effektivem Mitteldruck ermittelt. Im Falle eines 4-Taktmotors kann der effektive Mitteldruck aus dem gemessenen effektiven Drehmoment entsprechend Formel 2.4 berechnet werden.

$$p_e = \frac{4\pi \cdot M_e}{V_H} \quad (2.4)$$

Die Hauptschwierigkeit in der Reibleistungsmessung liegt in der Differenzbildung aus indiziertem und effektivem Mitteldruck bzw. der Differenzbildung zweier, in der Regel in ähnlicher Größenordnung auftretenden, Messgrößen (siehe Abbildung 2.14) [17].

Geringe Fehler in der messtechnischen Ermittlung der beiden Größen können demnach erhebliche Auswirkungen auf die gesuchte Differenzgröße, den Reibmitteldruck, haben. Aus diesem Grund ist eine sehr genaue Messung wichtig [15].

Ein wesentlicher Vorteil des Indizierverfahrens liegt in der Ermittlung der Reibungsverluste im realen Motorbetrieb. Demzufolge werden sämtliche reibungsrelevante Einflussgrößen (thermische Ausdehnung des Kolbens, Zylinderverzüge, usw.) im Zuge der Messung korrekt abgebildet.

Die Anwendung des Indizierverfahrens bringt jedoch hohe Anforderungen an die Messgenauigkeit mit sich.

Speziell die Bestimmung der inneren Arbeit ist mit hohem Aufwand verbunden [28].

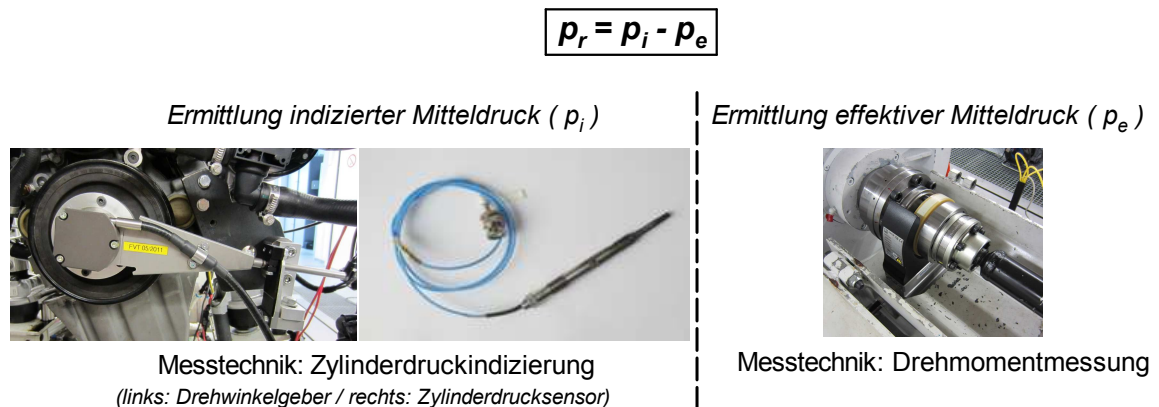


Abbildung 2.14: Reibungsbestimmung nach der Indiziermethode

Insbesondere die Zylinderdruckindizierung muss hierbei sehr genau durchgeführt werden. Diese Tatsache wurde bereits in frühen Veröffentlichungen zum Themengebiet der experimentellen Reibleistungsermittlung von Verbrennungsmotoren erkannt [33].

Des Weiteren ist es bei dieser Methode wichtig, dass die Zylinderdruckindizierung an allen Zylindern (Vollindizierung) durchgeführt wird. Die ermittelte Reibung stellt einen Summenwert dar, wodurch eine differenzierte Komponentenbetrachtung oftmals schwierig wird.

Eine wichtige Tatsache ist, dass die Indiziermethode das einzige Verfahren darstellt, mit welchem Reibungsverluste einer Verbrennungskraftmaschine unter realen Motorbedingungen erfasst werden können.

2.2.2 Floating-Liner Verfahren

Das Floating-Liner Verfahren (siehe Abbildung 2.15) ermöglicht die direkte Messung der Reibkräfte am Kolben-Liner Kontakt. Dieses Verfahren ist jedoch aufgrund seiner konstruktiven Komplexität oftmals auf 1-Zylinder Aggregate beschränkt. Um die Reibkraft direkt über Kraftmesssensoren messen zu können, ist die Zylinderlaufbuchse schwimmend gelagert. Mittels dieses Aufbaus ist es möglich die Reibkraft direkt, aufgelöst über °KW zu messen [24, 16].

Demzufolge ist die direkte Bestimmung der Reibkraft der Kolben-Zylinder Paarung durch Anwendung dieses Verfahrens möglich [7].

Eine wesentliche Einschränkung dieses Verfahrens, sind die im Vergleich zur Realität ungleichen Zylinderverzüge. Diese weichen aufgrund des 1-Zylinderaufbaus bzw. der schwimmend gelagerten Buchse, sowie anderer thermischer Kühlungsrandbedingungen von jenen des Vollmotors ab [24].

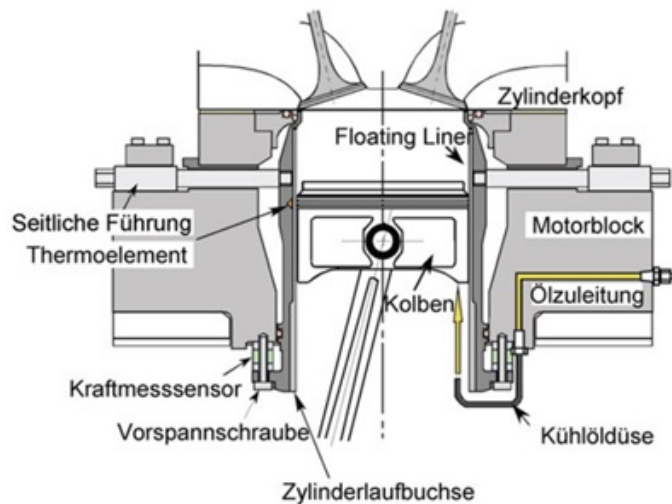


Abbildung 2.15: Reibungsbestimmung nach der Floating-Liner Methode [24]

2.2.3 Schleppmessung

Im Vergleich zur Indiziermethode liegt der grundsätzliche Unterschied der Schleppmessung im unbefeuerten Zustand des Verbrennungsmotors. Bei diesem Verfahren wird der Motor von einer externen Maschine angetrieben und dabei das Schleppmoment gemessen. Betriebsmedien, wie Kühlmittel und Öl, werden in der Regel mittels Konditionieranlagen konditioniert und entsprechende Messungen bei verschiedenen Temperaturniveaus durchgeführt.

Ein großer Vorteil dieser Methode liegt in der möglichen Durchführung eines Strip-Down Versuchs, wobei schrittweise verschiedene Motorkomponenten entfernt werden. Aus der Differenz der jeweiligen Schritte kann auf die Reibung entsprechender Komponenten rückgeschlossen werden.

Ein wesentlicher Nachteil dieser Methode liegt in den nicht korrekt realen Betriebsbedingungen des Motors. Somit kann z.B. der Einfluss des sich mit steigender Last ändernden Zylinderdruckes mit diesem Verfahren nicht wiedergegeben werden.

Eine spezielle Form der Schleppmessung wird vom Verfahren der fremdaufgeladenen Schleppmessung gebildet. Hierbei erfolgt die Anhebung der Zylinderspitzen drücke im Zylinder durch den Einsatz einer externen Aufladung der Ansaugluft [2].

Bereits frühe Veröffentlichungen berichten über externe Druckbeaufschlagungen des Kolbens im Schleppbetrieb [33].

Auf diesem Weg wird zwar ein, im Vergleich zum konventionellen Schleppbetrieb, erhöhter Zylinderspitzen druck abgebildet, jedoch entspricht die Form des Druckverlaufes und damit die normalkraftbedingte Belastungssituation des Kolbens nicht der real, befeuerten, Situation. Eine weitere und wesentliche Einschränkung stellen die inkorrekten thermischen Randbedingungen dar.

2.3 Methodik zur Bestimmung befeuerter Reibkennfelder

Aufgrund der hohen Genauigkeitsanforderungen bei Reibungsmessungen im befeuerten Betrieb wurde im Zuge dieser Dissertation eine Methodik (siehe Abbildung 2.16) zur Bestimmung befeuerter Reibkennfelder ermittelt.

Als vorteilhaft stellte sich, speziell im Zuge von mechanischen Variantenvergleichen, heraus, den Verbrennungsmotor elektrisch fremdzuversorgen und die für den Motorbetrieb benötigte elektrische Energie gegebenenfalls nachträglich aufzurechnen. Ein wesentlicher Vorteil dieser elektrischen Entkoppelung liegt darin, dass die Motorreibung nicht durch den aktuellen Ladezustand der Batterie (über Generatorleistung) beeinflusst wird.

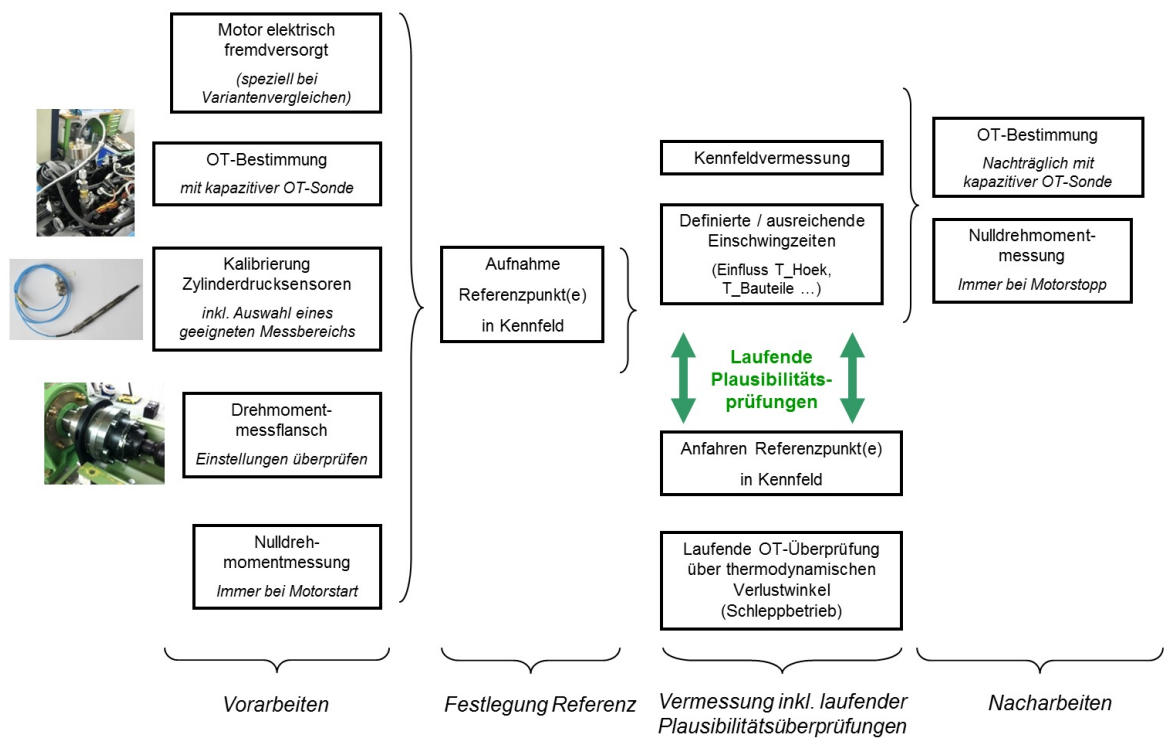


Abbildung 2.16: Methodik zur Bestimmung befeuerter Reibkennfelder

Um Reibleistungsmessungen möglichst genau durchführen zu können ist eine möglichst exakte Zuordnung des oberen Totpunkts zum Kurbelwinkel sehr wichtig. Aus diesem Grund wurde bei dieser Zuordnung das genaueste bzw. auch aufwändigste Verfahren mittels der kapazitiven OT-Sonde durchgeführt. Bei diesem Verfahren wird der kapazitive OT-Sensor in der Injektorbohrung anstelle des Injektors platziert. Die Bestimmung des oberen Totpunkts erfolgte dabei im Schleppbetrieb bei mittlerer Drehzahl der Motoren.

Die Einbausituation der kapazitiven OT-Sonde ist in der folgenden Abbildung 2.17 dargestellt.

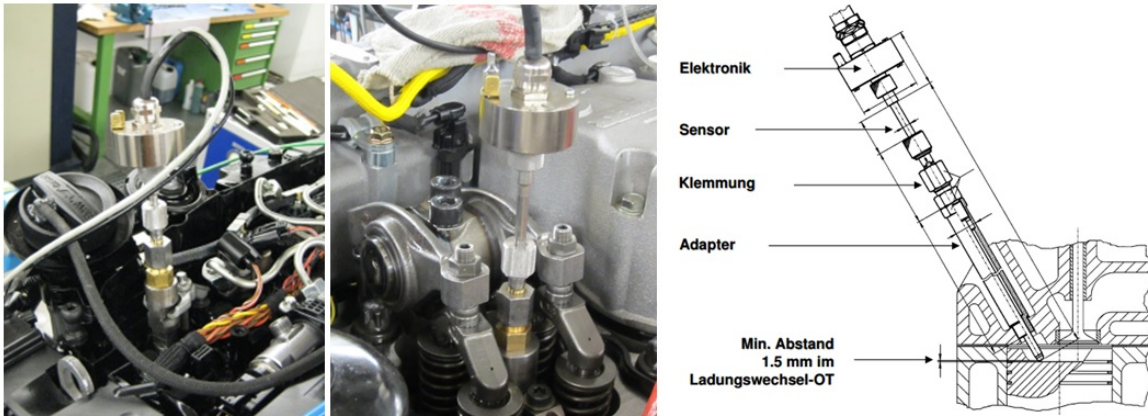


Abbildung 2.17: OT-Bestimmung mittels der kapazitiven OT-Sonde – Bilder links und Mitte: Einbau mit Injektoradapter– Bild rechts: Einbausituation – Schnittdarstellung [4]

Der Sensor und Kolbenboden bilden dabei einen Kondensator, dessen Kapazität sich linear mit dem Abstand von Sensorkopf zum Kolbenboden verändert. Auf Basis dieser Kapazitätsänderung wird der obere Totpunkt bestimmt [35].

Um den Fehler dieser Einflussgröße möglichst gering zu halten (siehe Kapitel 3.1) wurde die OT-Zuordnung bei allen experimentellen Untersuchungen mittels der kapazitiven OT-Sonde (AVL 428) sowohl am Beginn als auch am Ende der Messungen durchführt bzw. überprüft.

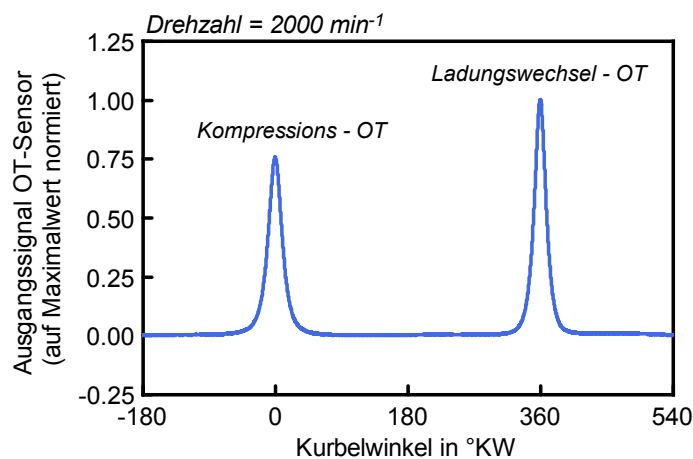


Abbildung 2.18: Signalverlauf der kapazitiven OT-Sonde

Abbildung 2.18 zeigt einen typischen, im Zuge der kapazitiven OT-Einpassung an

einem 4-Zylinder Dieselmotor ermittelten, Verlauf des Sondensignals. Ersichtlich sind sowohl Signalamplituden im Kompressions- und Ladungswechsel-OT.

Aufgrund des Spiels in den Gleitlagern und des geringeren Zylinderdrucks beim Ladungswechsel ist das Signal im Ladungswechsel OT höher [25].

Durch die Ventilbewegung im Bereich des Ladungswechsel-OT erfolgt eine Beeinflussung des OT-Sensorsignals. Aus diesem Grund wird für die Berechnung des oberen Totpunkts in der Indiziersoftware (AVL Indicom) das Signal des Kompressions-OT herangezogen. Durch die eindeutige Ventilstellung der Ein- und Auslassventile bei Kompressions-OT ist die Bestimmung des oberen Totpunkts mit höchster Genauigkeit möglich [4].

Eine weitere, im Zuge dieser Arbeit angewandte, Methode zur OT-Einpassung stellt die Einpassung über den thermodynamischen Verlustwinkel dar. Die Anwendung dieses Verfahrens der OT-Zuordnung setzt jedoch die Kenntnis dieser Größe voraus. Aufgrund der Wandwärmeverluste im realen Motorbetrieb liegt das Druckmaximum einer Schleppekurve nicht exakt im oberen Totpunkt sondern geringfügig früher. Diese Differenzwinkelgröße wird als thermodynamischer Verlustwinkel bezeichnet (Abbildung 2.19).

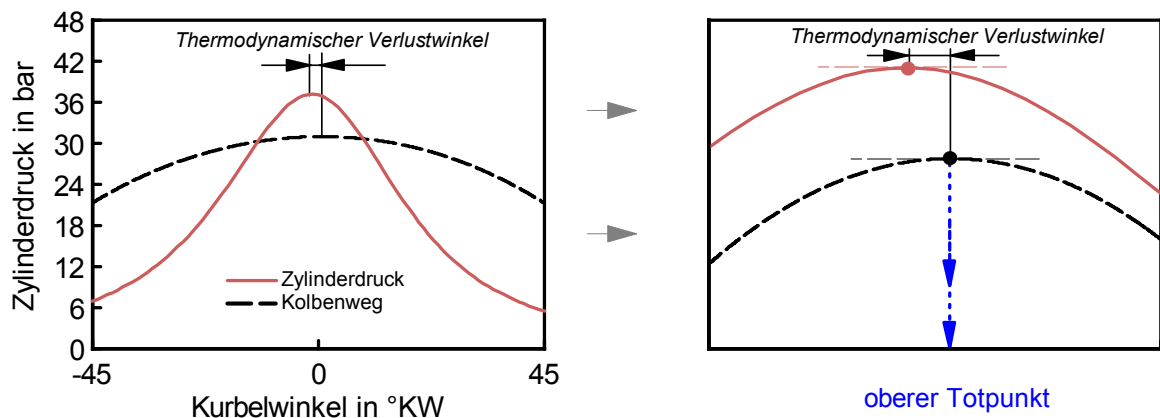


Abbildung 2.19: Thermodynamischer Verlustwinkel

Der Verlauf des thermodynamischen Verlustwinkels ist exemplarisch für verschiedene, im Zuge der Arbeit untersuchte, Diesel- und Ottomotoren in den Abbildungen 2.20 und 2.21 dargestellt. Bei allen Motoren erfolgte zuvor eine OT-Einstellung mittels der kapazitiven OT-Sonde. Erkennbar ist bei allen Motoren eine Abnahme des thermodynamischen Verlustwinkels sowohl mit der Motordrehzahl, als auch mit steigendem Volumen/Oberflächenverhältnis.

Aufgrund der Beeinflussung diverser thermischer Randbedingungen wurde der thermodynamische Verlustwinkel für schnelle Plausibilisierungen verwendet. Ein wesentlicher Vorteil dieser Vorgehensweise liegt in der schnellen und einfachen Überprüfung. Angemerkt werden soll hierbei jedoch, dass dieses Verfahren die Zuordnung des oberen

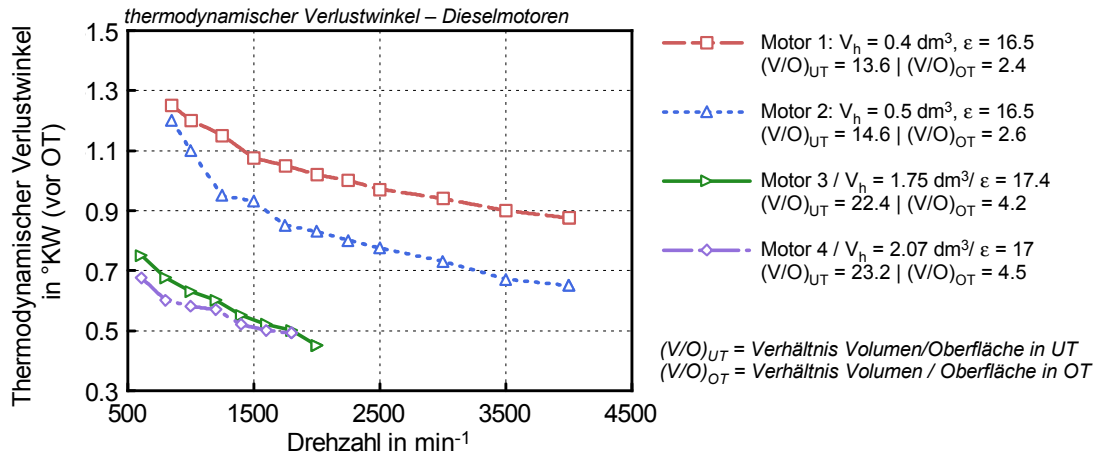


Abbildung 2.20: Thermodynamischer Verlustwinkel für verschiedene Dieselmotoren

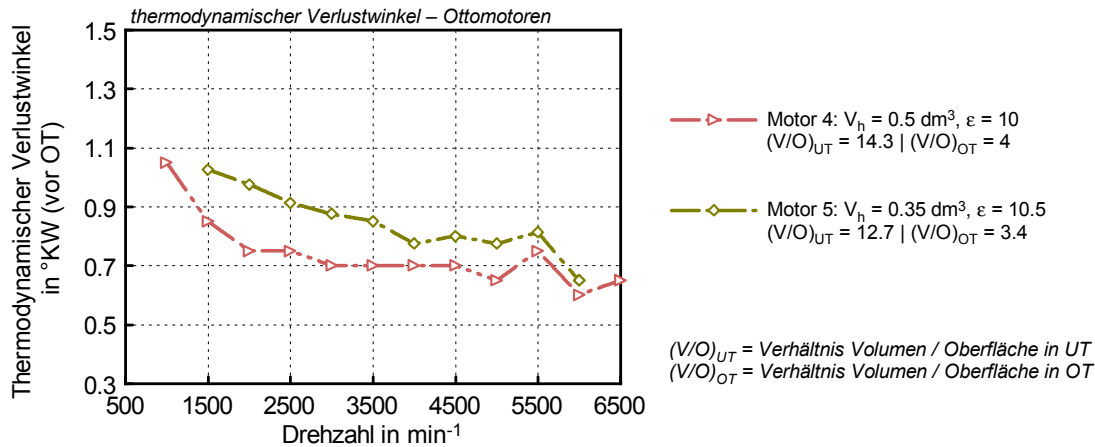


Abbildung 2.21: Thermodynamischer Verlustwinkel für verschiedene Ottomotoren

Totpunkts mittels kapazitiver OT-Sonde nicht ersetzte, sondern lediglich zu Kontrollzwecken diente.

Zur Sicherstellung der Messgenauigkeit wurden am Beginn der Messungen Referenzpunkte definiert, die im Zuge der Messungen vermehrt gemessen wurden. Dadurch wurde eine möglichst hohe Reproduzierbarkeitsgenauigkeit bzw. schnelle Erkennung von Messfehlern sichergestellt.

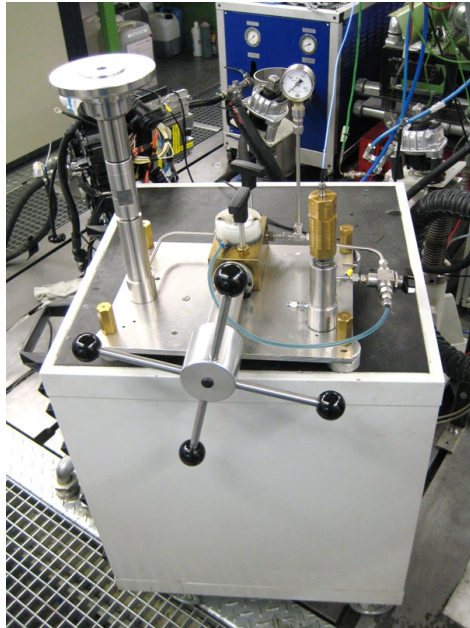


Abbildung 2.22: Kalibriereinrichtung zur Kalibrierung der Zylinderdrucksensoren

Von großer Bedeutung bei Reibleistungsmessungen ist die genaue und laufende Kalibrierung der Zylinderdrucksensoren. Diese wurde laufend mittels einer eigenen Kalibriervorrichtung (Abbildung 2.22) durchgeführt

2.3 Methodik zur Bestimmung befeuerter Reibkennfelder

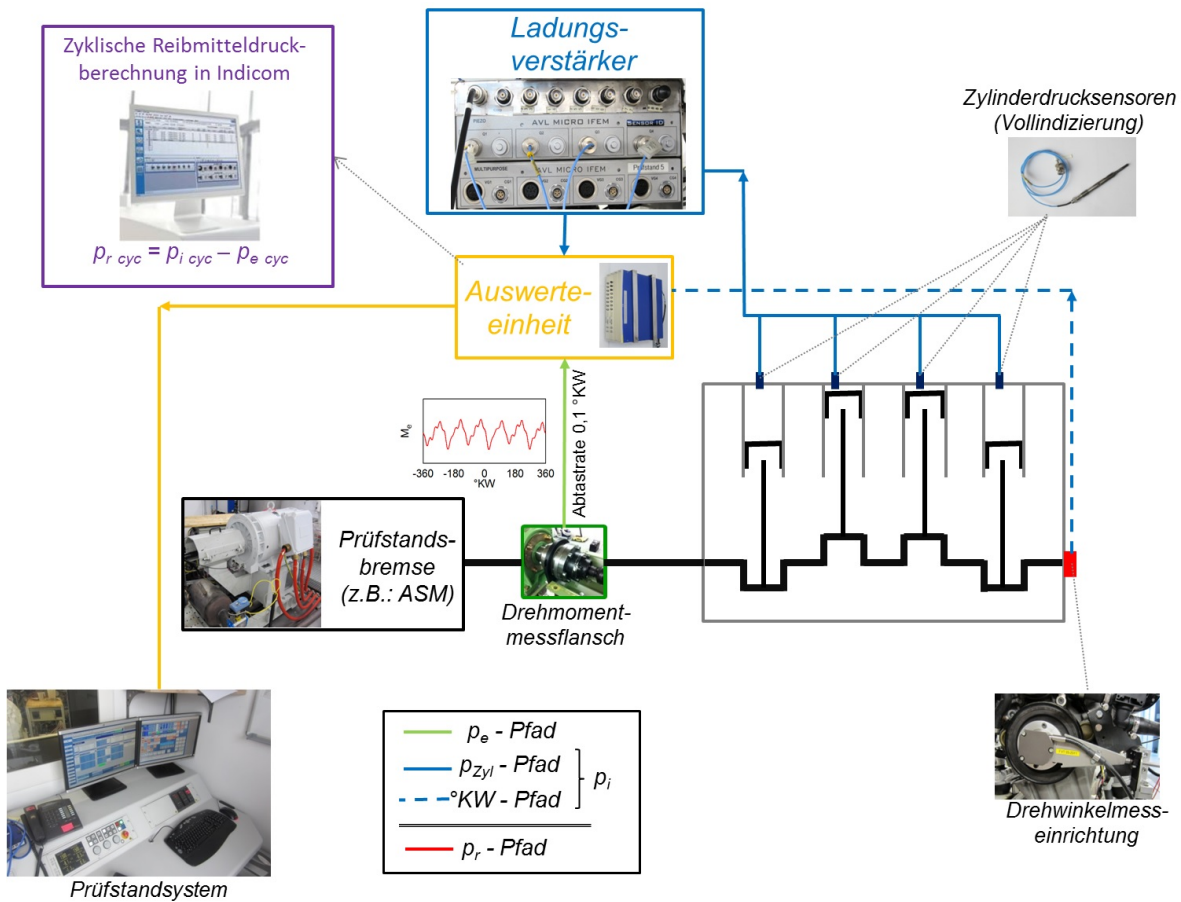


Abbildung 2.23: Signalfluss Prüfstand – Reibungsmessungen

Abbildung 2.23 zeigt den Signalfluss am Prüfstand bei den im Zuge der Arbeit durchgeführten Reibungsmessungen. Erkennbar ist, dass die Messung des effektiven Drehmoments über einen Drehmomentmessflansch durchgeführt wurde. Dabei wurde das effektive Drehmoment mit einer Abtastrate von 0,1 °KW aufgezeichnet und als Analogsignal in das Indiziersystem übertragen. Des Weiteren wurde an jedem untersuchten Versuchsträger eine Vollindizierung durchgeführt, welche die zweite Eingangsgröße zur Reibmitteldruckbestimmung bildet.

Eine sehr wichtige Tatsache ist, dass beide, für die Reibmitteldruckbestimmung relevanten, Größen (indizierter & effektiver Mitteldruck) zeitgleich im Indiziersystem verarbeitet werden (= zyklische Reibmitteldruckberechnung in Indicom).

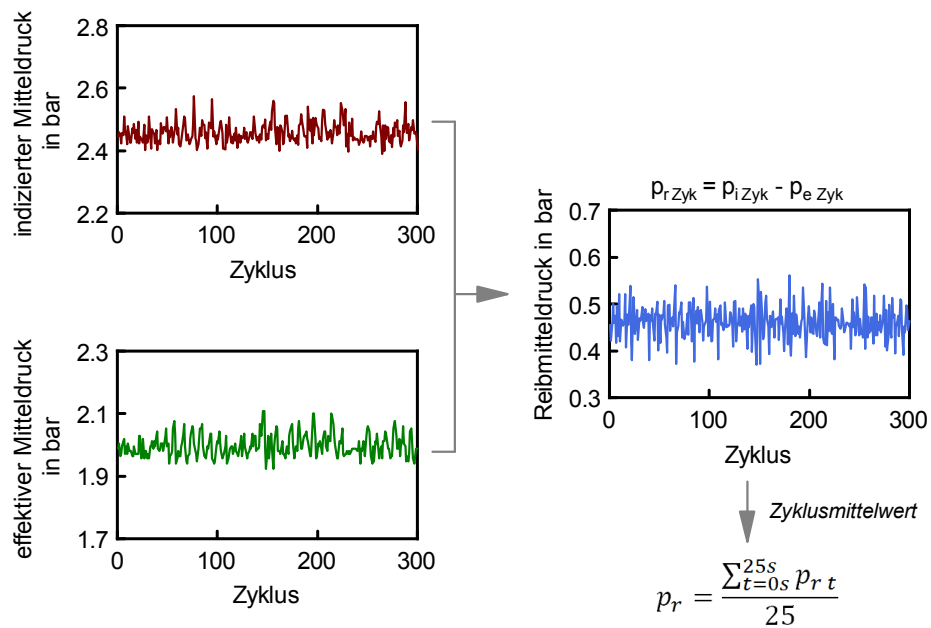


Abbildung 2.24: Zyklische Reibmitteldruckbestimmung

Dieser Signalfluss ist in Abbildung 2.24 dargestellt. Erkennbar ist, dass sowohl der indizierte als auch der effektive Mitteldruck zeitgleich und zyklisch verarbeitet werden. Über deren Differenzbildung wird der Verlauf eines zyklischen Reibmitteldrucks berechnet. Als Ausgabegröße des Reibmitteldrucks wurde dessen zyklischer Verlauf über eine Messzeit von 25 Sekunden gemittelt.

2.3.1 Einfluss der OT-Einstellung an verschiedenen Zylindern

Im Zuge der in Kapitel 5 durchgeführten experimentellen Reibungsuntersuchungen an einem NFZ-Motor wurde der Einfluss der OT-Bestimmung mit der kapazitiven OT-Sonde an verschiedenen Zylindern untersucht. Zu diesem Zweck wurde bei dem Reihensechszylindermotor jeweils eine OT-Bestimmung am vorderen (=Zylinder 1) und einem hinteren Zylinder (= Zylinder 5) durchgeführt.

Die OT-Bestimmung erfolgte bei betriebswarmem Motor und einer mittleren Drehzahl von 1200 min^{-1} im Schleppbetrieb. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Abbildung 2.25 dargestellt.

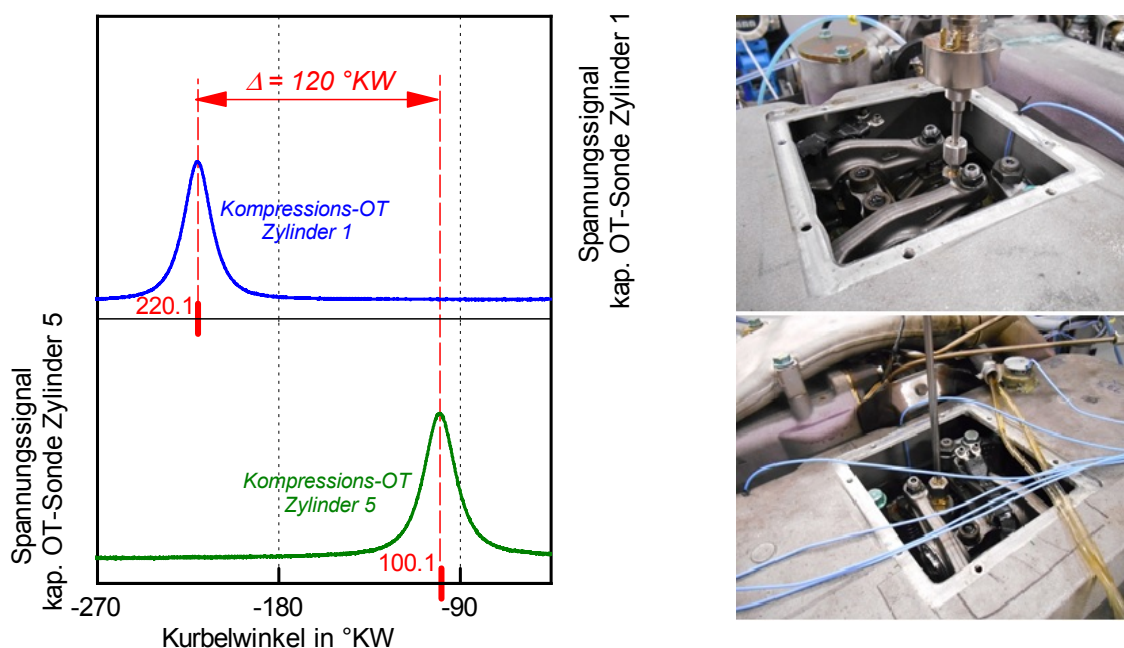


Abbildung 2.25: Kapazitive OT-Bestimmung an verschiedenen Zylindern – NFZ-Motor

Demzufolge konnte kein Einfluss der Kurbelwellenverformung auf die Lage des oberen Totpunkts beim Schleppen des Motors zwischen den beiden Zylindern festgestellt werden. Bei Betrachtung der Spannungssignale der beiden OT-Sonden ist der natürliche 120°KW Versatz der beiden betrachteten Zylinder erkennbar.

3 Fehlerbetrachtung am Beispiel der Indiziermethode

In diesem Kapitel sollen wesentliche Fehler bei Reibungleistungsmessungen nach der Indiziermethode dargestellt bzw. deren Auswirkungen exemplarisch quantifiziert werden. Diese Fehlerbetrachtungen wurden anhand eines Lastschnitts bei einer zyklusrelevanten Drehzahl von 1500 min^{-1} an einem 4-Zylinder Pkw-Dieselmotors durchgeführt.

3.1 Zuordnung des oberen Totpunkts

Eine exakte Zuordnung des oberen Totpunkts zum Kurbelwinkel ist für die Erzielung einer hohen Messgenauigkeit bei Indiziermessungen sehr wichtig. Eine zu frühe OT-Lage, was eine Rechtsverschiebung des Zylinderdruckverlaufs bedeutet, bewirkt beim aufwärts gehenden Kolben einen zu niedrigen und beim abwärtsgehenden Kolben einen zu hohen Druck. Bei zurückversetzter OT-Lage kehren sich diese Verhältnisse um [25].

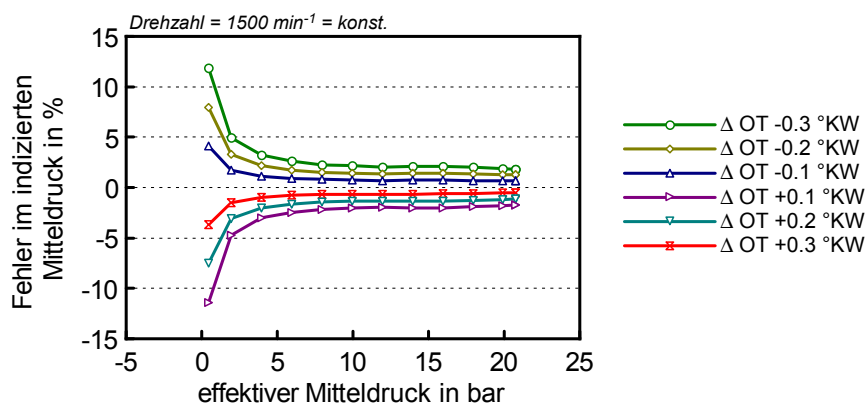


Abbildung 3.1: Fehler in der Zuordnung des oberen Totpunkts – Auswirkung auf den indizierten Mitteldruck

Eine Abweichung der OT-Lage führt aufgrund der zeitlichen Verschiebung des Volumenverlaufs zum Druckverlauf zu einer Änderung des indizierten Mitteldrucks. Diese ist in Abbildung 3.1 für eine Drehzahl von 1500 min^{-1} dargestellt.

Erkennbar ist eine tendenzielle Abnahme des Fehlers im indizierten Mitteldruck durch eine falsche OT-Lage mit der Last des 4-Zylinder Dieselmotors.

3 Fehlerbetrachtung am Beispiel der Indiziermethode

Der Zusammenhang des Fehlers im indizierten Mitteldruck und dem resultierenden Fehler im Reibmitteldruck, verursacht durch einen Zuordnungsfehler im oberen Totpunkt, ist in Abbildung 3.2 für zwei Lastpunkte bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} dargestellt. Wie bereits in Abbildung 3.1 gezeigt, ist eine tendenzielle Abnahme des Fehlers im indizierten Mitteldrucks mit steigender Last, sowie eine tendenzielle Zunahme des Fehlers im Reibmitteldruck erkennbar.

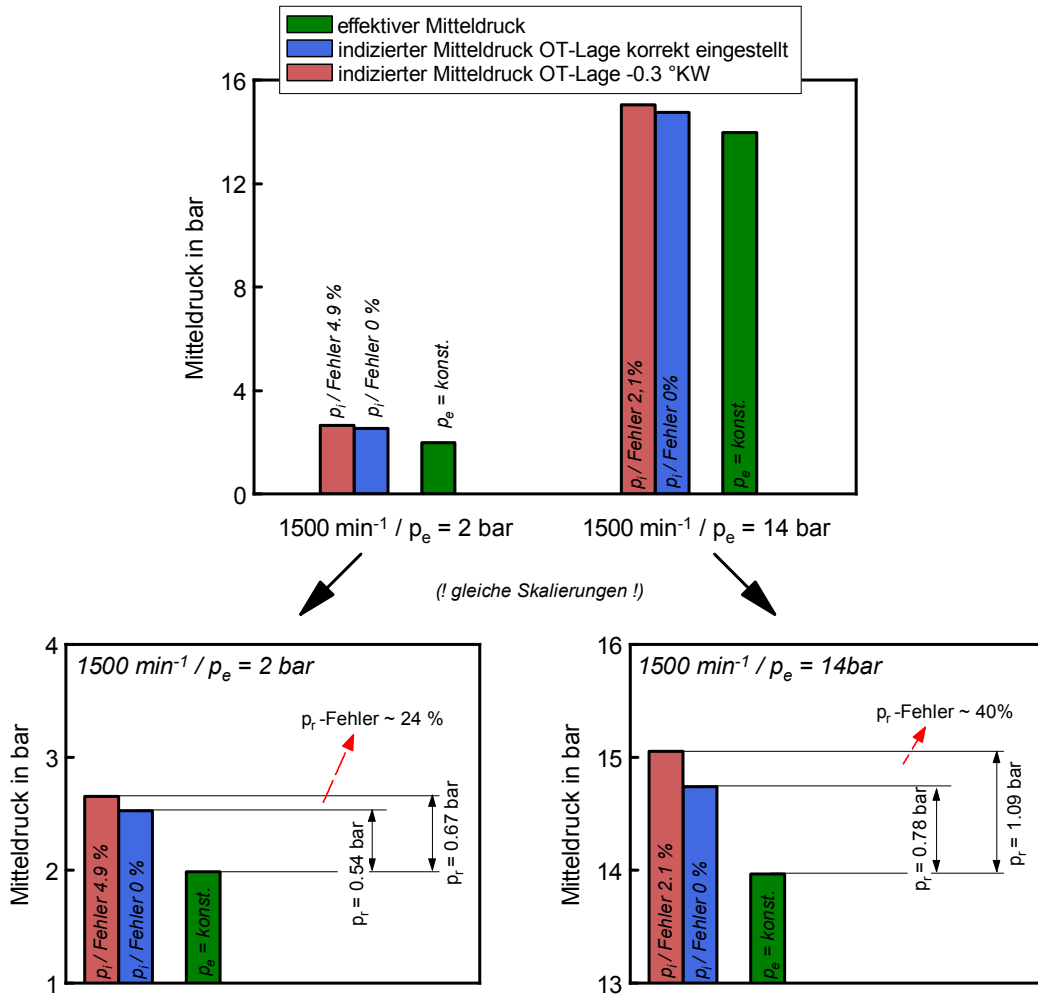


Abbildung 3.2: OT-Fehler – Zusammenhang Fehler indizierter und Reibmitteldruck

Abbildung 3.3 zeigt die Auswirkungen, verursacht durch den Fehler in der Zuordnung des oberen Totpunkts, auf den Fehler im Reibmitteldruck bei verschiedenen Lastzuständen des Versuchsträgers und einer Drehzahl von 1500 min^{-1} .

Erkennbar hierbei ist, dass bereits bei einem effektiven Mitteldruck von 2 bar und einem Fehler in der OT-Zuordnung von $0.1 \text{ }^\circ\text{KW}$ ein Fehler im Reibmitteldruck von $\approx 7\%$ entsteht. Mit steigender Last wird dieser Fehler tendenziell prozentual größer.

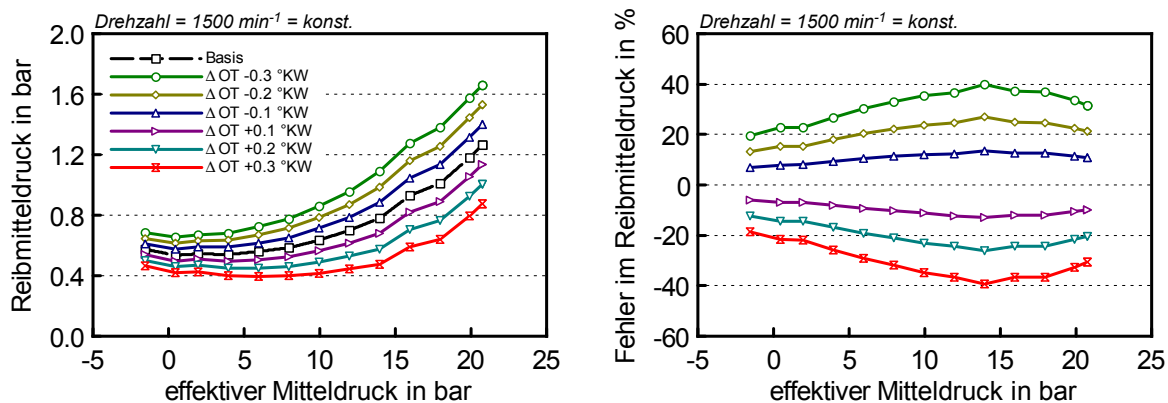


Abbildung 3.3: Fehler in der Zuordnung des oberen Totpunkts – Auswirkung auf den Reibmitteldruck

Ab einem effektiven Mitteldruck von 14 bar ist eine Abnahme des prozentualen Fehlers im Reibmitteldruck durch die OT-Verschiebung erkennbar. Bei diesem Lastpunkt findet eine Abschaltung der Abgasrückführung statt, wodurch die Form des Zylinderdruckverlaufs des Dieselmotors maßgeblich beeinflusst wird.

Die folgenden Abbildung 3.4 soll dazu beitragen, den Einfluss des OT-Fehlers durch Betrachtung der Volumenänderungsarbeiten etwas genauer zu betrachten.

In Abbildung 3.4 sind aus Darstellungsgründen neben dem Verlauf der Volumenänderungsarbeiten der Basis (OT-Lage korrekt) relativ große OT-Verschiebungen von 1°KW (sowohl positiv als auch negativ) dargestellt.

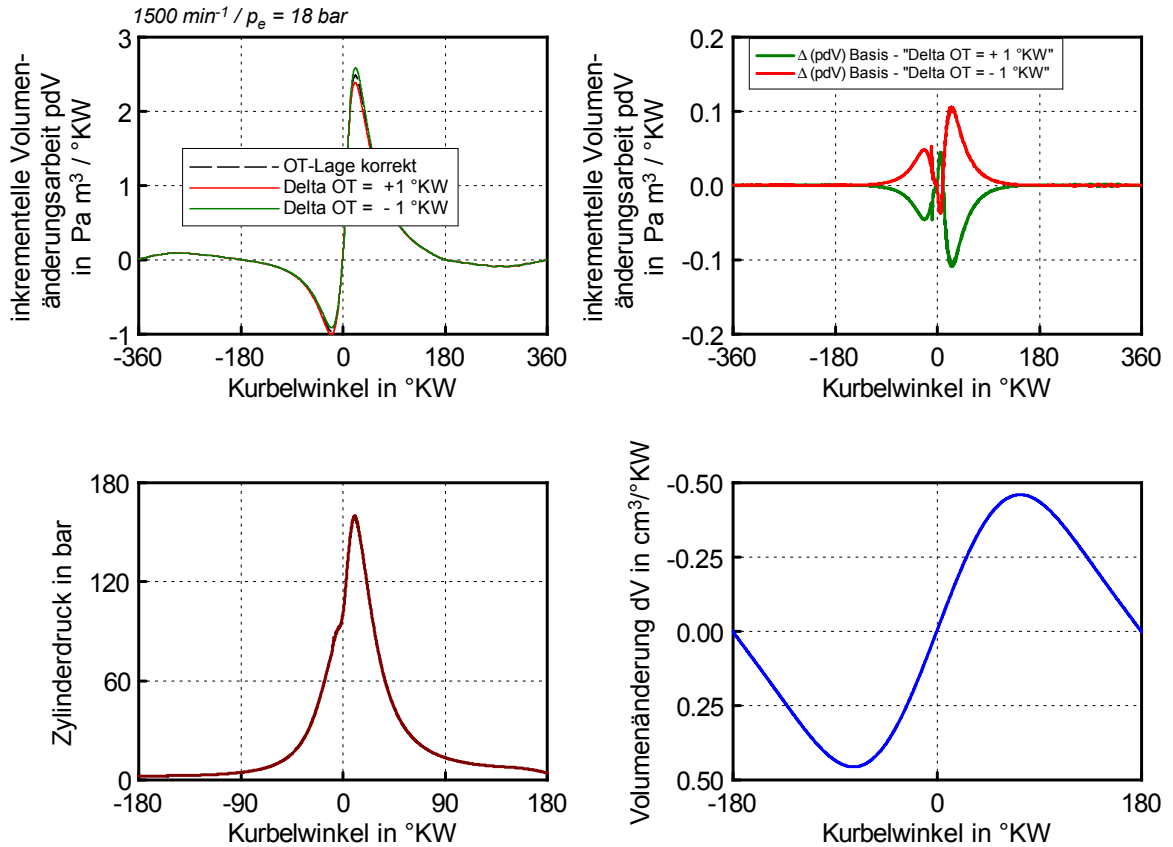


Abbildung 3.4: Darstellung OT-Fehler – Veränderung der Volumenänderungsarbeit

Abbildung 3.5 zeigt den entstehenden Fehler durch Abweichungen in der Lage des oberen Totpunkts im pV-Diagramm. Hierbei sind deutliche Änderungen der Arbeiten in den Hochdruckprozessen, welche durch die eingeschlossenen Flächen dargestellt werden, erkennbar.

Erkennbar sind deutliche Änderungen der Volumenänderungsarbeiten im Bereich um den oberen Totpunkt. Da in dieser Phase der Großteil an Arbeit im Motorprozess gebildet bzw. umgesetzt wird, ist dieser auch wesentlich für die Abweichungen bzw. die Fehler in der Ermittlung des indizierten Mitteldrucks verantwortlich. Dieser Umstand wird im rechten oberen Diagramm, der Änderungen der Verläufe der Volumenänderungsarbeiten im Vergleich zu Basis, verdeutlicht.

Der Fehler durch eine nicht korrekte Zuordnung des oberen Totpunkts kann bei Reibleistungsuntersuchungen eine sehr große Fehlerquelle darstellen (siehe Abbildung 3.6) und zu deutlichen Abweichungen in der Kurvenform eines Reibungslastschnittes

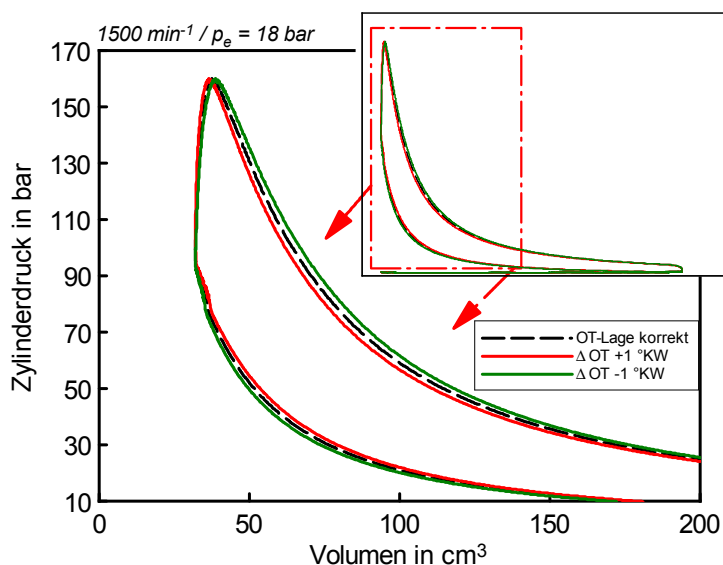


Abbildung 3.5: Darstellung OT-Fehler im pV-Diagramm

führen, da es sich hierbei um einen lastabhängigen Fehler handelt. An dieser Stelle soll festgehalten werden, dass dieser Fehlertyp bei Reibleistungsuntersuchungen einen der größten bzw. einflussreichsten Fehler darstellt.

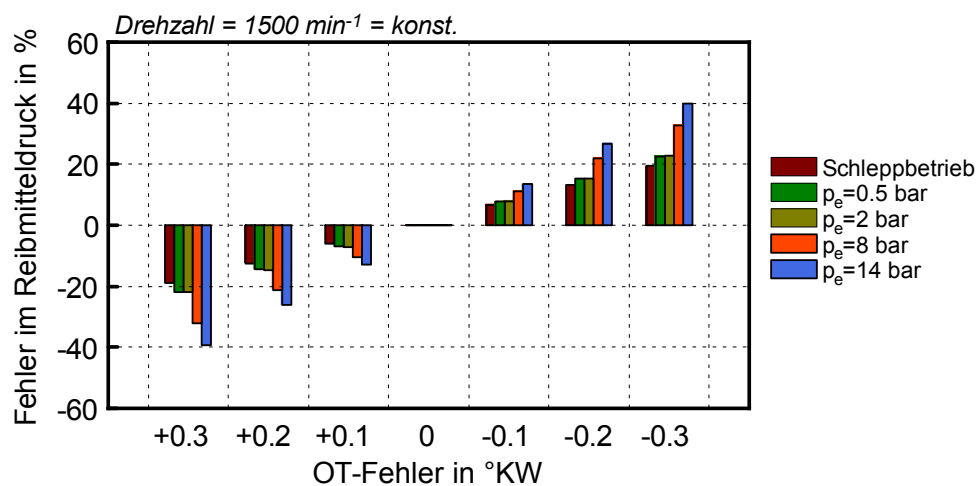


Abbildung 3.6: OT-Fehler für verschiedene Lastzustände

Aus diesem Grund wurde bei allen durchgeführten Untersuchungen besonderer Wert auf die Kontrolle der Zuordnung des oberen Totpunkts gelegt. Wie in Abbildung 2.16 ersichtlich wurde die OT-Lage im Zuge einer Messreihe mehrmals mittels der kapazitiven OT-Sonde sowie zusätzlich mittels des thermodynamischen Verlustwinkels überprüft.

3.2 Drehmomentmesstechnik

Eine weitere, bei Reibleistungsuntersuchungen nicht zu vernachlässigende, Fehlerquelle stellt die Messung des effektiven Drehmoments dar. Um eine möglichst exakte Messung dieser Messgröße zu gewährleisten wurden die Kalibriereinstellungen der verwendeten Drehmomentmessflansche laufend überprüft. Dies erfolgte durch laufende Überprüfungen mittels Referenzdrehmomenten (Kalibrierarm & Gewichte), Überprüfung der elektrischen Signalkette sowie Beobachtung der Nullpunktstabilität. Wie in Abbildung 2.16 dargestellt wurden die Signalkette und die Nullpunktstabilität bei jedem Motorstart bzw. Motorabstellen in Form einer Nulldrehmomentmessung bzw. Anlegen eines Kalibriersignals überprüft.

Da auf diesem Weg jedoch kein physikalisches Drehmoment angelegt werden konnte, wurde die korrekte Drehmomentmessung laufend durch das Anlegen von Referenzdrehmomenten überprüft. Des Weiteren wurde das am Drehmomentmessflansch gemessene Drehmoment über verschiedene Ausgänge aufgenommen (Analogausgang und Frequenzgang). Durch laufende Überprüfungen bzw. Korrelation dieser Signale konnten ein redundantes System der Auswertelektronik gebildet und so Messunsicherheiten (z.B.: Schäden an der Auswertelektronik, Probleme in der Signalübertragung, Signaleinstreuungen, usw.) vermieden werden.

Durch diese Maßnahmen konnte eine möglichst exakte Messung des effektiven Drehmoments gewährleistet werden.

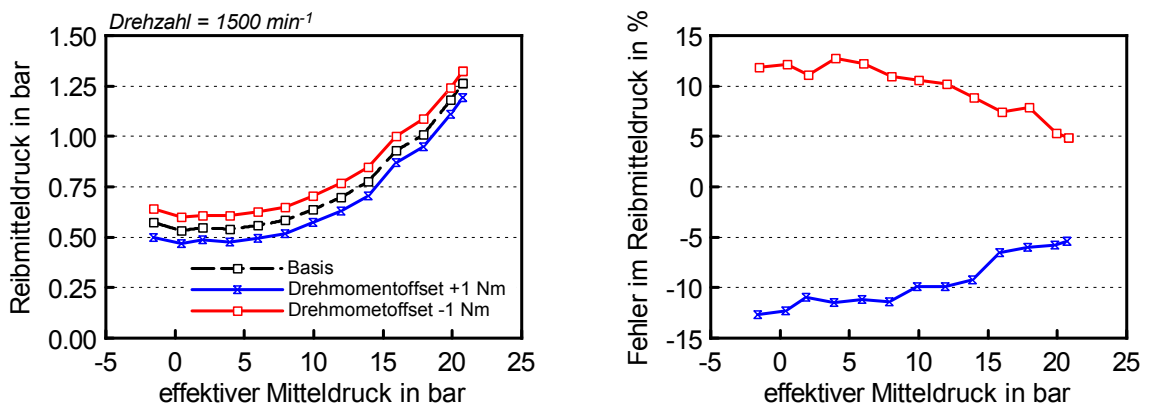


Abbildung 3.7: Darstellung Nullpunktfehler Drehmomentmesstechnik

Exemplarisch ist in Abbildung 3.7 der Fehler durch einen Nullpunktoffset („Parallelverschiebung der Kalibriergerade,“) des Drehmomentmessflansches für den untersuchten Lastschnitt dargestellt.

Erkennbar ist, dass dieser Fehler mit steigender Last prozentual geringer wird, jedoch speziell bei niedrigen Lastzuständen zu deutlichen Abweichungen in den Reibungsmessungen führen kann.

3.3 Kalibrierung Zylinderdrucksensoren – Sensorempfindlichkeit

Zur Gewährleistung der Messgenauigkeit seitens der Zylinderdruckindizierung wurden die Zylinderdrucksensoren laufend kalibriert bzw. überprüft. Die Kalibrierung erfolgte hierbei mittels einer Druckwaage, wobei ein Drucksprung zur Kalibrierung des Sensors herangezogen (siehe Abbildung 2.22) wird.

In Abbildung 3.8 ist die prozentuale Änderung der Sensorempfindlichkeit eines Drucksensors des Typs AVL GH13G, welcher bei den Reibleistungsuntersuchungen der Pkw-Dieselmotoren verwendet wurde, dargestellt. Die dargestellte Einsatzzeit umfasste einen Nennleistungsanteil von $\approx 35\%$. Erkennbar ist eine sehr geringe bzw. beinahe nicht vorhandene Änderung der Sensorempfindlichkeit über der Motorlaufzeit.

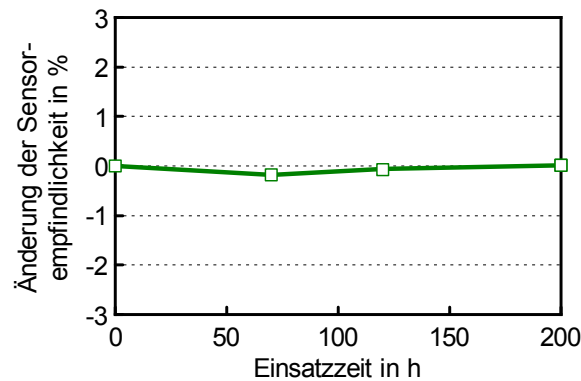


Abbildung 3.8: Änderung der Empfindlichkeit eines Zylinderdrucksensors über der Einsatzzeit

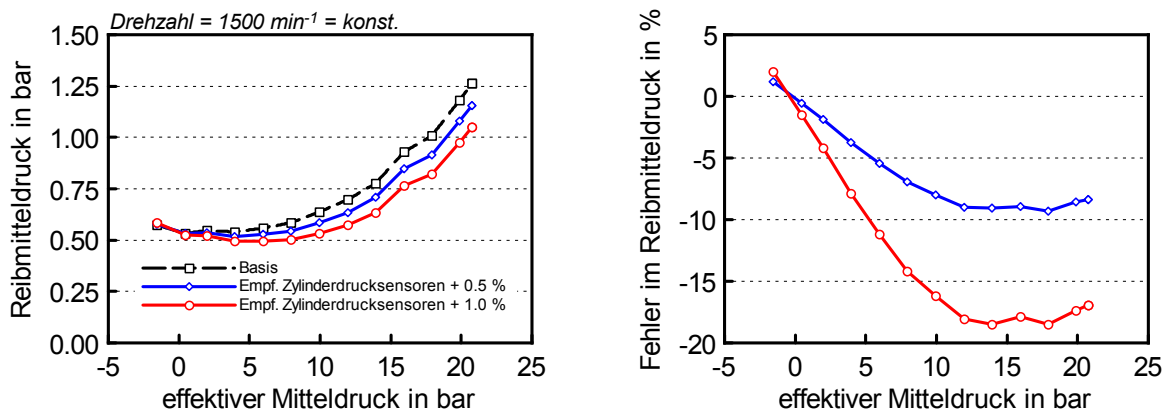


Abbildung 3.9: Darstellung Fehler Sensorempfindlichkeit der Zylinderdrucksensoren

Abbildung 3.9 zeigt die Auswirkungen von Veränderungen der Empfindlichkeiten der Zylinderdrucksensoren auf die Reibleistung eines 4-Zylinder Dieselmotors.

Ein Fehler in der Empfindlichkeit der Drucksensoren stellt einen druckproportionalen Fehler dar [25].

Dargestellt sind jeweils Änderungen der Empfindlichkeiten der Zylinderdrucksensoren von +0.5 % sowie +1 %. Die Auswirkungen dieses Fehlertyps auf die Reibleistung nehmen mit steigender Motorlast zu und können ebenfalls nicht zu vernachlässigende Größenordnungen annehmen. Aus diesem Grund empfiehlt es sich, diese über laufende Kalibrierüberprüfungen zu kontrollieren.

3.4 Motorparameter zur Berechnung des Volumenverlaufs

Von wesentlicher Wichtigkeit für die korrekte Ermittlung des indizierten Mitteldrucks (und in weiterer Folge des Reibmitteldrucks) ist eine korrekte Vorgabe bzw. Ermittlung des Volumenverlaufs. Der Volumenverlauf wird vom Indiziersystem aus den zu parametrierenden Kurbeltriebsparametern berechnet. Während Zylinderzahl, Hub, Bohrungsdurchmesser in der Regel bekannt sind, kommt es bei der Eingabe der Parameter Kurbeltriebsschränkung und Kolbenbolzendesachsierung gelegentlich zu Fehleingaben bzw., im Falle der Unkenntnis, zu Abschätzungen dieser Größen.

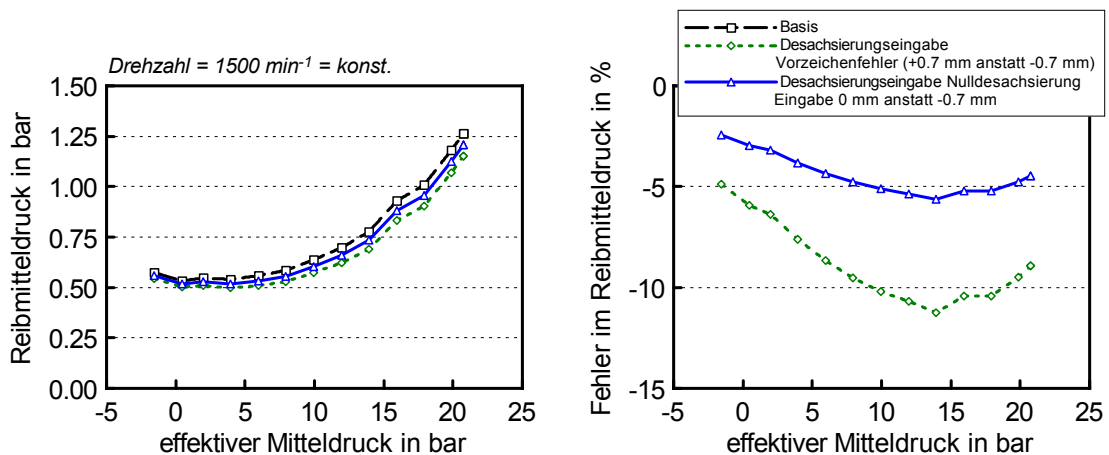


Abbildung 3.10: Falscheingabe des Parameters Kolbenbolzendesachsierung zur Volumenverlaufsberechnung im Indiziersystem

Dass dies einen erheblichen Einfluss auf die Ermittlung des Reibmitteldrucks mit sich bringen kann ist anhand von Falscheingaben bzw. deren Auswirkungen auf den Reibmitteldruck der Kolbenbolzendesachsierung in der folgenden Abbildung 3.10 dargestellt. Hierbei ist erkennbar, dass der Basismotor eine Desachsierung des Kolbenbolzens von

-0.7 mm (negatives Vorzeichen bedeutet Desachsierung des Kolbenbolzens zur Druckseite des Kolbens), sowie keine Schränkung des Kurbeltriebs aufweist. Des Weiteren sind zwei Falscheingaben der Kolbenbolzendesachsierung in Form eines Vorzeichenfehlers sowie der Eingabe einer Nulldesachsierung dargestellt.

Erkennbar ist, dass bereits die Falscheingabe des Vorzeichens der Kolbenbolzendesachsierung (+0.7 mm anstatt -0.7 mm) einen Fehler in der Reibmitteldruckermittlung bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar von 6% für den untersuchten Versuchsträger mit sich bringt. Dieser Fehler zeigt ebenfalls eine mit der Motorlast steigende Tendenz. Aufgrund dieser Tatsachen soll gezeigt werden, wie wichtig eine korrekte Eingabe der Kurbeltriebsparameter und eine daraus resultierende korrekte Berechnung des Volumenverlaufs durch das Indiziersystem ist.

3.5 Kombinierte Fehlerbetrachtung

Zusammenfassend für die zuvor dargestellten Kapitel hinsichtlich der Messfehler bei Reibleistungsmessungen sind in Abbildung 3.11 die verschiedenen Fehlertypen beispielhaft vergleichend dargestellt. Wie bereits zuvor erwähnt ist die Messgenauigkeit bzw. das Bewusstsein der verschiedenen Fehlerquellen für genaue Reibungsmessungen entscheidend.

Des Weiteren rechtfertigen diese hohen Genauigkeitsanforderungen die in Kap. 2.3 entwickelte Messmethodik zur Durchführung von Reibungsmessungen nach der Indiziermethode.

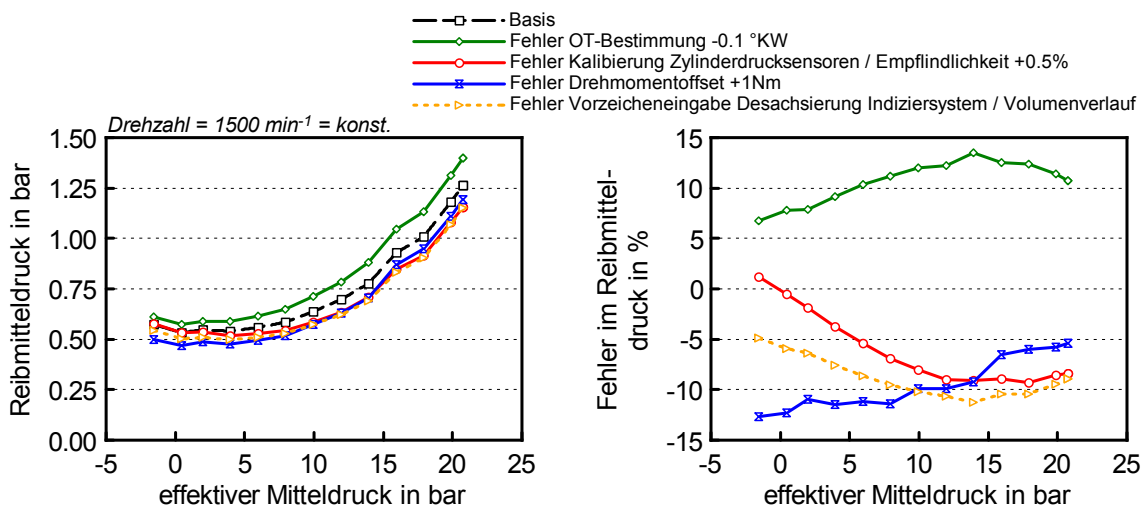


Abbildung 3.11: Kombinierte Fehlerbetrachtung

Zur Erzielung einer maximalen Messgenauigkeit bzw. Reduktion der verschiedenen gezeigten Fehlerquellen wurden, entsprechend der Messmethodik Kapitel 2.3 , folgende Vorkehrungen bzw. Kontrollen getroffen:

- **Vorbeugung – Reduktion OT-Fehler**

OT-Einstellung am Beginn, sowie Kontrolle am Ende, einer Messreihe mittels der kapazitiven OT-Sonde, welche die genaueste Methode darstellt. Zur Plausibilisierung bzw. Kontrollzwecken wurde die OT-Lage mittels des thermodynamischen Verlustwinkels im Zuge der Messungen laufend überprüft.

- **Vorbeugung – Reduktion Fehler Kalibrierung Zylinderdrucksensoren**

Zur Vorbeugung dieser Fehlerquelle wurden die Zylinderdrucksensoren laufend im Zuge von Kalibrierüberprüfungen geprüft. Des Weiteren wurde auch das Linearitätsverhalten der Empfindlichkeiten überprüft.

- **Vorbeugung – Reduktion Fehler Drehmomentmesstechnik**

Laufende Überprüfung des Drehmomentmessflansches durch physikalisch angelegte Referenzdrehmomente (Kalibrierarm & Gewichte).

Um eine Verschiebung des Nullpunktes des Drehmomentmessflansches erkennen zu können, wurde vor jedem Motorstart sowie nach Abstellen des Motors das Nulldrehmoment gemessen. Im Zuge dieser Prozedur wurde auch die elektrische Signalkette durch Anlegen eines Kalibriersignals am Drehmomentmessflansch an den verschiedenen Ausgängen überprüft.

Zur möglichst frühzeitigen Erkennung von Fehlern in der Auswerteeinheit des Drehomentmessflansches, sowie um Probleme in der Signalübertragung erkennen zu können, wurden sowohl das Analog- als auch das Frequenzsignal des effektiven Drehmoments über zwei verschiedene Ausgänge, aufgezeichnet und laufend verglichen.

- **Vorbeugung Fehler Motorparameter Indiziersystem**

Diesem Fehlertyp konnte durch die exakte Kenntnis sämtlicher, für den Volumenverlauf relevanter, Kurbeltriebsparameter im Zuge einer exakten Eingabe der geometrischen Randbedingungen vorgebeugt werden.

3.6 Konditionierungsbedingungen – thermische Hystereseffekte

Ein weiterer möglicher Fehler bei Reibungsmessungen wird durch die thermischen Randbedingungen bzw. die Konditionierung der Betriebsmedien am Motorprüfstand gebildet. Wesentlichen Einfluss auf das Reibungsniveau eines Verbrennungsmotors bildet die Öltemperatur.

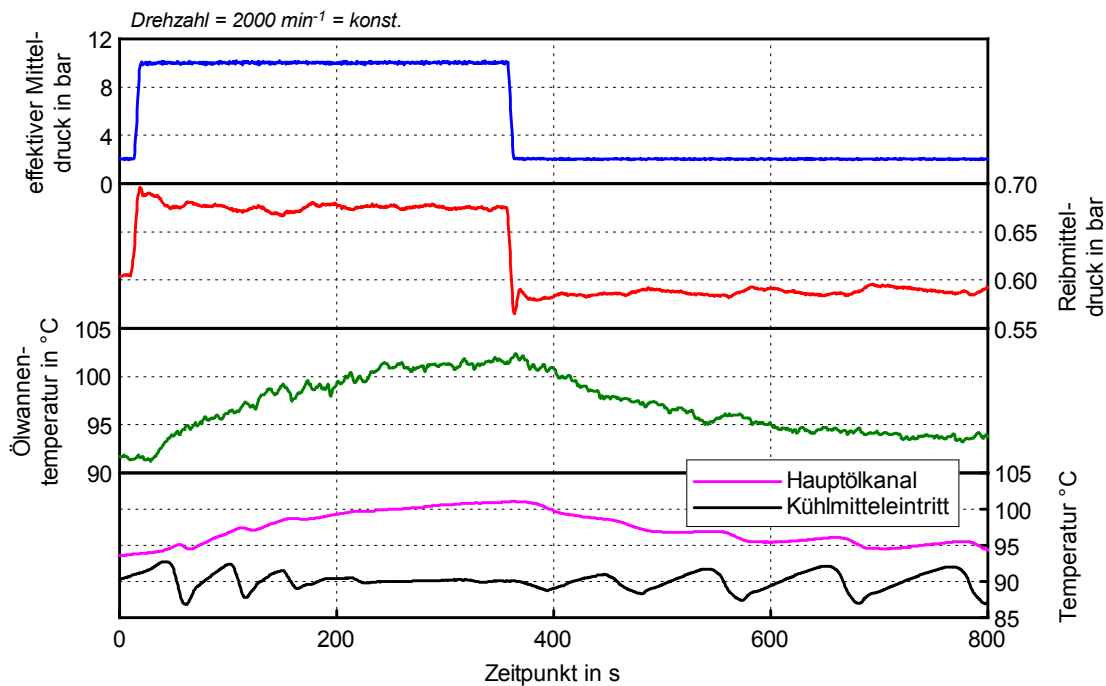


Abbildung 3.12: Thermische Trägheitseffekte bei Reibungsmessungen – Schwingungen im Regelungsverhalten der Kühlmittelkonditionieranlage

Abbildung 3.12 zeigt den zeitlichen Verlauf wichtiger reibungsrelevanter Messgrößen an einem 4-Zylinder Dieselmotor unter dem Aspekt eines relativ schlechten Regelungsverhaltens der prüfstandsseitigen Kühlmittelkonditionieranlage.

Konkret wird hierbei, ausgehend von einem thermisch stabilen Lastpunkt von 2000 min⁻¹ und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar, ein schneller Lastsprung auf einen effektiven Mitteldruck von 10 bar dargestellt. Erkennbar ist hierbei, dass mit einer annähernden Stabilisierung der Öltemperaturen auch eine annähernde Stabilisierung des Reibmitteldrucks auftritt. Das Zusammenspiel zwischen Öl- und Kühlmitteleintrittstemperatur wird bei diesem Versuchsträger über einen, im Motor integrierten, Öl/Kühlmittel-Wärmetauscher gebildet.

Der effektive Mitteldruck von 10 bar wird für ≈ 6 Minuten konstant gehalten und anschließend der Basislastzustand von 2 bar eingeregelt. Hierbei ist ein relativ starkes

Schwingungsverhalten in der Führungsgröße, der Eintrittstemperatur des Kühlmittels in den Motor, durch die Kühlmittelregelung erkennbar. Aufgrund thermischer Trägheitseffekte ist dieses Schwingungsverhalten auch in der Öltemperatur im Hauptölkanal und demzufolge auch im Reibmitteldruckverlauf ersichtlich.

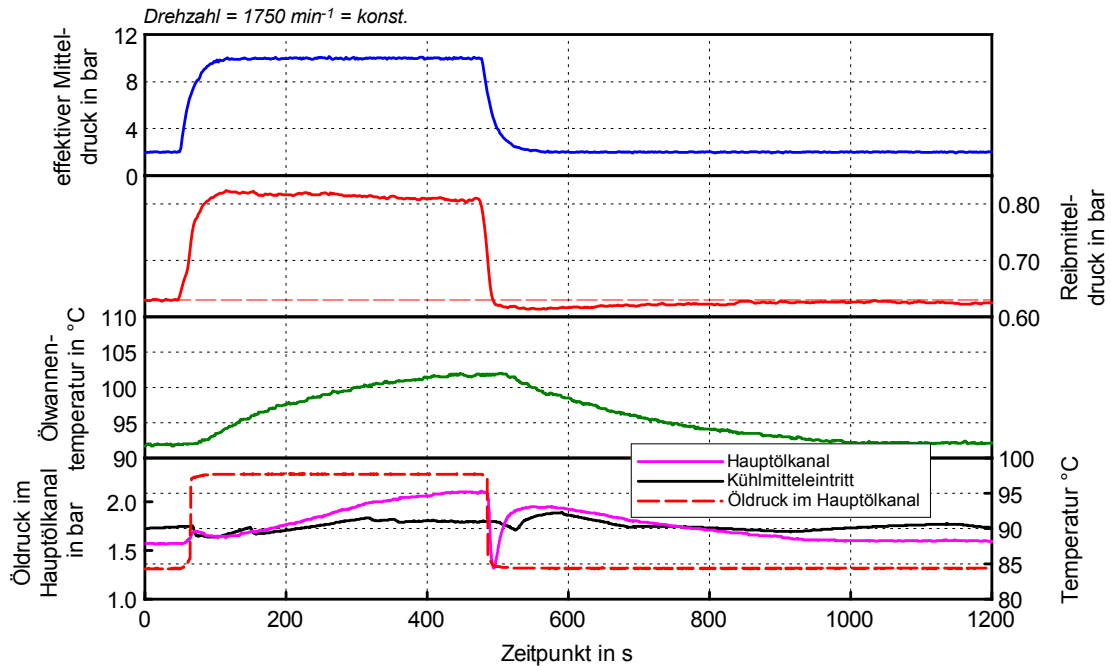


Abbildung 3.13: Thermische Trägheitseffekte bei Reibungsmessungen – stabile Regelung der Kühlmitteltemperatur durch die Kühlmittelkonditionieranlage

Im Gegensatz zu der zuvor gezeigten relativ schlechten Regelung der Kühlmitteltemperatur soll die folgende Abbildung 3.13 idente Größen unter Zugrundelegung einer stabilen Regelung der Kühlmitteltemperatur zeigen. Wichtig hierbei, dass es sich bei dieser Darstellung um einen anderen Versuchsträger (ebenfalls 4-Zylinder Dieselmotor), welcher über eine geregelte Ölpumpe verfügt, handelt. Das Verhalten der geregelten Ölpumpe wird im Zuge eines im Motorsteuergerät applizierten Öldrucksprungs im dargestellten Lastsprung erkennbar. Dieser Öldrucksprung ist auch deutlich im Verlauf der Öltemperatur im Hauptölkanal ersichtlich.

Erkennbar ist jedoch eine deutlich stabilere Regelung der Kühlmitteltemperatur und demzufolge auch der Öltemperatur im Hauptölkanal. Kombiniert mit thermischen Ausdehnungseffekten an Bauteilen usw. führt dies zu einem stabileren Verlauf des Reibmitteldrucks des Versuchsträgers.

Diese Darstellungen sollen auf die enorme Wichtigkeit ausreichender Einschwingzeiten bei Reibungsmessungen hinweisen bzw. die Zusammenspiele der Reibung mit den Konditionierungsbedingungen wiedergeben.

4 Experimentelle Bewertung konstruktiver Maßnahmen

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der experimentellen Bewertung verschiedener konstruktiver Maßnahmen an der Kolbengruppe eines 4-Zylinder Pkw-Dieselmotors. Sämtliche Messungen wurden mittels der in Kapitel 2.3 definierten methodischen Vorgehensweise durchgeführt. Interessante experimentelle Untersuchungen konstruktiver Maßnahmen an der Kolbengruppe werden auch in [14, 11] aufgezeigt.

4.1 Analyse einer Brillenhonung

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der experimentellen Analyse einer Brillenhonung an einem 4-Zylinder Pkw-Dieselmotor. Bei dieser Analyse wurden insbesondere die Auswirkungen der konstruktiven Veränderung in Bezug auf Reibleistung, Akustik und Ölverbrauch untersucht. Des Weiteren kamen verschiedene Methoden der experimentellen Reibungsbestimmung zum Einsatz, welche anschließend methodisch verglichen werden.

Das Funktionsverhalten des Kolben-Zylinder Systems wird maßgeblich von der Verzugsform des Zylinders beeinflusst. Diese Verzugsformen werden entsprechend Abbildung 4.1 in kalt- und warmstatische Verzüge unterteilt.

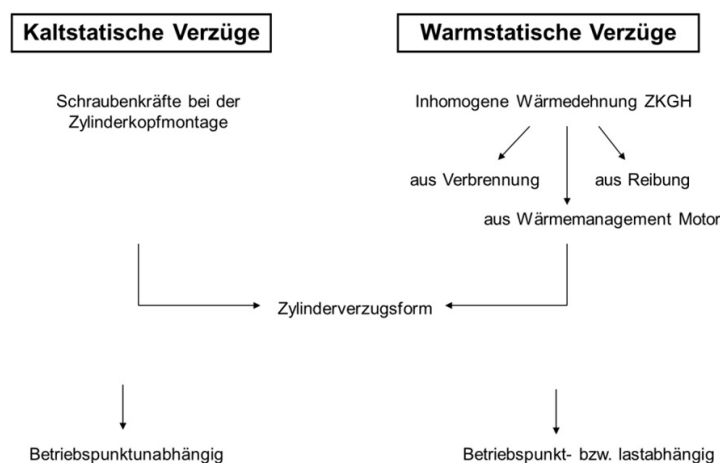


Abbildung 4.1: Zylinderverzugsformen – theoretische Betrachtung

Während warmstatische Zylinderverzüge aus der inhomogenen Wärmeausdehnung des Zylinderkurbelgehäuses resultieren und somit eine Betriebspunkt- bzw. Lastabhängigkeit aufweisen [32], stellen die kaltstatischen Verzüge eine betriebspunktunabhängige Verzugsgröße dar. Kaltstatische Zylinderverzüge werden speziell durch die Schraubenkkräfte bei der Zylinderkopfmontage hervorgerufen. Die Summe aus kaltstatischer und warmstatischer Verzugsform wird als Zylinderverzugsform bezeichnet. Über eine interessante simulationstechnische Funktionsoptimierung des Tribosystems Kolbengruppe/Zylinderlaufbahn wird in [9] berichtet.

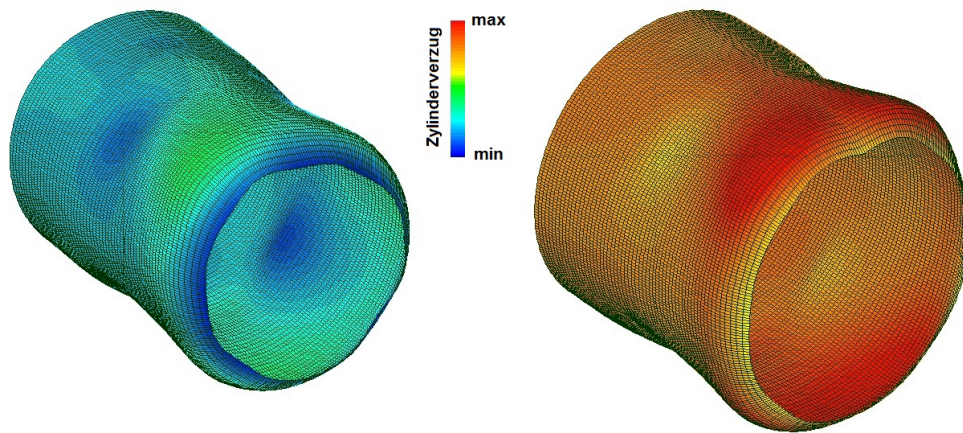


Abbildung 4.2: Zylinderverzug (links: Kaltverzug – rechts: Summe aus kalt- und warmstatischer Verzugsform) eines Pkw-Dieselmotors mit Aluminiumkurbelgehäuse für einen Lastpunkt von 1750 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 3 bar

Abbildung 4.2 zeigt einen Vergleich der beiden Zylinderverzugsformen an einem Dieselmotor. Erkennbar ist, speziell im Bereich der Gewinde der Zylinderkopfschrauben (\approx Mittenbereich der Zylinder in Abbildung 4.2), der typische Verschraubungseinfluss auf die Verzugsform bzw. die daraus resultierende Verzugsform 4. Ordnung. Das rechte Bild stellt die Überlagerung von kalt- und warmstatischen Verzügen dar und charakterisiert die resultierende Verzugsform. Diese, für den befeuerten Motorbetrieb repräsentative, Verzugsform stellt die Überlagerung beider Verzugsarten dar. In Abbildung 4.2 ist diese für einen zyklusrelevanten Teillastpunkt von 1750 min^{-1} und einen effektiven Mitteldruck von 3 bar dargestellt.

Abbildung 4.3 zeigt typische Verzugsformen der Ordnungen 0 bis 6.

Die Grundidee der Brillenhonung liegt darin, den Zylinderliner nicht wie konventionell, in einem mit dem Zylinderkopf unverspannten Zustand zu honen, sondern das Zylinderkurbelgehäuse während des Fertigbearbeitungsprozesses über die Zylinderkopfschrauben mit einer sogenannten Honbrille zu verspannen [8].

Auf diesem Weg sollen die kaltstatischen Verzüge im zusammengebauten (mit dem Zylinderkopf verspannten Zustand) weitgehend vermieden werden. Im Speziellen soll es

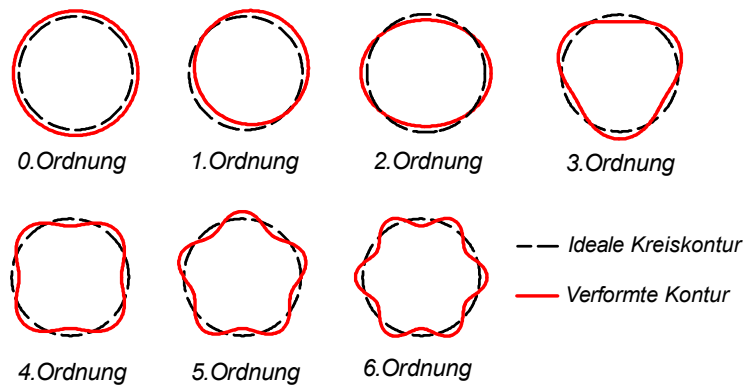


Abbildung 4.3: Zylinderverzugsformen verschiedener Ordnungen

dadurch zu einer deutlichen Reduktion der sogenannten Verschraubungsverzüge (4.Ordnung) kommen .

Wie in Abbildung 4.4 durch den Vergleich der später untersuchten Versuchsträger dargestellt, konnten diese Verzüge durch Anwendung des Brillenhonungsverfahrens deutlich reduziert werden.

Dadurch kann im Falle des brillengehonten Zylinderkurbelgehäuses von einem nahezu kreisrunden Zylinder (kaltstatisch) ausgegangen werden kann.

Diese Verformungen stellen jene des 1.Zylinders dar und wurden mittels einer Koordinatenmessmaschine ermittelt. In dieser Abbildung sind die kaltstatischen Zylinderverzüge für einen konventionell gehonten Zylinder (Versuchsträger ZKGH Basis), sowie einen brillengehonten (Versuchsträger ZKGH Brillenhonung), dargestellt Beide Darstellungen sind mit einem Skalierungsfaktor übertrieben, jedoch aufgrund gleicher Skalierungen miteinander vergleichbar, dargestellt. Ersichtlich ist, dass im rechten Teil der Abbildung durch den Einsatz der Brillenhonung die Verschraubungsverzüge gänzlich eliminiert werden konnten.

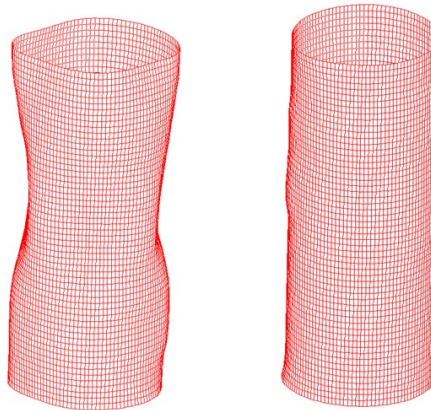


Abbildung 4.4: Kaltstatische Zylinderverzugsformen der betrachteten Versuchsträger – Zylinder 1 – jeweils mit dem Zylinderkopf verspannt (links: konventionell gehont – rechts: brillengehont)

Tabelle 4.1 gibt Aufschluss über die konstruktiven Unterschiede der untersuchten Versuchsträger. Anzumerken ist hierbei, dass es beim zweiten Versuchsträger (Bezeichnung Brillenhonung 1) notwendig war Kolben mit einem um $20\ \mu\text{m}$ größeren Kolbenspiel wie beim Basismotor zu verwenden, da die Basiskolben mit einem Kolbenspiel von $40\ \mu\text{m}$ in Zusammenhang mit dem brillengehonten Zylinderkurbelgehäuse nicht verbaubar gewesen wären. Der Grund dafür lag in der nicht Zylindrischen Form des brillengehonten Zylinderkurbelgehäuse beim Einbau der Kolben (Zylinderkopf nicht mit Zylinderkurbelgehäuse verschraubt).

Bei der untersuchten Variante Brillenhonung 2 wurde ein Kolben mit abermals vergrößertem Kolbenspiel ($75\ \mu\text{m}$), einer geänderten Kolbenbolzendesachsierung sowie einem optimierten Ringpaket verwendet. Alle Versuchsträger verfügten über jeweils 2 Kolbenringe und einen Ölabstreifring.

Tabelle 4.1: Übersicht Versuchsträger

Bezeichnung	Zylinderkurbelgehäuse	Kolben \emptyset / Kolbenspiel * in mm / μm	Desachsierung Kolbenbolzen ** in mm	Ringpaket
Basismotor	Serie	83.96 / 40	-0.7	Serie
Brillenhonung 1	Brillenhonung	83.94 / 60	-0.7	Serie
Brillenhonung 2	Brillenhonung	83.925 / 75	-0.55	optimiert

* Kolbenspiel auf den Durchmesser bezogen ** negative Desachsierung = Desachsierung zur Druckseite

Die Bezeichnung „Ringpaket optimiert“ steht für eine Absenkung der statischen Tangentialkräfte, resultierend aus einer Absenkung der Ringhöhen des ersten und zweiten

Kolbenrings (siehe Tabelle 4.2). Das optimierte Ringpaket wies im Mittel eine Gesamt-reduktion der gesamten Tangentialkraft des Ringpakets von $\approx 21\%$ im Vergleich zum Ringpaket Serie auf.

Eine wichtige Tatsache ist, dass alle drei Versuchsträger über idente Kolbenschliffbilder verfügten. Variationsparameter wurden demnach von Zylinderkurbelgehäuse, Kolbenspiel, Kolbenbolzendesachsierung sowie Ringpaket gebildet.

Tabelle 4.2: Übersicht Kolbenringpakete

Ringpaket	Ringhöhe Rechteckring / Nasenminutenring in mm	Summe Tangentialkräfte (gemittelt) gesamtes Ringpaket in N
Serie	1.75 / 1.75	36.7
optimiert	1.5 / 1.5	28.8

Zu Beginn der Untersuchungen wurde sichergestellt, dass alle Versuchsträger ein identes Einfahrprogramm absolviert hatten, um etwaige reibungsbeeinflussende Einlaufeffekte ausschließen zu können. Diese Einfahrprozedur umfasste mehrere dynamische Einfahrprogramme sowie einen Betrieb von 30 Stunden im Nennleistungspunkt der Motoren. Zur Sicherstellung einer ausreichenden Einfahrdauer der Versuchsträger wurde der effektive Wirkungsgrad bzw. Kraftstoffverbrauch mitaufgezeichnet, welcher sich bereits nach einem relativ kurzen Zeitintervall stabilisierte. Erst nach Absolvierung dieses Programms wurden die eigentlichen Messungen zur Bewertung der drei Varianten durchgeführt.

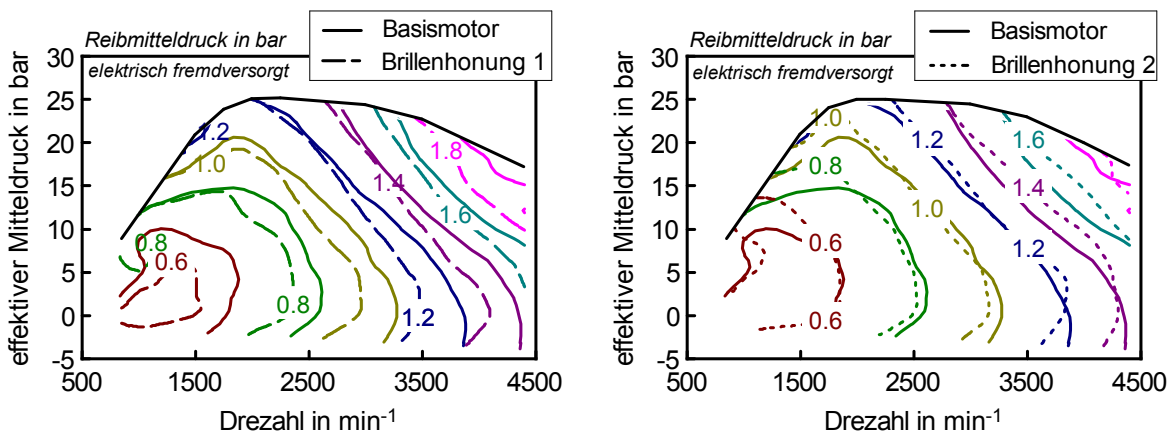


Abbildung 4.5: Vergleich Reibkennfelder – elektrisch fremdversorgt

Abbildung 4.5 zeigt befeuerte, nach der Indiziermethode durchgeführte, Reibungsvergleiche in Form von Kennfelddarstellungen der im Zuge der Brillenhonungsuntersuchungen durchgeführten Messungen.

Um den hohen Genauigkeitsanforderungen und demzufolge der in Kapitel 2.3 definierten Methodik zur Bestimmung befeuerter Reibkennfelder gerecht zu werden, wurden alle Messungen elektrisch fremdversorgt durchgeführt. Aus diesem Grund sind die dargestellten Reibkennfelder bzw. Lastschnitte in ihrem Absolutniveau nicht repräsentativ, jedoch war es somit möglich deutlich reproduzierbarere Messungen darzustellen.

Für eine Betrachtung der entsprechenden „realen“ Absolutniveaus der Reibmitteldrücke der Vollmotoren muss die zusätzliche Reibung, bedingt durch die Erzeugung elektrischer Energie durch den Generator, in Betracht gezogen werden.

Das linke der beiden Kennfelder zeigt einen Vergleich des Reibmitteldrucks des Basismotors und dem Versuchsträger mit der Bezeichnung „Brillenhonung 1“. Darin ist erkennbar, dass sich über den gesamten Kennfeldbereich geringfügige Nachteile in puncto Reibleistung für die Brillenhonungsvariante (Brillenhonung 1) ergeben. Demzufolge kann darauf rückgeschlossen werden, dass es durch die alleinige konstruktive Maßnahme einer Brillenhonung bei den betrachteten Versuchsträgern zu einer geringfügigen Verschlechterung der Reibleistung kommt.

Im rechten der beiden, in Abbildung 4.5 dargestellten, Kennfelder ist der Vergleich des Reibmitteldrucks von Basismotor und dem Versuchsträger mit der Bezeichnung „Brillenhonung 2“ (verändertes Kolbenspiel, Zylinderkurbelgehäuse, Ringhöhen und Tangentialkräfte und Kolbenbolzendesachsierung) dargestellt. Diese Ergebnisse zeigen, dass sich durch die konstruktiven Veränderungen dieses Versuchsträgers eine geringfügige Reibleistungsverbesserung im Vergleich zur Basisvariante ergibt.

Eine etwas übersichtlichere Darstellung der zuvor diskutierten Ergebnisse zeigt die Darstellung in Form von Lastschnitten bei einer für diesen Motor fahrzyklusrepräsentativen Drehzahl von 1500 min^{-1} (siehe Abbildung 4.6).

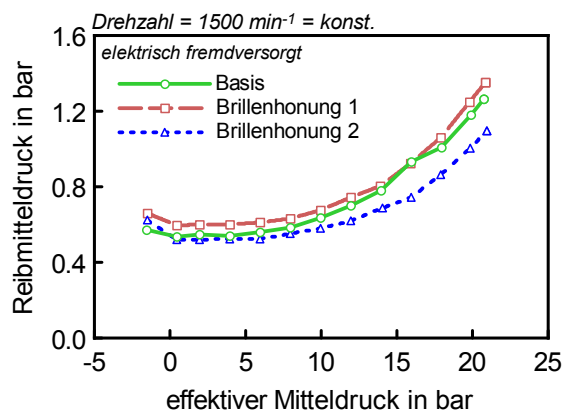


Abbildung 4.6: Vergleich Reibmitteldrücke – Lastschnitt 1500 min^{-1}

Eine wesentliche Erkenntnis hierbei ist, dass es durch die in diesem Kapitel untersuchten konstruktiven Veränderungen auch zu Veränderungen der Lastabhängigkeit der Reibung kommt. Deutlich erkennbar wird dieses Phänomen bei einem Vergleich von

Basismotor und dem Versuchsträger "Brillenhonung 2". Speziell in Bereichen höheren Lasten wird der absolute Reibmitteldruckvorteil dieses Versuchsträgers größer.

Um bei allen Versuchsträgern ein gleiches thermodynamisches Betriebsverhalten zu überprüfen, wurden sämtliche thermodynamische Parameter als Kontrollgrößen definiert. Abbildung 4.7 zeigt dies exemplarisch durch den Vergleich der Größen Zylinderspitzendruck und Verbrennungsschwerpunkt.

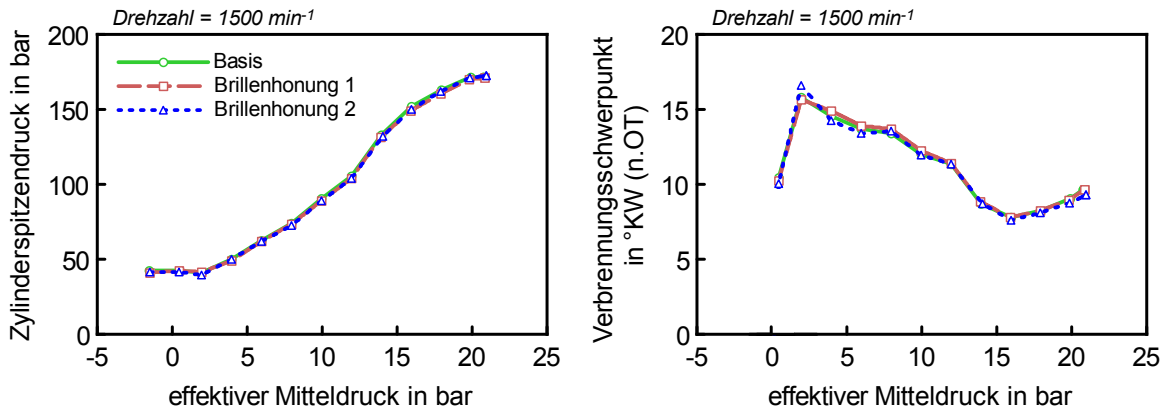


Abbildung 4.7: Thermodynamische Kontrollgrößen – Lastschnitt 1500 min⁻¹

Aufgrund des, mit zunehmender Last steigenden, mechanischen Wirkungsgrades nimmt in diesen Bereichen auch der Anteil am Kraftstoffverbrauch, bedingt durch Motorreibung, ab. Aus diesem Grund wird bei Reibleistungsoptimierungen oft besonderes Augenmerk auf den Bereich niedrigerer Lasten (meist zyklusrelevant) gelegt.

Im Zuge der vorliegenden Untersuchungen wurden auch mit der Reibleistung in Verbindung stehende Bewertungsaspekte untersucht. Im konkreten Fall handelte es sich dabei um Blow-By, Ölverbrauch und Akustikverhalten.

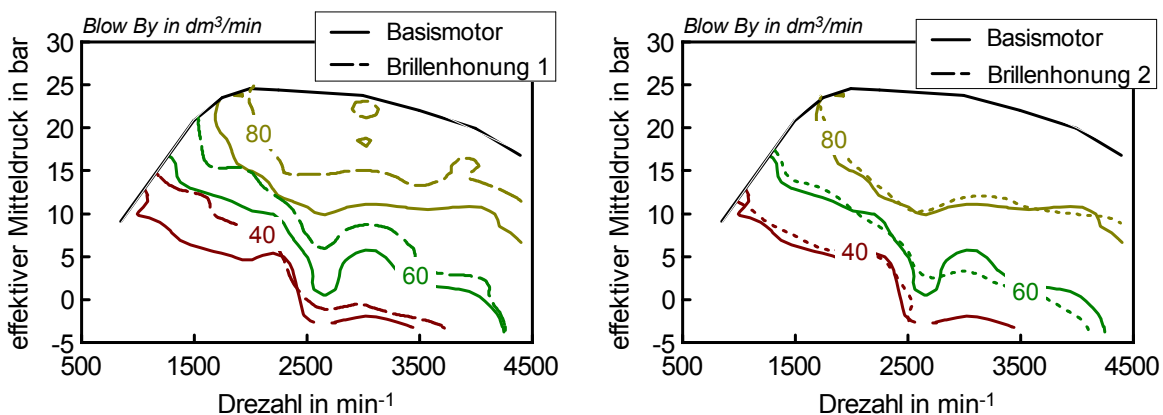


Abbildung 4.8: Blow-By Volumenströme

Abbildung 4.8 zeigt die Kennfelder der gemessenen Blow-By Volumenströme der entsprechenden Versuchsträger.

Erkennbar ist eine Reduzierung der Blow-By Volumenströme durch den alleinigen Einsatz des Bearbeitungsverfahrens der Brillenhonung. Diese Tatsache wird durch die verbesserte Dichtwirkung der Kolbenringe im nahezu kreisrunden Zylinderliner des brillengehonten Zylinderkurbelgehäuses erklärt. Beim Vergleich der Blow-By Volumenströme von Basismotor und dem Versuchsträger „Brillenhonung 2“ ist eine gegenläufige Tendenz zu erkennen. Die Erhöhung der Blow-By Verluste im Vergleich zum Basismotor wird in diesem Fall durch die Erhöhung des Kolbenspiels sowie Absenkung des Formfüllungsvermögens der Kolbenringe begründet.

Eine übersichtlichere Darstellung dieser Vergleiche ist wiederum in Form von Lastschnitten der Blow-By Volumenströme in Abbildung 4.9 dargestellt.

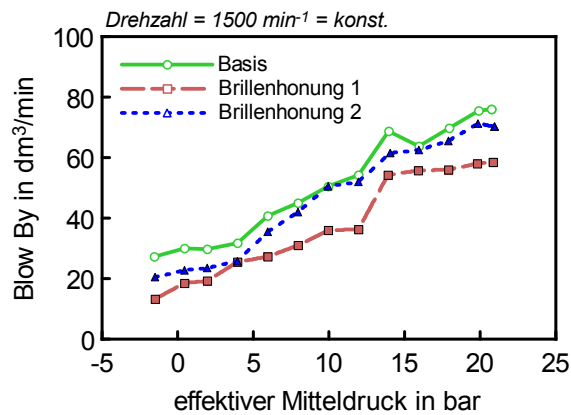


Abbildung 4.9: Blow-By Volumenströme – Lastschnitt 1500 min^{-1}

Von wesentlichem Interesse bei Optimierungsaufgaben an der Kolbengruppe von Verbrennungsmotoren sind oftmals deren Auswirkungen auf den Ölverbrauch.

Um diese Einflüsse quantifizieren zu können kam in der vorliegenden Arbeit die Abtropfmethode zur Ölverbrauchsmessung zum Einsatz. Dabei handelt es sich um eine Methode, bei welcher die verbrauchte Ölmenge unter verschiedenen Prüfbedingungen (Volllast und Teillast) durch Messung der im Motor befindlichen Ölmasse vor und nach einem definierten Messprogramm ermittelt wird.

Zu diesem Zweck wurde der Motor auf Betriebstemperatur warmgefahren und anschließend 15 Minuten im Nennleistungspunkt betrieben. Anschließend wurde der Motor abgestellt und eine zeitlich exakt definierte Ablaufprozedur des Öls aus der Ölwanne gestartet und die abgelaufene Ölmasse gemessen. Nach Beendigung der Ölverbrauchsmessungen wurde dieser Vorgang wiederholt und aus der Differenzgröße der Masse und der entsprechenden Laufzeit des Motors der Ölverbrauch bestimmt. Bei der Vollastölverbrauchsmessung wurde der Motor für die Dauer von 4 Stunden im Nennleistungspunkt betrieben. Die Teillastölverbrauchsmessung wurde im Zuge der Kennfeldvermes-

sung durchgeführt und umfasst eine Zeitdauer von 25-30 Stunden.

Abbildung 4.10 zeigt die Ergebnisse der Ölverbrauchsmessungen. Interessant hierbei ist die Tatsache, dass die Basisvariante bereits, für diese Motortype, sehr gute Werte bezüglich Ölverbrauch erreichen konnte. Entgegen den anfänglichen Erwartungen, brachte die Brillenhonung in beiden untersuchten Varianten, sowohl in Teillast und Vollast, Nachteile in Bezug auf den Ölverbrauch mit sich. Trotz geringfügig verringerter Werte des Blow-By Volumenstromes bei der Variante Brillenhonung 1 ist hierbei ein Anstieg des Ölverbrauchs im Vergleich zur Basisvariante zu verzeichnen. Diese Tatsache konnte durch eine Reproduzierbarkeitsmessung des Vollastölverbrauchs dieses Versuchsträgers bestätigt werden.

Die Variante "Brillenhonung 2" zeigte, trotz des höheren Kolbenspiels, eine geringfügige Verbesserung des Teillastölverbrauchs im Vergleich zur Basisvariante. Diese Tendenz konnte jedoch im Vollastölverbrauch nicht gemessen werden.

Ein wichtiges Ergebnis dieser Untersuchungen ist, dass keine eindeutige Korrelation zwischen Blow-By Volumenstrom und Ölverbrauch gefunden werden konnte. Eine Verringerung des Blow-By Volumenstroms von der Basisvariante auf den Versuchsträger "Brillenhonung 1" hatte demnach keine Verbesserung des Ölverbrauchs zu Folge.

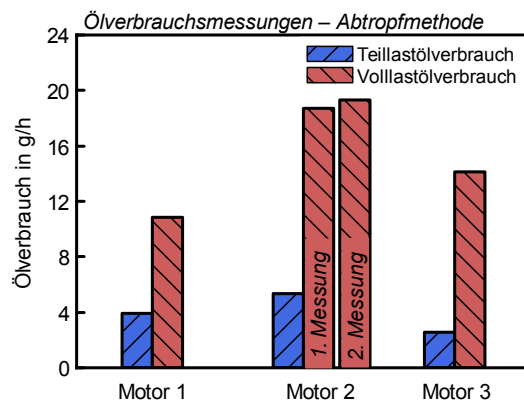


Abbildung 4.10: Ölverbrauchsmessungen nach der Abtropfmethode

Da auch die Auswirkungen auf das Akustikverhalten bei konstruktiven Veränderungen an der Kolbengruppe von Interesse sind, wurde dieses ebenfalls bewertet. Dabei wurden insgesamt 3 Körperschallsensoren an die Versuchsträger appliziert. Aus Vergleichbarkeitsgründen wurde darauf geachtet, diese bei jedem Zylinderkurbelgehäuse exakt an der gleichen Stelle zu positionieren.

Abbildung 4.11 zeigt die Positionen der Körperschallsensoren. Seitens der Messtechnik handelt es sich um Beschleunigungssensoren, welche über eine Auswerteeinheit ein Körperschallsignal in dB(A) lieferten.

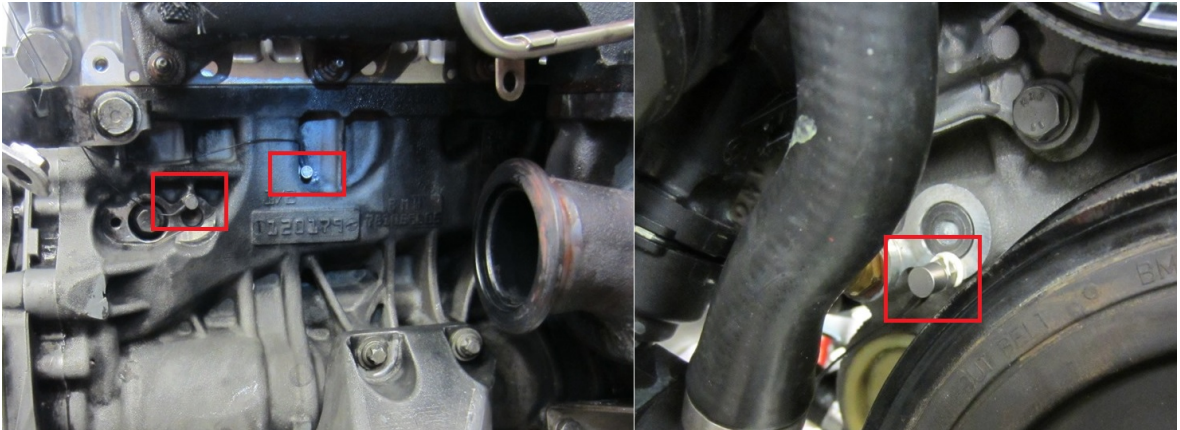


Abbildung 4.11: Am Versuchsträger applizierte Körperschallsensoren – Bild links: Zylinder 4 & Zylinder 3 jeweils druckseitig – Bild rechts: Akustikreferenzpunkt

Die folgenden Abbildungen 4.12 und 4.13 zeigen einen stationären Vergleich der Körperschallmessungen der verschiedenen Versuchsträger des Sensors "Zylinder 3 / druckseitig". Erkennbar ist hierbei, dass beim Versuchsträger "Brillenhonung 1" ein nahezu gleichbleibendes Akustikverhalten im Vergleich zur Basisvariante zu verzeichnen ist.

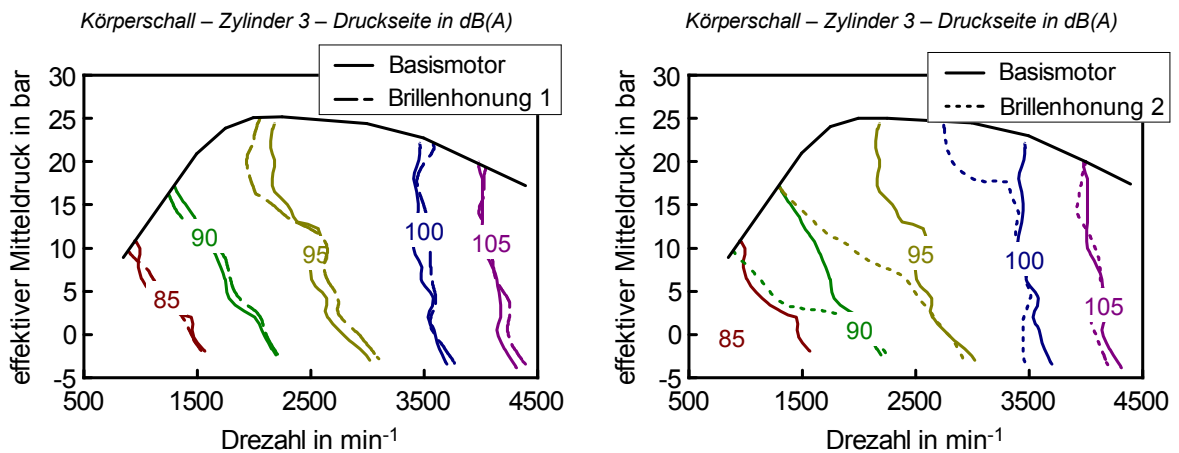


Abbildung 4.12: Vergleich Körperschall – Position Zylinder 3 (druckseitig)

Bei Betrachtung des rechten Kennfeldes ist eine negative Beeinflussung des Akustikverhaltens durch die konstruktive Veränderung "Brillenhonung 2" erkennbar. Diese Verschlechterung ist in Bereichen niedriger Drehzahl und mittlerer bis hoher Last deutlich ausgeprägt und verringert sich in Richtung steigender Drehzahl.

Bei Betrachtung des Lastschnitts bei 1500 min^{-1} (siehe Abbildung 4.13) ist eine nahezu konstante Verschiebung der gemessenen Körperschallwerte der Variante "Brillenho-

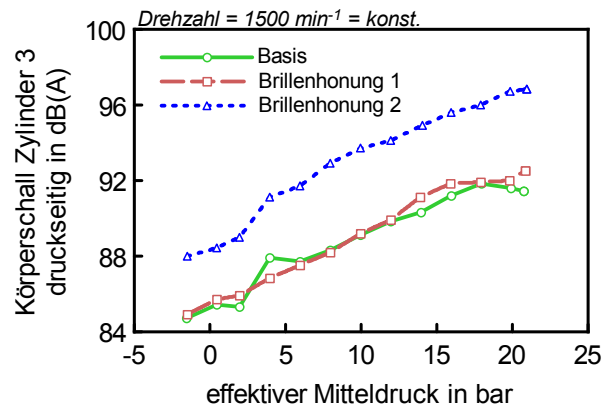


Abbildung 4.13: Vergleich Körperschall – Position Zylinder 3 (druckseitig) – Lastschnitt 1500 min⁻¹

nung 2" im Vergleich zu den Varianten Basis und "Brillenhonung 1" erkennbar, welche durch das erhöhte Kolbenspiel sowie die verringerte Desachsierung des Kolbenbolzens erklärt wird.

Da das Akustikverhalten speziell im zyklusrelevanten Bereich wichtig ist, wurde dies im Zuge von instationären Messungen gesondert bewertet (siehe Abbildung 4.14).

Um das Akustikverhalten instationär bewerten zu können wurde das Signal der Körperschallsensoren jeweils im neuen europäischen Fahrzyklus mitaufgezeichnet und in Abbildung 4.14 dargestellt. Erkennbar sind hierbei sowohl die Körperschallsignale des Sensors "Zylinder 3/druckseitig" als auch an der Position "Akustik Referenzpunkt". Beide Sensoren liefern idente Tendenzen, welche auch mit den stationären Messungen qualitativ korrelierten. Erkennbar ist wiederum ein neutrales Akustikverhalten der Variante "Brillenhonung 1" im Vergleich zur Basis sowie eine Verschlechterung durch das deutlich vergrößerte Kolbenspiel und die verringerte Desachsierung des Kolbenbolzens der Variante "Brillenhonung 2".

Ein wesentliches Ziel dieser Dissertation liegt sowohl in der Entwicklung bzw. Einhaltung einer definierten experimentellen Methodik, um Versuchsträger bezüglich deren Reibungsverhalten sinnvoll und reproduzierbar miteinander vergleichen zu können, als auch Grenzen und Einschränkungen verschiedener Methoden der Reibleistungsermittlung auszuloten. Aus diesem Grund werden im Folgenden Schleppmessungen zu den zuvor dargestellten befeuerten Messungen dargestellt und diese methodisch miteinander verglichen.

Einer der wesentlichsten reibungsrelevanten Unterschiede einer Schleppmessung im Vergleich zu einer befeuerten Messung liegt in den deutlich geänderten thermischen sowie gasdruckbedingten Belastungszuständen des Kolbens. Um diese geänderten Randbedingungen näher zu untersuchen, wurden Schleppmessungen unter verschiedenen

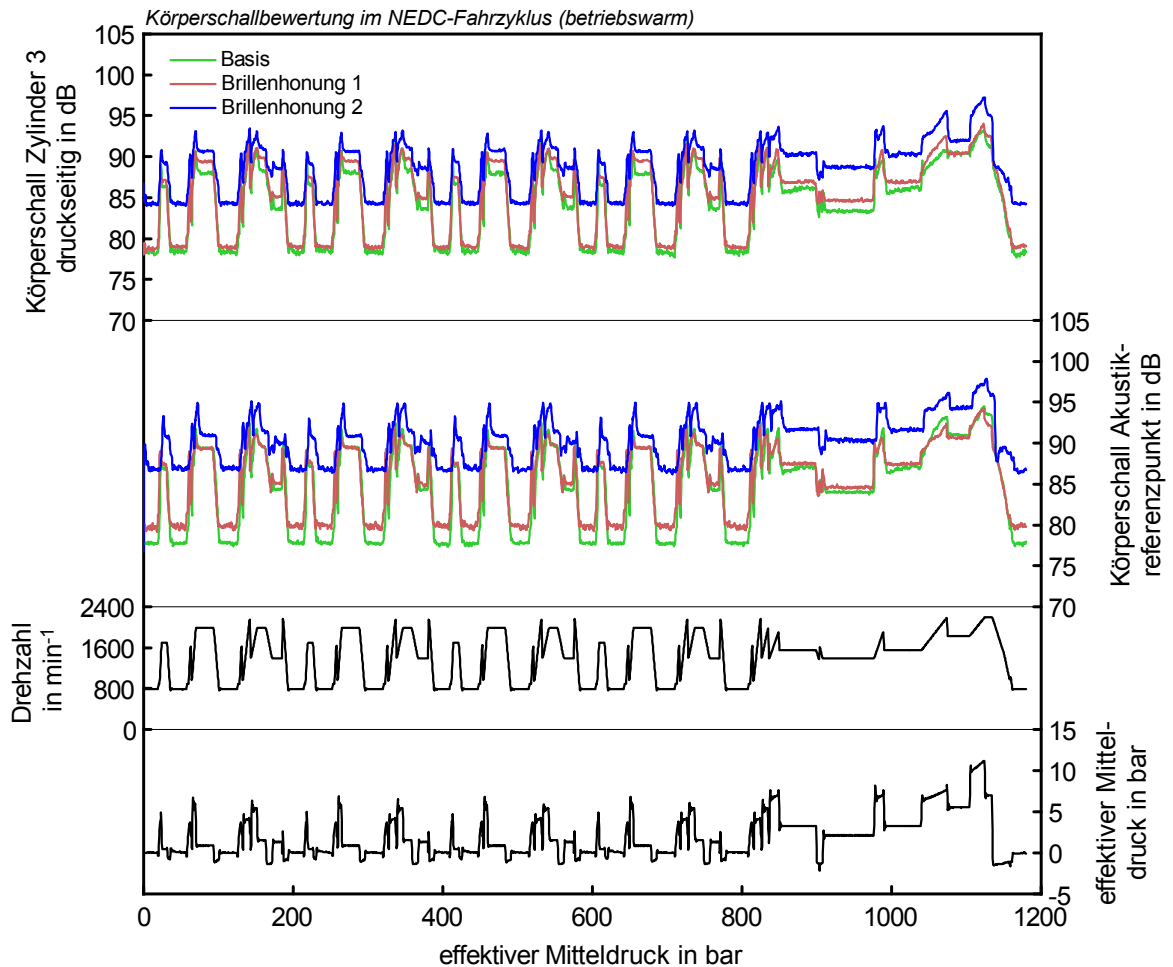


Abbildung 4.14: Instationäres Akustikverhalten im NEDC-Fahrzyklus – betriebswarm

Gasdruckzuständen durchgeführt und dabei stets eine eventuell vorhandene Korrelation zu den befeuerten Reibungsmessungen untersucht.

Die verschiedenen Gasdruckzustände in den Zylindern wurden durch verschiedene mechanische Aufbauzustände an den Versuchsträgern dargestellt. Diese verschiedenen Belastungszustände sind in Abbildung 4.15 zusammengefasst.

Tabelle 4.3 gibt eine Übersicht über die entsprechenden mechanischen Konfigurationen der Versuchsträger bei Anwendung der verschiedenen Schleppmethoden.

Um bauteilbedingten, reibungsbeeinflussenden Streuungen vorzubeugen wurden bei allen Versuchsträgern idente Peripherieteile verwendet. Des Weiteren sollten Ungenauigkeiten in den Messungen durch Reduktion der mechanischen Komponenten an den Versuchsträgern reduziert werden. Aus diesem Grund kam es zum sukzessiven Abbau von Motorkomponenten mit steigender Schleppmethodenummer.

An dieser Stelle sei erwähnt, dass die hierbei dargestellte Systematik weniger ei-

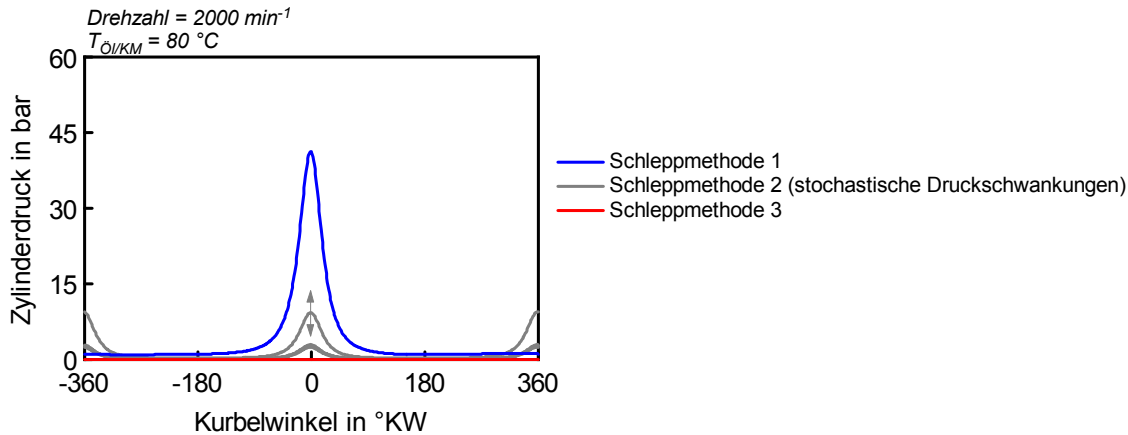


Abbildung 4.15: Zylinderdrücke im Zuge der Anwendung verschiedener Schleppmethoden

Tabelle 4.3: Schleppmethoden Aufbauzustände

Bezeichnung	Mechanische Konfiguration	Max. Zylinderdruck
Schleppmethode 1	Dummy ATL Turbinengehäuse, Kühlmittelpumpe und Hochdruckpumpe entfernt	≈ 40 bar (Verdichtungsenddruck)
Schleppmethode 2	wie Schleppmessung 1 + Ladungswechsel deaktiviert mittels Nullnockenwellen, ohne Ölpumpe und Ausgleichswellen	≈ 5 bar (drehzahlabhängig / starke stochastische Schwankungen)
Schleppmethode 3	wie Schleppmessung 2 + offener Zylinderkopf	kein Gasdruck vorhanden

ner absoluten Reibungsbewertung der verschiedenen Schritte dient, sondern vielmehr einem Vergleich verschiedener Belastungszustände der Kolbengruppe unter hoher Messgenauigkeit dienen soll. Von wesentlichem Interesse war es hier, stets einen Vergleich zu den befeuerten (und somit für den realen Motorbetrieb entsprechenden) Ergebnissen darzustellen.

Um die im Folgenden dargestellten Schleppmessungen vergleichbar darstellen zu können wurden diese bei verschiedenen Öl- und Kühlmitteltemperaturen durchgeführt. Hierbei wurden die Betriebsmedien Öl und Kühlmittel der Versuchsträger über externe Konditionierungsanlagen konditioniert bzw. gegebenenfalls auch der Öldruck über die Ölkonditionieranlage bereitgestellt. Die Messungen wurden jeweils bei 40 / 60 / 80 / 100 °C Öl- und Kühlmitteltemperatur dargestellt. Die Führungsgrößen für die Regelung dieser Medientemperaturen wurden von der Öltemperatur im Hauptölkanal sowie

der Kühlmiteleintrittstemperatur des Motors gebildet. Um instationäre thermische Effekte (z.B.: bei einem Drehzahlwechsel) und deren Einfluss auf das Reibungsniveau der Versuchsträger vorzubeugen wurde die Ölwanntemperatur mitbetrachtet bzw. ausreichende Einschwingzeiten von mindestens 15 Minuten je Messpunkt eingehalten.

Um den Reibmitteldruck gemäß seiner Definition zu ermitteln wurde in allen Schritten die Indizierung zur Erfassung der Gasarbeit auch beim Schleppen verwendet. Durch die messtechnische Ermittlung der Gasarbeit war es möglich, weiterhin mit dem Reibmitteldruck (zusätzlich zum Schleppmitteldruck) zu bewerten. Die geänderten Zylinderdrücke wurden durch eine Kalibrierung der Zylinderdruckquarze auf geringere Drücke berücksichtigt.

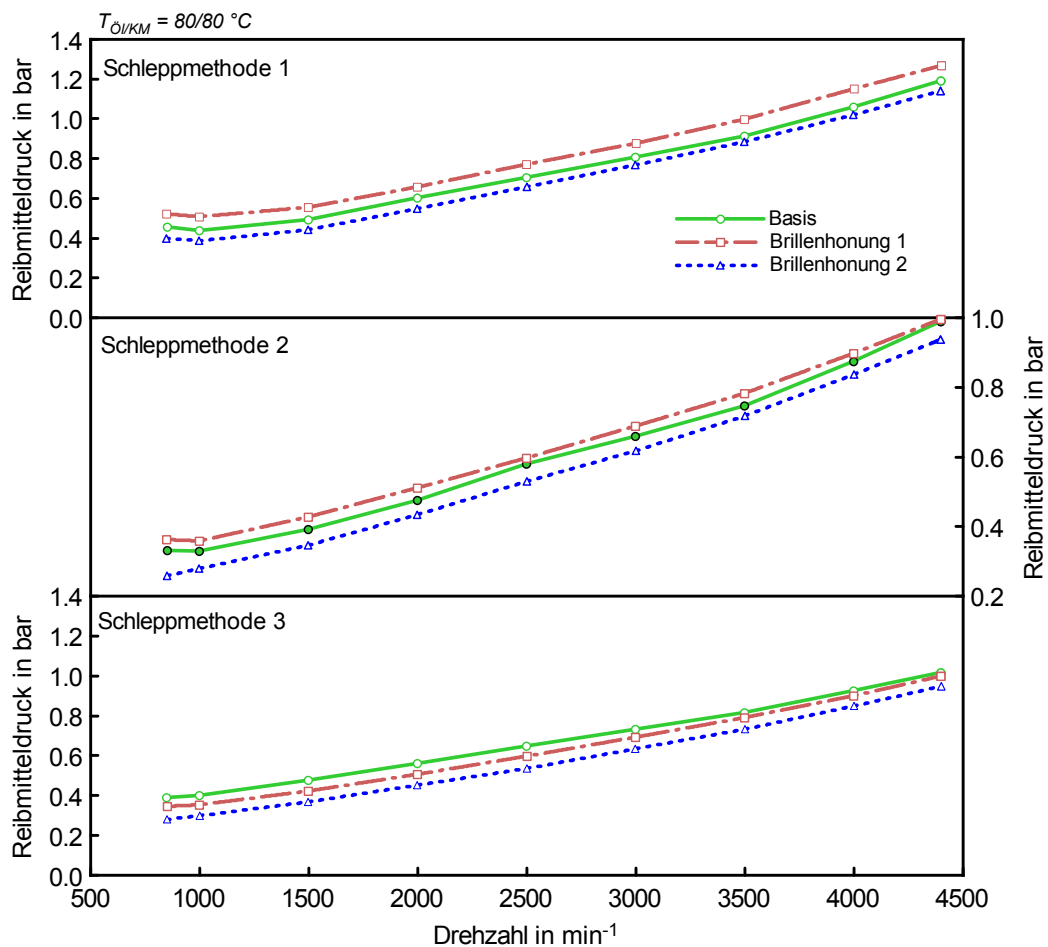


Abbildung 4.16: Im Zuge der Anwendung verschiedener Schleppmethoden ermittelte Reibmitteldrücke

Exemplarisch sind Ergebnisse der verschiedenen untersuchten Schleppmethoden für ein untersuchtes Öl-/Kühlmittel Temperaturniveau von 80/80 °C in Abbildung 4.16

dargestellt.

Erkennbar ist, dass die ersten beiden Schleppmethoden die Ergebnisse aus den befeuerten Messungen qualitativ bestätigen. Bei der Anwendung der Schleppmethode 3 kommt es jedoch zu deutlichen Veränderungen, da in diesem Fall die konstruktive Variante "Brillenhonung 2" plötzlich Vorteile im Vergleich zur Basisvariante zeigte. Da in diesem Schritt jedoch der Gasdruck durch den Kolben, sowie die thermischen Belastungszustände des Kolbens gänzlich fehlten, ist diese Methode einem Realbetrieb am weitesten entfernt. Bei alleiniger Bewertung mittels der Schleppmethode 3 würde dies zu Fehlinterpretationen führen.

Die Ergebnisse werden in Form eines methodischen Vergleichs im folgenden Kapitel näher betrachtet.

4.2 Methodischer Vergleich befeuerte Messung – Schleppmethoden

Für eine korrekte Bewertung des Reibungsverhaltens der Kolbengruppe eines Verbrennungsmotors ist ein dem Realbetrieb entsprechendes Betriebsverhalten notwendig. Im Zuge von Schleppmessungen ist dies jedoch konzeptbedingt nicht möglich. Wesentliche Einschränkungen hierbei werden durch den fehlenden Gasdruck im Zylinder sowie fehlende thermische Randbedingungen aus der Verbrennung, geändertes Betriebsspielverhalten, usw. gebildet. Die folgende Abbildung 4.17 zeigt einen methodischen Vergleich der in diesem Abschnitt untersuchten Methoden zur Reibungsermittlung.

Erkennbar darin ist eine sukzessive Abnahme des Zylinderspitzen drucks mit steigender Schleppmethodennummer. Des Weiteren ist darin die Tatsache der nicht korrekten thermischen Belastungszustände der Kolbengruppe bei Schleppmessungen dargestellt.

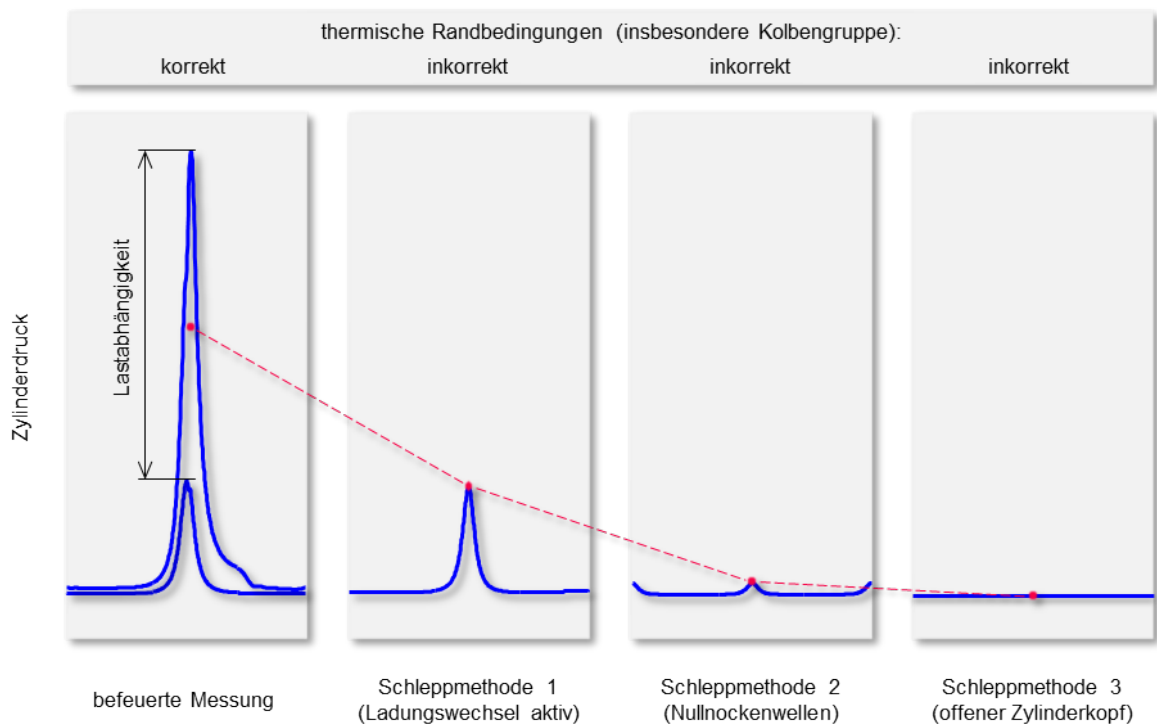


Abbildung 4.17: Verschiedene Methoden zur experimentellen Reibungsermittlung

Wie bereits im vorangegangenen Kapitel kurz diskutiert, kam es bei Anwendung der verschiedenen Methoden der Schleppmessung zu unterschiedlichen Abweichungen in Bezug auf die Bewertung der Versuchsträger (siehe Abbildung 4.18). Die reale Bewertung wird durch die befeuerte Bewertungsmethode nach der Indiziermethode gebildet und stellt zugleich die Grundlage für die Untersuchung von Abweichungen der verschiedenen Schleppmessungsmethoden dar. Im Zuge dieses Vergleichs konnte er-

kannt werden, dass sich der Bewertungsfehler mit steigender Abweichung zur realen Konfiguration (befeuert / Indiziermethode) kontinuierlich vergrößert. Im Falle des Versuchsträgers Brillenhonung 1 erfolgte bei Anwendung der Schleppmethode 3 sogar eine Tendenzumkehr, welche zu Fehlinterpretationen führen würde.

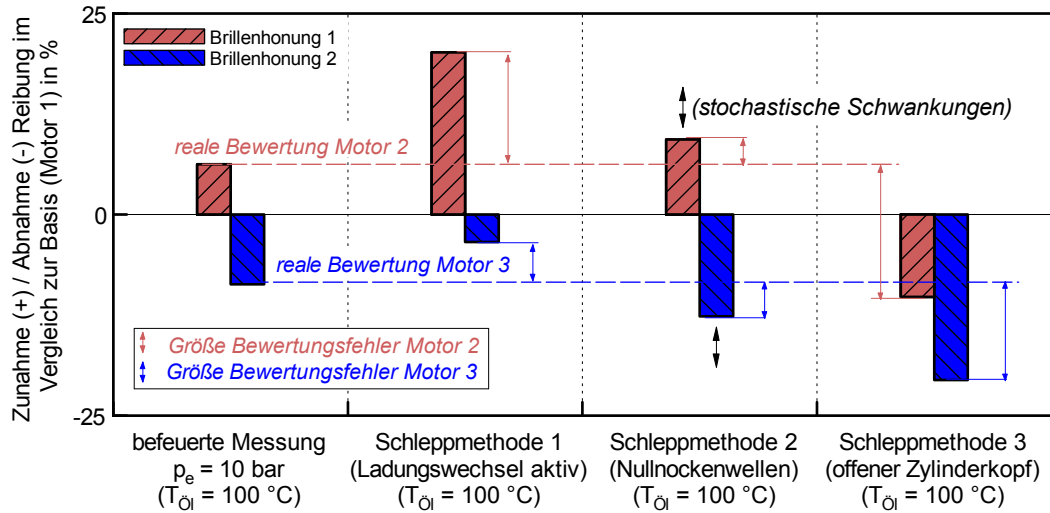


Abbildung 4.18: Ergebnisse verschiedener Bewertungsmethoden – relativ

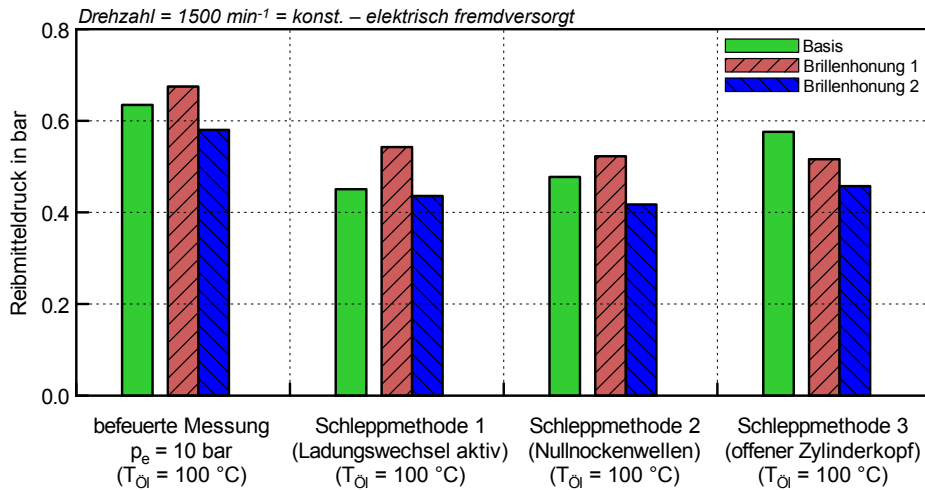


Abbildung 4.19: Ergebnisse verschiedener Bewertungsmethoden – absolut

Abbildung 4.19 zeigt die Absolutniveaus der Reibmitteldrücke der verschiedenen Versuchsträger der verschiedenen untersuchten Methoden. Eine wichtige Tatsache ist hierbei, dass die Schleppmessungen (bzw. -methoden), welche sich sowohl durch die verschiedenen Gasdruckzustände und Aufbauzustände unterscheiden, jeweils auf den

Aufbauzustand des elektrisch fremdversorgten Vollmotors korrigiert wurden. Dies war für eine Quantifizierung des Bewertungsfehlers der verschiedenen Methoden erforderlich.

Das unterschiedliche Verhalten der Bewertungsmethoden in puncto Reibleistung sollte nun näher untersucht werden. Dies erfolgte durch Berechnung der Kolbennormalkraftverläufe unter den verschiedenen Belastungszuständen. Diese Berechnungen erfolgten mittels eines vereinfachten Programms zur Berechnung der Kolbenkinematik unter Vernachlässigung der Kolbensekündärdynamik (siehe Kapitel 6.1.1). Erwähnt werden soll an dieser Stelle, dass die hierbei berechneten Normalkraftverläufe den Effekt der unterschiedlichen thermischen Belastungssituationen der verschiedenen Methoden nicht abbilden, sondern lediglich eine Auflösung des Gasdruckeinflusses ermöglichen.

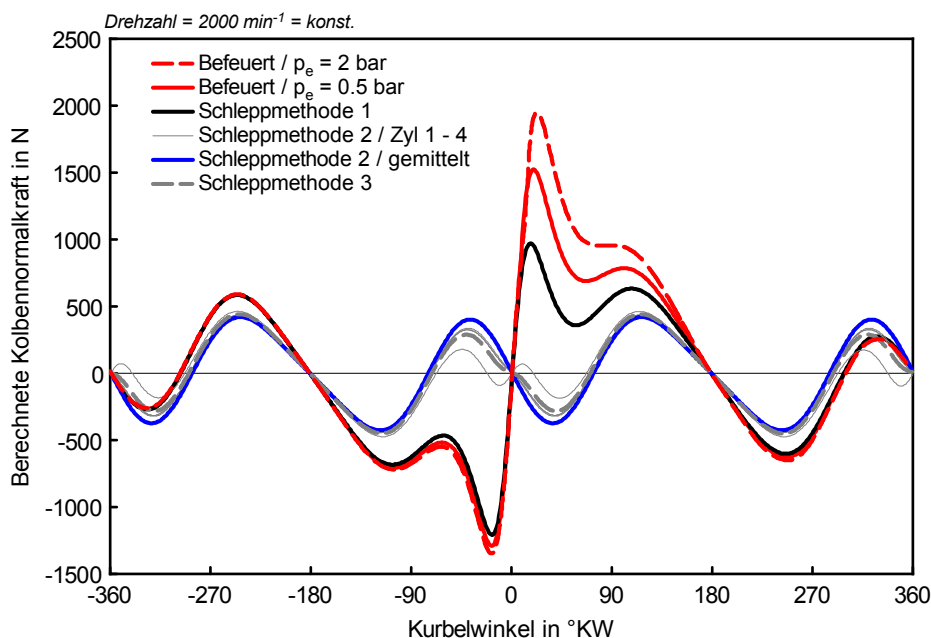


Abbildung 4.20: Berechnete Kolbennormalkraftverläufe durch Anwendung der verschiedenen Schleppmethoden

Bei Betrachtung dieser, in Abbildung 4.20 dargestellten Ergebnisse wird ein deutlich erkennbarer Unterschied in den Kolbennormalkraftverläufen der verschiedenen Methoden ersichtlich. Erkennbar sind darin unter anderem Änderungen der Anzahl der Anlagewechsel des Kolbens der unterschiedlichen Schleppmethoden.

Speziell die Anwendung der Schleppmessungsmethode 2, Anwendung von Nullnockenwellen, erwies sich als methodisch problematisch. Der Grund dafür liegt im Auftreten stochastisch schwankender Zylinderdrücke. Diese Tatsache ist in Form von zu gewissen Zeitpunkten aufgenommen Einzelzyklen der Druckverläufe jedes der 4 Zylinder dargestellt (siehe Abbildung 4.21).

4.2 Methodischer Vergleich befeuerte Messung – Schleppmethoden

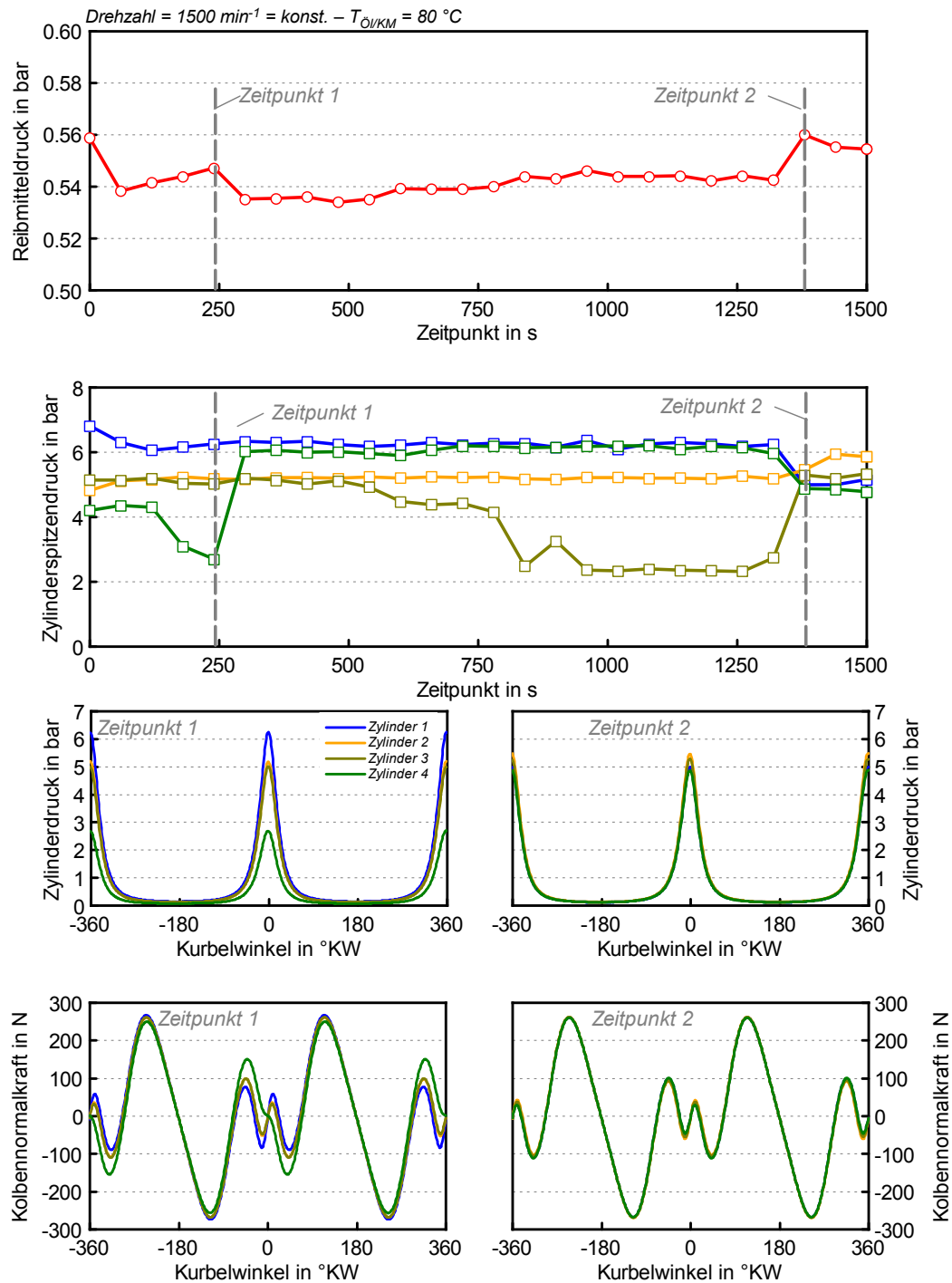


Abbildung 4.21: Zylinderdruckschwankungen im Zuge der Anwendung von Nullnockenwellen – Einfluss auf Reibung bzw. Anlagewechselsituation des Kolbens

Bei Betrachtung der berechneten Normalkraftverläufe der beiden Zeitpunkte wird eine Änderung des Anlageverhaltens des Zylinders 4, induziert durch die Gasdruckänderung, ersichtlich. Diese Tatsache dürfte für die zeitliche Veränderung des Reibungsverhaltens verantwortlich sein.

Angemerkt werden soll an dieser Stelle, dass die Extrapolation dieser Ergebnisse auf andere Motortypen (Hersteller, usw.) möglicherweise schwierig sein kann, da immer das Gesamtsystem betrachtet werden muss. Demzufolge kann es durchaus möglich sein, dass gewisse Maßnahmen bei verschiedenen Motorherstellern (unterschiedliche Gesamtsysteme) unterschiedliche Tendenzen zeigen. Um ein System entsprechend bewerten zu können sind entsprechende experimentelle Daten notwendig, bei deren Ermittlung eine definierte methodische Vorgangsweise sinnvoll ist (siehe Kapitel 2.3).

Im Zuge der vorliegenden Arbeit wurden die Zylinderdruckschwankungen, verursacht durch den Einsatz von Nullnockenwellen, genauer untersucht. Mehrere Versuche diesen Druckschwankungen vorzubeugen kamen dabei zur Anwendung.

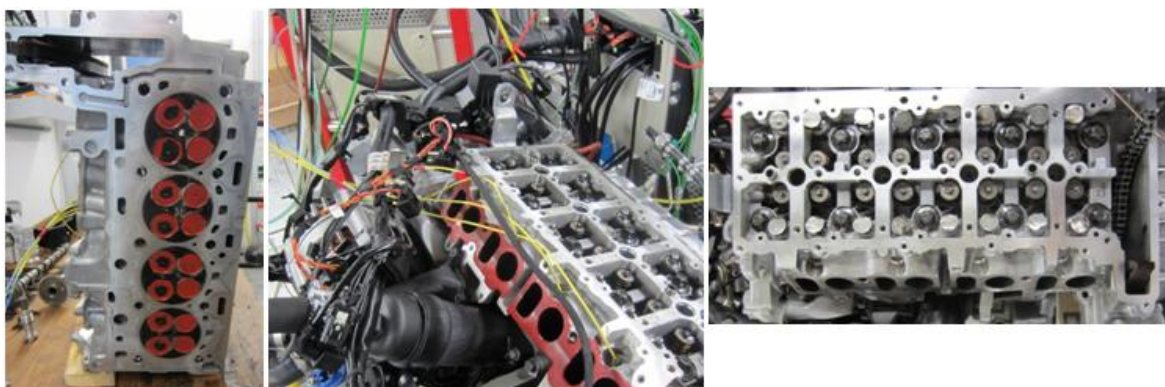


Abbildung 4.22: Abdichtungsmaßnahmen zur Vorbeugung der Zylinderdruckschwankungen im Zuge der Anwendung der Nullnockenwellen (Schleppmethode 2)

Im Detail wurden dabei folgende Vorkehrungen getroffen (siehe Abbildung 4.22):

- Abdichtung der Ventile mit Dichtungsmasse
- Saug- und abgasseitige Abdichtung über Platten
- Neu Einschleifen der Ventile / Ventilsitze
- Ausbau Rollenschlepphebel / Anfertigung HVA Zwischenteile

Speziell mit der letzten untersuchten Variante wurde der Kontakt der Rollenschlepphebel mit den Ventilen vollständig gelöst. Des Weiteren konnte dabei von einer Dichtigkeit der Ventile/Ventilsitze ausgegangen werden, da die Ventile / Ventilsitze zuvor neu eingeschleift bzw. deren Dichtigkeit überprüft wurde. Alle Versuche, diese stochastisch

auf tretenden Zylinderdruckschwankungen zu unterbinden, blieben erfolglos, was zur Erkenntnis führte, dass diese über Pumpeffekte im Zylinderkurbelgehäuse (z.B. über die Stoßspiele der Kolbenringe) entstehen. Diese Tatsachen konnten auch bei anderen Versuchsträger in analoger Ausprägung festgestellt werden.

4.3 Analyse Kolbenbolzendesachsierung

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der experimentellen Analyse des Einflusses unterschiedlicher Kolbenbolzendesachsierungen an einem 4-Zylinder Pkw-Dieselmotor (identer Motortyp wie im vorangegangenen Kapitel). Im konkreten Fall wurden zwei Kolbenbolzendesachsierungen (0.7 und 0.55 mm zur Druckseite) an optimierten Kolben untersucht und jeweils auch mit der Basisvariante verglichen. Die Bewertungskriterien hierbei wurden vom Reibleistungs- sowie dem Akustikverhalten gebildet.

Tabelle 4.4: Ringpakete Kolbenbolzendesachsierungsbewertung

Ringpaket	Ringhöhe Rechteckring / Nasenminutenring in mm	Summe Tangentialkräfte (gemittelt) gesamtes Ringpaket in N
Serie	1.75 / 1.75	36.7
optimiert	1.5 / 1.5	28.8

Um den hohen Genauigkeitsanforderungen gerecht zu werden und bauteilbedingte, reibungsbeeinflussende Streuungen ausschließen zu können wurde bei diesen Messungen jeweils der idente Grundversuchsträger verwendet. Auf diesem Weg war es möglich, den konstruktiven Parameter Kolbenbolzendesachsierung gesondert zu bewerten.

Da im Zuge der Untersuchungen nicht nur die Desachsierungen der Kolbenbolzen sondern auch die Ringpakete und Kolbenspiele (im Vergleich zur Basisvariante) verändert wurden, sind die konstruktiven Unterschiede in den Tabellen 4.4 und 4.5 zusammengestellt. Da der Basismotor später mit den optimierten Varianten verglichen werden soll, findet auch dieser in diesem Vergleich Einzug.

Tabelle 4.5: Konstruktive Unterschiede der Kolben im Zuge der Kolbenbolzendesachsierungsbewertung

Bezeichnung	Kolben Ø / Kolbenspiel in mm / μm	Desachsierung Kolbenbolzen ** in mm	Ringpaket
Basismotor	83.96 / 40	-0.7	Serie
Desachsierung 0.55 mm (DS)	83.925 / 75	-0.55	optimiert
Desachsierung 0.7 mm (DS)	83.925 / 75	-0.7	optimiert

** negative Desachsierung = Desachsierung zur Druckseite

Die Unterschiede in Bezug auf Reibleistung zwischen den beiden Desachsierungsvarianten 0.7 und 0.55 mm sind in Abbildung 4.23 in Form eines Kennfeldvergleichs dargestellt. Bewertet wurde unter Anwendung der Indiziermethode. Erkennbar ist eine geringere Reibung des Kolbens mit geringerer Kolbenbolzendesachsierung, wobei es dabei zum Teil auch zu Änderungen in Bezug auf die Lastabhängigkeit kommt.

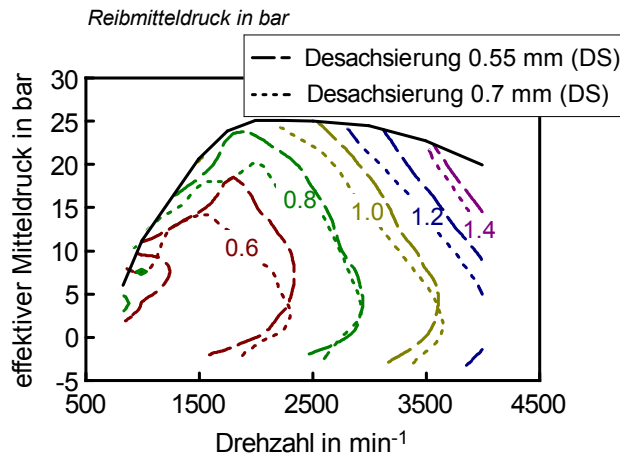


Abbildung 4.23: Vergleich von Reibkennfeldern mit verschiedenen Kolbenbolzendeachsierungen

Die Veränderungen der Motorreibung durch die konstruktiven Unterschiede sind des Weiteren in Lastschnittdarstellung in Abbildung 4.24 ersichtlich. Speziell bei der Drehzahl von 2500 min^{-1} sind Änderungen der Lastabhängigkeit der Reibung durch die Veränderung der Kolbenbolzendesachsierung ersichtlich. Die Reibungsunterschiede bedingt durch die Änderung der Kolbenbolzendesachsierung nehmen primär mit der Last des Motors zu. Dieser Effekt ist jedoch erst ab einer Drehzahl von $\approx 1750 \text{ min}^{-1}$ ausgeprägt. Erkennbar ist, dass speziell in zyklusrelevanten Bereichen keine signifikanten Unterschiede der Motorreibung zwischen den beiden Desachsierungen auftreten.

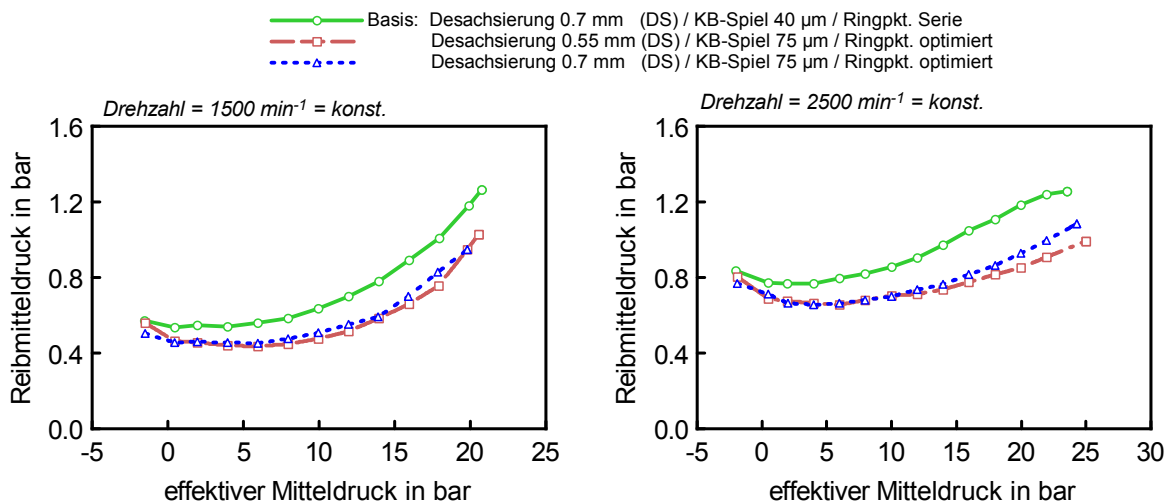


Abbildung 4.24: Vergleich von Lastschnitten verschiedener Kolbenbolzendeachsierungen – Lastschnitt 1500 min^{-1} und 2500 min^{-1}

Beide untersuchten Desachsierungsvarianten unterschieden sich zur Basisvariante durch ein vergrößertes Kolbenspiel sowie ein optimiertes Ringpaket. Aus diesem Grund wird in Abbildung 4.25 jeweils der Vergleich zur Basisvariante dargestellt. Aufgrund des größeren Kolbenspiels sowie des optimierten Ringpakets besitzen beide Varianten im Vergleich zur Basis deutlich erkennbare Reibleistungsvorteile.

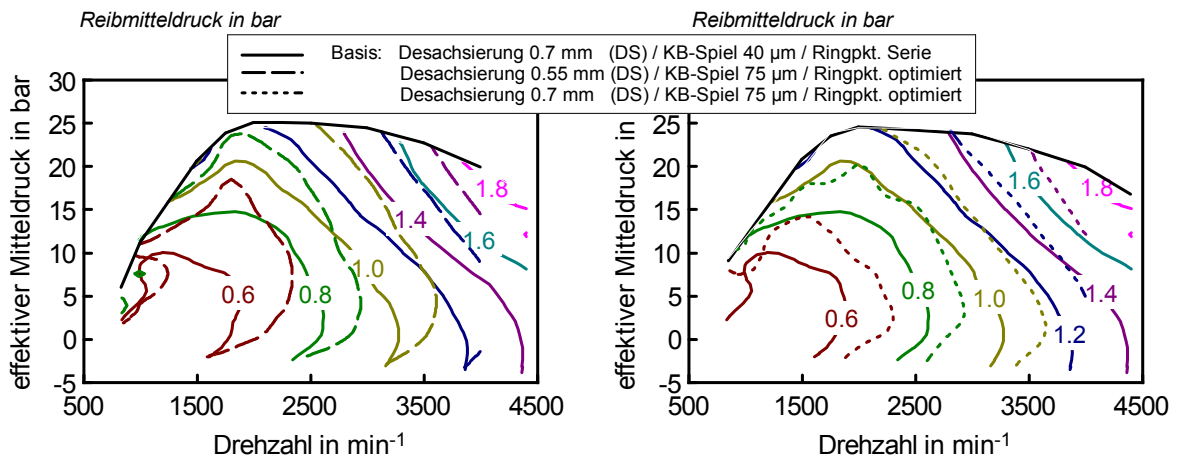


Abbildung 4.25: Vergleich von Reibkennfeldern verschiedener Kolbenbolzendesachsierungen – jeweils Vergleich zur Basisvariante

Durch die Veränderung der Desachsierung des Kolbenbolzens kann der Anlagewechsel und damit sowohl das Reibungsverhalten als auch das Akustikverhalten eines Verbrennungsmotors beeinflusst werden. Aus diesem Grund ist in Abbildung 4.26 ein Vergleich des gemessenen Körperschalls im Bereich von Zylinder 3 / druckseitig dargestellt.

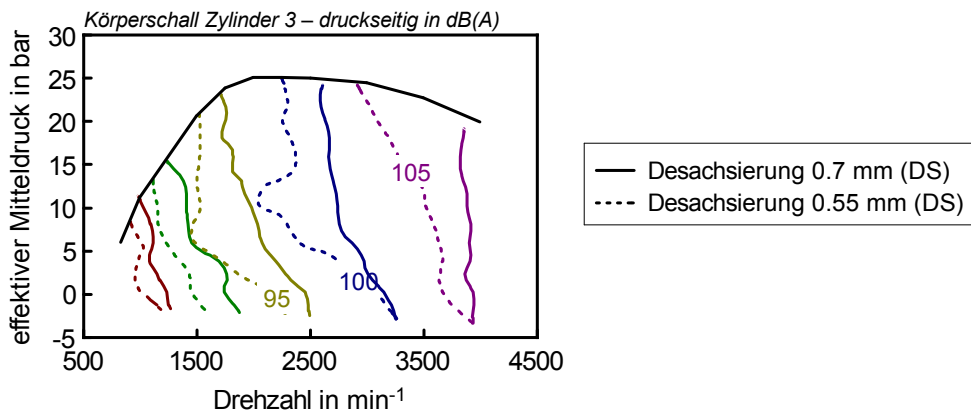


Abbildung 4.26: Vergleich Körperschall verschiedener Kolbenbolzendesachsierungen

Hierbei ist ersichtlich, dass die größere Kolbenbolzendesachsierung von 0.7 mm zur

Druckseite erkennbare Akustikvorteile aufweist. Demnach konnte eine positive Beeinflussung des Akustikverhaltens durch die größere Kolbenbolzendesachsierung in Richtung Druckseite experimentell nachgewiesen werden.

Von wesentlichem Interesse ist wiederum der Akustikvergleich zur Basisvariante. Erkennbar ist ein höherer Körperschallwert des Versuchsträgers "Desachsierung 0.7 mm" im Vergleich zur Basis. Beide Motoren (Basis und "Desachsierung 0.7 mm") verfügen zwar über die idente Kolbenbolzendesachsierungen von 0.7 mm zur Druckseite, jedoch liegen Unterschiede im Kolbenspiel vor. Aufgrund des höheren Kolbenspiels des Versuchsträgers "Desachsierung 0.7 mm" erfolgt in diesem Fall eine negative Beeinflussung des Akustikverhaltens.

Eine weitere wichtige ableitbare Erkenntnis aus diesen experimentellen Untersuchungen ist demnach die negative Akustikbeeinflussung durch Erhöhung des Kolbenspiels, welche mit steigender Drehzahl zunimmt.

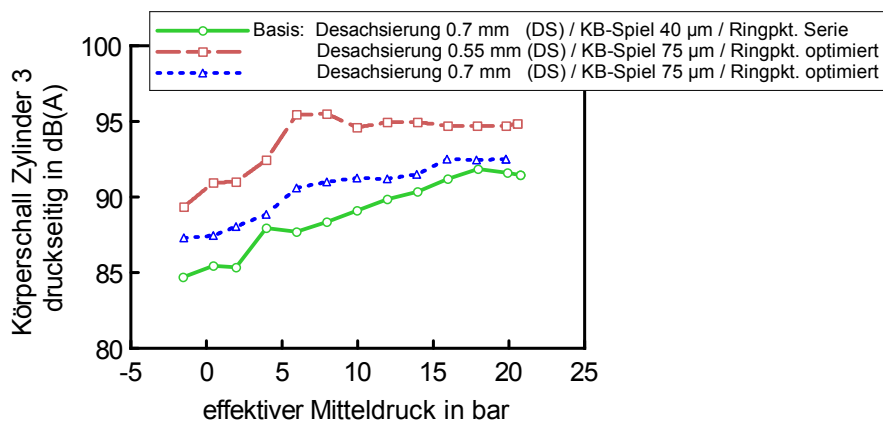


Abbildung 4.27: Vergleich Körperschall verschiedener Kolbenbolzendesachsierungen – Lastschnitt 1500 min^{-1}

Hierbei ist jedoch nur eine sehr geringe Lastabhängigkeit vorhanden, wie in den Abbildungen 4.27 und 4.28 ersichtlich.

4 Experimentelle Bewertung konstruktiver Maßnahmen

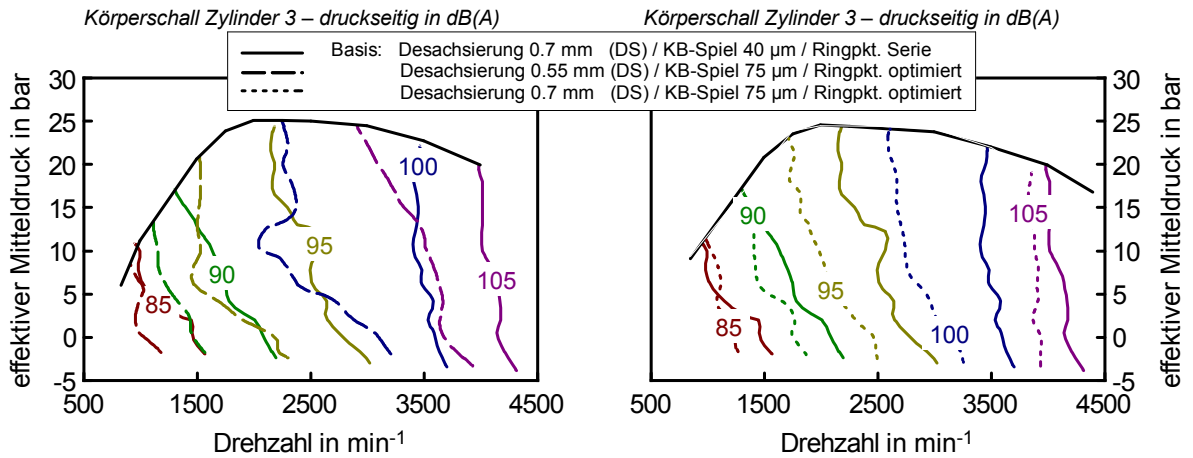


Abbildung 4.28: Vergleich Körperschall verschiedener Kolbenbolzendesachsierungen – jeweils Vergleich zur Basisvariante

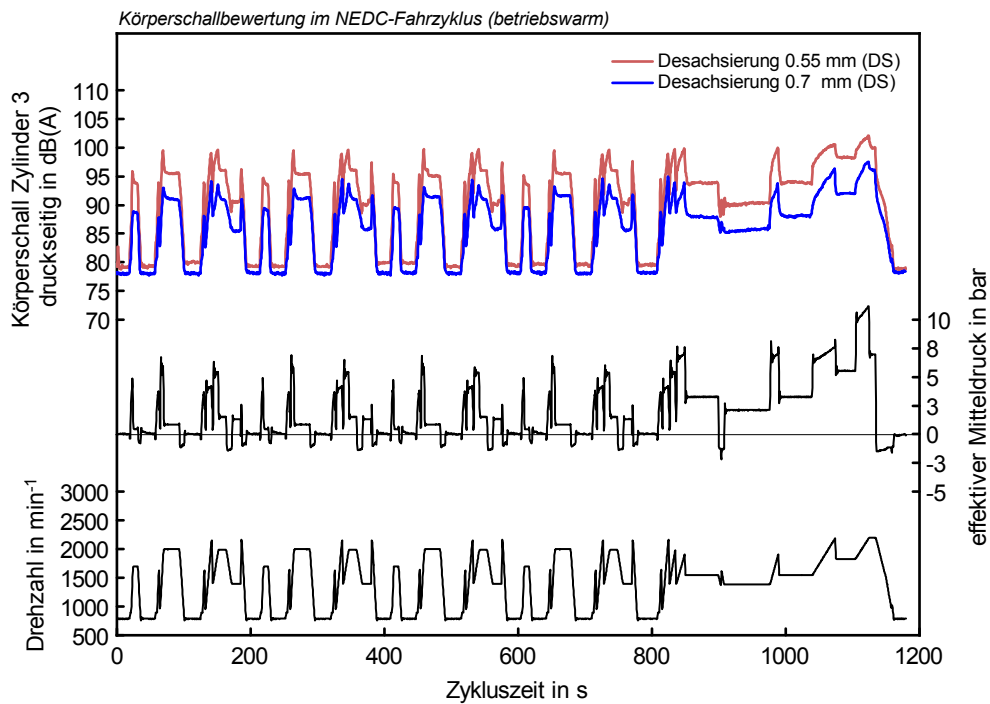


Abbildung 4.29: Instationäre Körperschallbewertung im NEDC-Fahrzyklus verschiedener Kolbenbolzendesachsierungen – Motor betriebswarm

Abbildung 4.29 zeigt die instationäre Bewertung des Akustikverhaltens im neuen europäischen Fahrzyklus. Erkennbar ist auch hierbei die Verschlechterung der Akustik im Falle der geringeren Kolbenbolzendesachsierung von 0.55 mm.

Eine wesentliche Herausforderung im Zuge der Desachsierungsbewertung lag in der Übertragbarkeit der experimentellen Ergebnisse zwischen zwei verschiedenen Motorprüfständen. Im Speziellen seien hierbei Unterschiede im dynamischen Regelungsverhalten im Instationärbetrieb erwähnt.

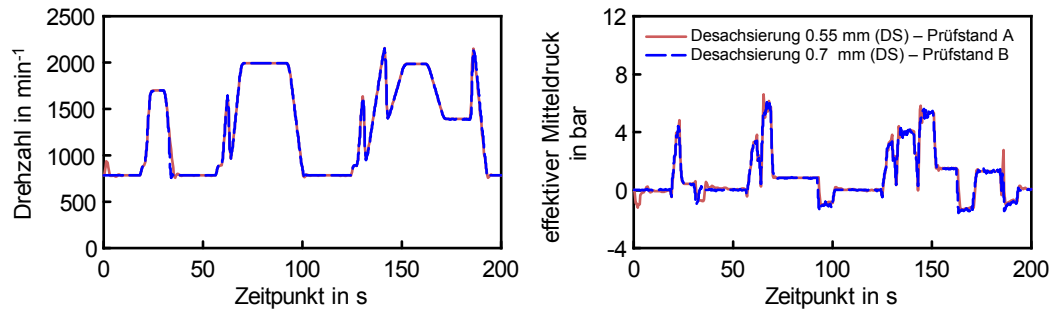


Abbildung 4.30: Dynamisches Regelungsverhalten verschiedener Prüfstände im NEDC-Stadtteil

In Abbildung 4.30 ist ein Vergleich der Regelungscharakteristika beider Prüfstände (Asynchronmaschine und Tandem Aufbau) in Bezug auf Drehzahl und Drehmomentenregelung in einer Phase des Stadtteils im NEDC-Fahrzyklus dargestellt. Durch diverse Anpassungen der jeweiligen Regelungscharakteristika der beiden Prüfstände konnte eine sehr gute Übereinstimmung der dynamischen Regelungen erzielt werden.

Diese Übereinstimmung bildete die Grundlage für eine Plausibilisierung der befeuerten Reibungsmessungen durch Messung des Kraftstoffverbrauchs im NEDC-Fahrzyklus. Dieser Vergleich ist in Abbildung 4.31 in Form der kumulierten Kraftstoffverbräuche dargestellt.

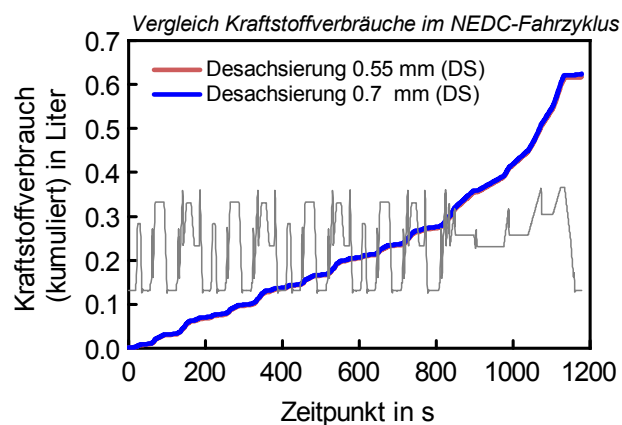


Abbildung 4.31: Vergleich kumulierte Kraftstoffverbräuche verschiedener Kolbenbolzendesachsierungen im NEDC-Fahrzyklus

Darin ist keine signifikante Beeinflussung des Kraftstoffverbrauchs zwischen den beiden Kolbendesachsierungsvarianten im NEDC-Fahrzyklus erkennbar, was mit den Reibungsmessungen korreliert. Auf diesem Weg konnten die Reibungsmessungen durch Verbrauchsmessungen plausibilisiert werden.

4.3.1 Plausibilisierung der experimentellen Ergebnisse

Zur Sicherstellung einer hohen Messgenauigkeit sollen die aus den Reibungsmessungen ermittelten Ergebnisse auch instationär über den Kraftstoffverbrauch plausibilisiert werden (siehe Abbildung 4.32).

Dies erfolgt exemplarisch durch einen Vergleich des real gemessenen Kraftstoffverbrauchs im NEDC-Fahrzyklus (betriebswarm) des Basismotors und jenem mit der Bezeichnung "Optimierte Variante".

Zu diesem Zweck sind die konstruktiven Unterschiede der beiden, diesem Vergleich zugrundeliegenden Motoren, in den Tabellen 4.6 und 4.7 vergleichend dargestellt.

Tabelle 4.6: Übersicht konstruktiver Unterschiede der Motoren (Kolbengruppe) zur Verbrauchsplausibilisierung

Bezeichnung	Kolben Ø / Kolbenspiel in mm / μm	Desachsierung Kolbenbolzen ** in mm	Ringpaket
Basismotor	83.96 / 40	-0.7	Serie
Optimierte Variante	83.925 / 75	-0.55	optimiert

** negative Desachsierung = Desachsierung zur Druckseite

Tabelle 4.7: Ringpakete Versuchsträger zur Verbrauchsplausibilisierung

Ringpaket	Ringhöhe Rechteckring / Nasenminutenring in mm	Summe Tangentialkräfte (gemittelt) gesamtes Ringpaket in N
Serie	1.75 / 1.75	36.7
optimiert	1.5 / 1.5	28.8

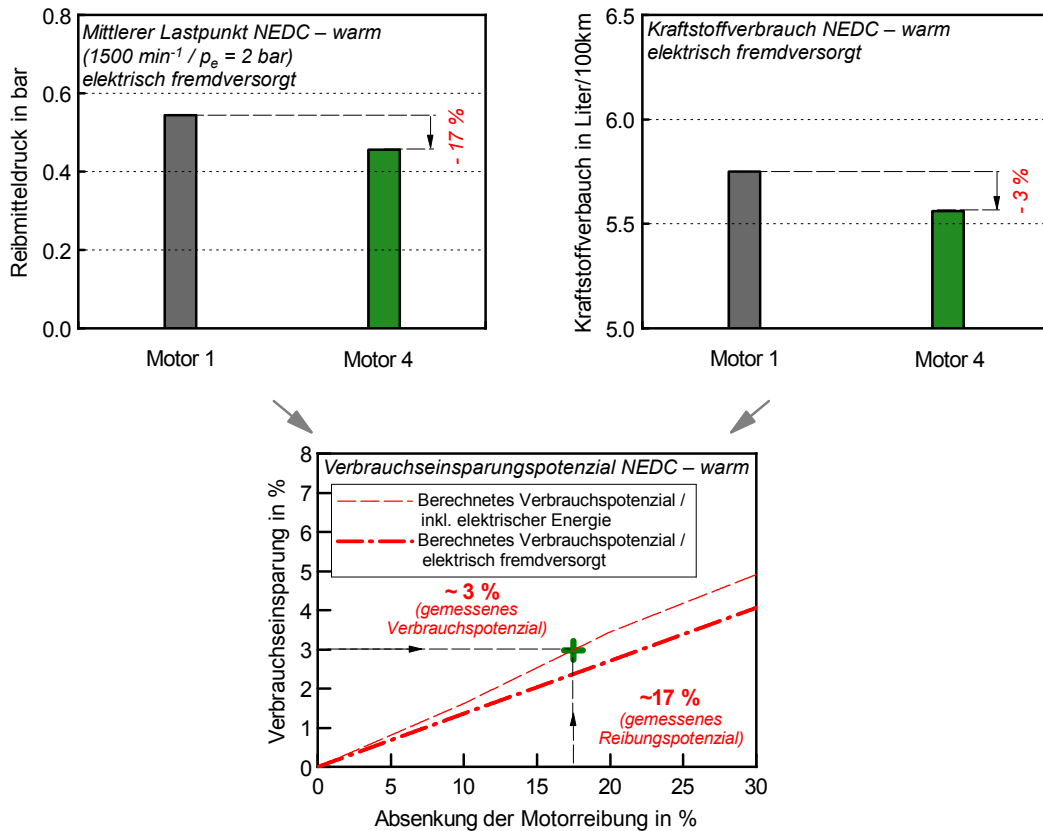


Abbildung 4.32: Instationäre Verbrauchsplausibilisierung der Reibungsmessungen im NEDC-Fahrzyklus

Bei der in Abbildung 4.32 dargestellten Plausibilisierung wird erkennbar, dass der im NEDC-Zyklussschwerpunkt (Mittelklasse Pkw – SMK 1700 kg) gemessene Reibungsvorteil des optimierten Motors im Vergleich zum Basismotor $\approx 17\%$ beträgt. Der NEDC-Zyklussschwerpunkt wird von der mittleren Zyklusdrehzahl und dem mittlerem effektiven Mitteldruck gebildet und beträgt für die dargestellte Konfiguration $\approx 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 2 \text{ bar}$.

Entsprechend den, am Beginn dieser Arbeit, durchgeführten Potenzialberechnungen (elektrisch fremdversorgtes Potenzial) bezüglich Kraftstoffverbrauchseinsparung sollte diese Reibungsabsenkung der optimierten Variante in einer Kraftstoffverbrauchseinsparung von $\approx 2.5\%$ im Fahrzyklus resultieren. Dies konnte in einer real gemessenen Kraftstoffverbrauchsreduktion im NEDC-Fahrzyklus von $\approx 3\%$ wiedergefunden werden. Die Abweichungen resultieren vor allem aus der Tatsache, dass der Betriebspunkt 1500 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$ als Stationärbetriebspunkt stellvertretend für den gesamten Fahrzyklus angesehen wird. Die gleichen Tendenzen konnten durch Messungen in einem FTP75-Fahrzyklus bestätigt werden.

Aus diesem Vergleich kann die Korrektheit der Reibungsmessungen abgeleitet bzw. eine Plausibilisierung der Reibungsmessungen durch Verbrauchsmessungen durchgeführt werden.

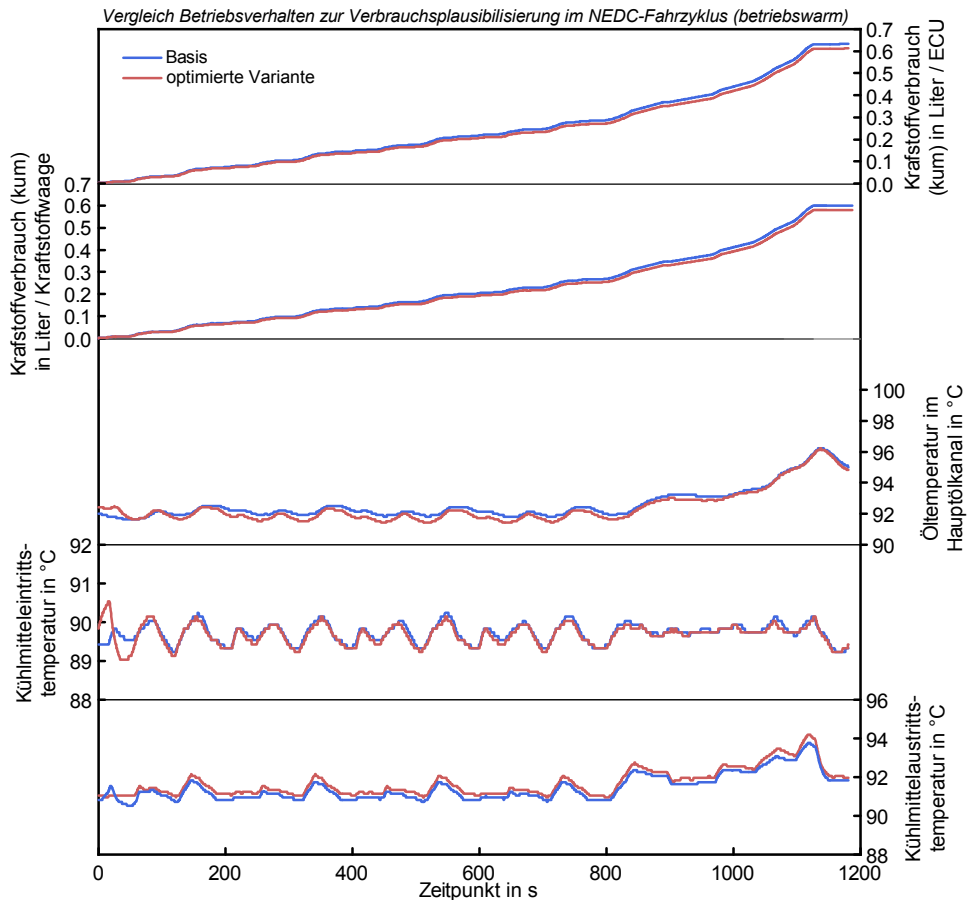


Abbildung 4.33: Verbrauchsplausibilisierung – Betriebsverhalten im NEDC-Fahrzyklus

Von wesentlichem Einfluss auf ein genaues Ergebnis in der experimentellen Ermittlung des Zyklusverbrauchs sind die Konditionierungsbedingungen am Motorprüfstand. Um diese Tatsache zu verdeutlichen sind relevante Betriebsbedingungen bzw. Ergebnisse zum instationären Plausibilisierungsvergleich bezüglich Kraftstoffverbrauch im NEDC-Fahrzyklus in Abbildung 4.33 dargestellt.

4.4 Strip-Down Untersuchungen

Dieses Kapitel beschäftigt sich unter anderem mit dem Reibungseinfluss diverser konstruktiver Parameter im Kurbeltrieb von Dieselmotoren, bewertet mittels der Strip-Down Schleppmethode (inkl. Zylinderdruckindizierung). Des Weiteren erfolgt die Ermittlung der Reibungsniveaus verschiedener Motorkomponenten im Schleppbetrieb. Abbildung 4.34 zeigt einen Prüfstands Aufbau zur Durchführung der Strip-Down Untersuchungen.

Bei Schleppmessungen reagieren die Gaswechselperluste sehr empfindlich auf geänderte Umgebungsbedingungen am Prüfstand oder auf geringfügige Unterschiede im Ansaug- und Abgassystem [6]. Bei einer alleinigen Bewertung mittels des Schleppmoments ist aus diesem Grund der Vergleich verschiedener Motorkomponenten nur eingeschränkt möglich.

Aus diesem Grund bzw. um diesen Tatsachen vorzubeugen, kam bei den durchgeführten Schleppmessungen zur Separation der Gasarbeit vom Schleppmoment ebenfalls eine Indizierung aller Zylinder (Vollindizierung) zum Einsatz. Auf diesem Weg konnte die Reibung definitionsgemäß ermittelt werden.

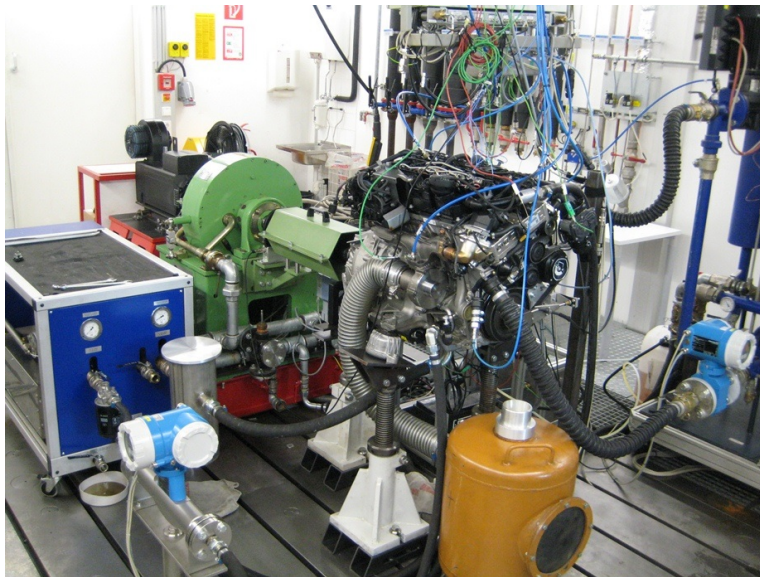


Abbildung 4.34: Prüfstands Aufbau Strip-Down Schleppuntersuchungen

Ein wesentlicher Vorteil der in diesem Kapitel angewandten Strip-Down Schleppmethodik liegt in der Erfassung der Reibungsniveaus verschiedener Motorkomponenten.

Um im geschleppten Motorbetrieb vergleichbare Bedingungen zu schaffen, wurden Öl- und Kühlmittel über externe Konditionieranlagen konditioniert (siehe Abbildung 4.35). Zur Konditionierung dieser Betriebsmedien wurden Konditionieranlagen der Firma AVL des Typs 554 (Ölkonditionierung) und 553 (Kühlmittelkonditionierung) verwendet.

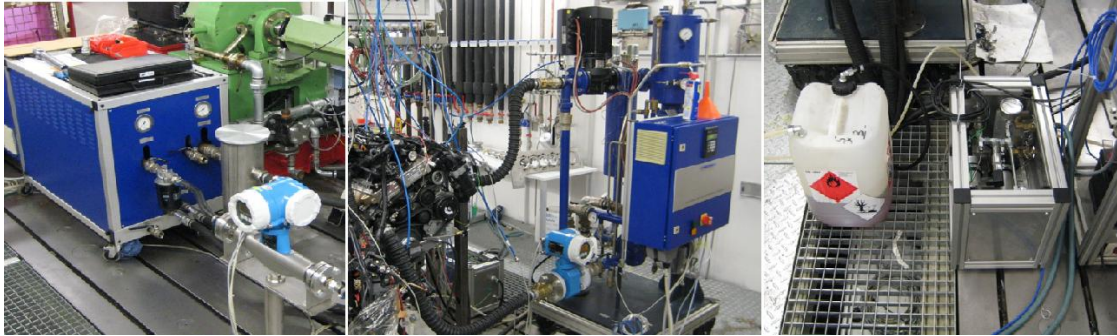


Abbildung 4.35: Prüfstands Aufbau Konditionieranlagen

Führungsgrößen stellten hierbei die Temperaturen im Hauptölkanal und am Kühlmittelintritt in den Motor dar. Untersucht wurde jeweils das Reibungsverhalten bei den Temperaturniveaus 40/40 & 80/80 & 100/100 °C (Öl-/Kühlmittel).

Die Konditionierung des Kraftstoffs erfolgte über eine eigens gebaute Konditionieranlage. Des Weiteren erfolgte in jenen Strip-Down Schritten, in welchen die Motorölpumpe entfernt wurde, eine Bereitstellung des Öldrucks durch die Ölkonditionieranlage. In jenen Schritten, in welchen die Wasserpumpe entfernt wurde, wurde der Kühlmitteldurchfluss mittels einer motorexternen Pumpe an der Kühlmittelkonditionieranlage erzeugt.

In jenen Schritten, in welchen eine Ölkonditionierung mittels der Ölkonditionieranlage durchgeführt wurde, stellte das Konstanthalten eines definierten Ölstandes in der Ölwanne ein wesentliches Zielkriterium dar. Auf diesem Weg konnten Panschverluste durch Eintauchen der Kurbelwelle in der Ölwanne vermieden werden. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden wurde ein Zwischengefäß (Ausgleichsbehälter) im Ölkonditionierkreislauf installiert. Die Einstellung des Ölstandes in der Ölwanne erfolgte über ein Füllstandsrohr in der Ölwanne. Andernfalls könnte die Volumenausdehnung des Öls aufgrund der hohen Ölvolumina in Konditionieranlage und Motor (> 20 Liter) zu erheblichen Änderungen des Ölstandes in der Ölwanne und somit Panschverlusten führen. Eine schematische Darstellung des Konditionierkreislaufes des Motoröls (jeweils Strip-Down Schritte 1) ist in Abbildung 4.36 dargestellt.

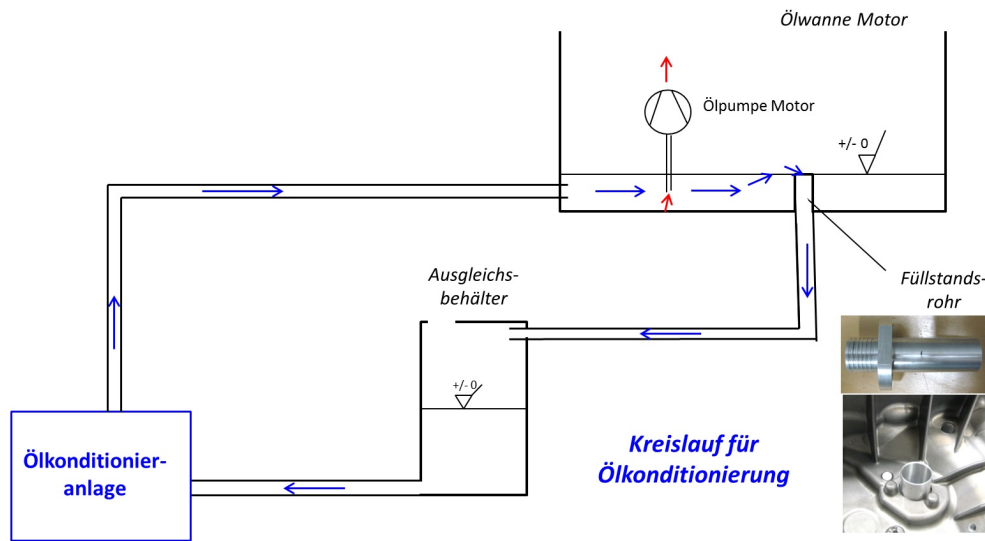


Abbildung 4.36: Prüfstands-aufbau Ölkonditioniersystem

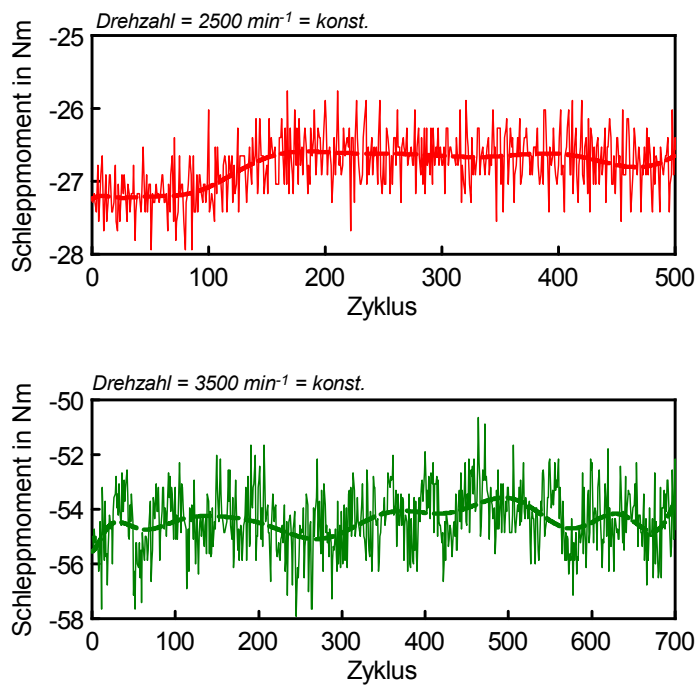


Abbildung 4.37: Panschverluste bei verschiedenen Drehzahlen

Beispiele für die Auswirkungen von Panschverlusten sind in der Abbildung 4.37 dargestellt.

Hierbei sind diese Verluste durch deutlich erkennbare zyklische Schwankungen im Schleppmoment erkennbar, welche zu gravierenden Messfehlern in den Reibungsmes-

sungen führen würden.

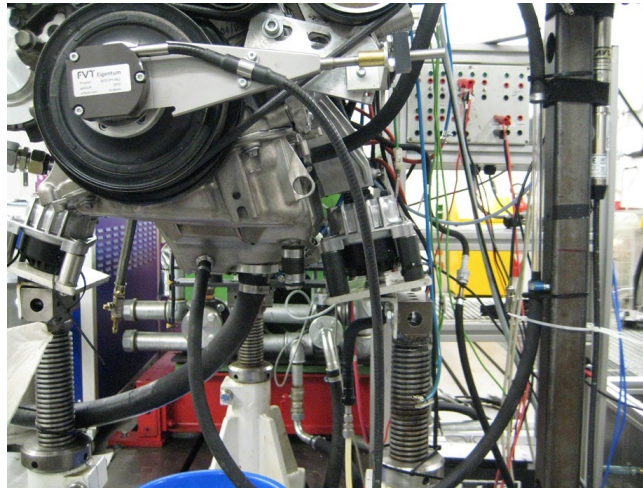


Abbildung 4.38: Ölstandskontrolle

Um Fehler dieser Art ausschließen zu können wurde bei allen Untersuchungen eine Überwachung des Ölstandes durch ein Schauglas, appliziert in der Ölwanne, vorgenommen (siehe Abbildung 4.38). Das Funktionsprinzip dieser Überwachung basiert auf dem Prinzip der kommunizierenden Gefäße.

Damit war es möglich den Ölstand im Betrieb des Motors zu beobachten und auf diesem Weg vorzeitig Panschverluste erkennen zu können.

Um die Schleppmessungen korrekt und vergleichbar durchführen zu können wurden für alle untersuchten Versuchsträger folgende Randbedingungen definiert:

- Generator musste keine elektrische Energie erzeugen (Nulllast)
- Klimakompressor läuft leer mit
- Zumesseinheit der Common-Rail Hochdruckpumpe auf Nullförderung gestellt (über ETK-Steuergerät) Raildruck = konst. \approx 5-6 bar
- Drosselklappe und Drallklappe über ETK-Steuergerät offen
- Thermostat an Wasserpumpe aufgespreizt (um eine Kühlmitteldurchströmung des Motors auch bei niedrigen Kühlmitteltemperaturen zu ermöglichen)
- Konditionierung – Kühlmittel auf Kühlmittelintrittstemperatur (40/80/100 °C)
- Konditionierung – Öl auf Temperatur im Hauptölkanal (40/80/100 °C)

Eine wesentliche, im Zuge der Schleppmessungen, auftretende Tatsache ist, dass die ermittelte Reibung der Common-Rail Hochdruckpumpe aufgrund der niedrigen Raildrücke bzw. fehlenden Einspritzung nicht für den real befeuerten Betrieb repräsentativ

ist. Um die korrekte Durchführung der Differenzbildung zu ermöglichen ist die Ermittlung dieses Reibungsniveaus dennoch notwendig.

Des Weiteren konnte die für den befeuerten Motorbetrieb benötigte elektrische Energie im Zuge der Strip-Down Schleppmessungen nicht berücksichtigt werden.

In sämtlichen Schritten, in welchen die motoreigene Ölpumpe abgebaut und die Öldruckerzeugung über die Konditionieranlage erfolgte, sollte das Verhalten einer druckgeregelten Ölpumpe nachgebildet werden. Abbildung 4.39 zeigt die Verläufe der Öldrücke, welche mittels der motoreigenen Ölpumpe ermittelt wurden, und jene welche mittels der Ölkonditionieranlage eingestellt wurden um das Verhalten einer druckgeregelten Ölpumpe nachstellen zu können. Die Öldruckverläufe der druckgeregelten Ölpumpe wurden in separaten Messungen der Motornachfolgegeneration ermittelt und in den weiteren Schritten den untersuchten Versuchsträger zugrunde gelegt. Diese Verläufe sind exemplarisch den im Folgenden betrachteten Motor 1 dargestellt. Des Weiteren wurden die Auswirkungen der Änderung des Öldrucks auf die Reibleistung in gesonderten Untersuchungen (Kapitel 4.4.6) separiert betrachtet.

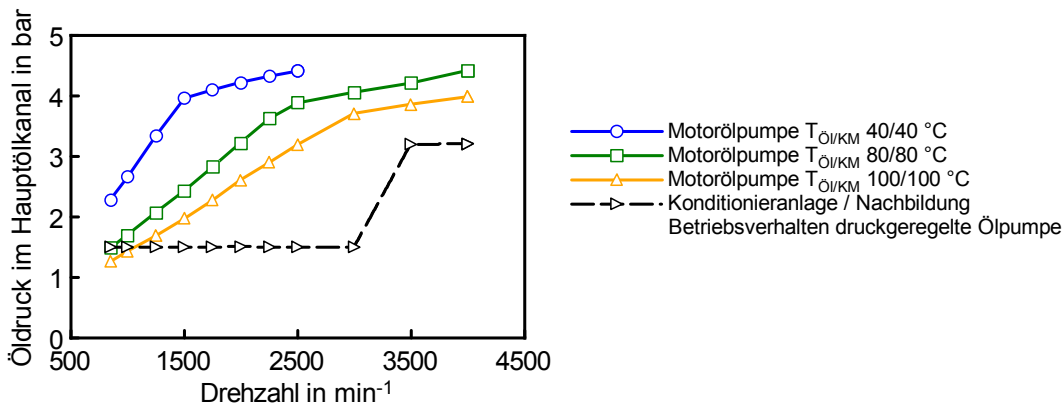


Abbildung 4.39: Öldruck Strip-Down Untersuchungen

Insgesamt wurden im Zuge der durchgeführten Strip-Down Schleppmessungen 4 Pkw-Dieselmotoren untersucht. Diese sind in Tabelle 4.8 vergleichend dargestellt. Darin erkennbar ist, dass sich Motor 1 und Motor 2 lediglich in deren Zylinderzahl unterscheiden, während sämtliche andere Grundgeometrieparameter der beiden Versuchsträger identisch sind. Ein wesentlicher Unterschied zwischen Motor 2 und Motor 3 liegt in der Verlängerung der Pleuelstange um 5 mm. Diese konstruktive Veränderung bzw. deren Auswirkung auf die Kolbengruppenreibung wird in Kapitel 4.4.4 näher betrachtet.

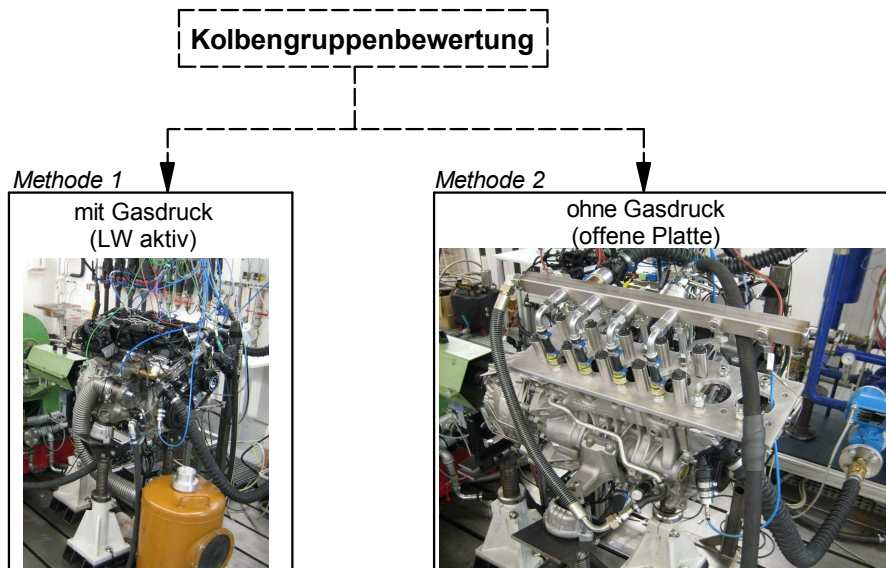
Der Versuchsträger 4 stellt ein, im Vergleich zu den anderen Motoren, um 20 % hubraumreduziertes Triebwerk in Kombination mit einer abermals verlängerten Pleuelstange dar.

Parameter wie die Desachsierung des Kolbenbolzens, sowie das Verdichtungsverhältnis wurden bei den verschiedenen Versuchsträgern nicht verändert.

Tabelle 4.8: Beschreibung Versuchsträger Strip-Down Schleppmessungen

		Motor 1	Motor 2	Motor 3	Motor 4
Kenngröße	Einheit	Wert	Wert	Wert	Wert
Zyl / Ventile	-	4 / 4	6 / 4	6 / 4	6 / 4
Hubraum	cm ³	1995	2992	2992	2396
Bohrung	mm	84	84	84	78
Hub	mm	90	90	90	83.6
Pleuellänge	mm	138	138	143	147.7
Desachsierung Kolbenbolzen*	mm	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7
Verdichtungsverhältnis	-	16.5	16.5	16.5	16.5

* negative Desachsierung = Desachsierung zur Druckseite

**Abbildung 4.40:** Angewandte Methoden der Kolbengruppenbewertung im Schleppbetrieb

Von wesentlichem Interesse zeigte sich die Untersuchung der Kolbengruppenreibung. Um auch hierbei methodisch vorzugehen wurden verschiedene Methoden der Ermittlung der Kolbengruppenreibung (siehe Abbildung 4.40) untersucht und miteinander verglichen.

Wesentlicher Unterschied der beiden, geschleppt durchgeführten, Bewertungsmethoden liegt im Zylinderdruck.

Im Zuge der Durchführung von Methode 1 war an der Kolbengruppe ein Zylinderdruck (Maximaldruck = Verdichtungsenddruck – „Ladungswechsel aktiv“) vorhanden. Im Gegensatz dazu wurde bei der Anwendung der Methode 2 ohne Gasdruck bewertet. Dies wurde durch die Applikation einer sogenannten offenen Platte als Zylinderkopf ermöglicht.

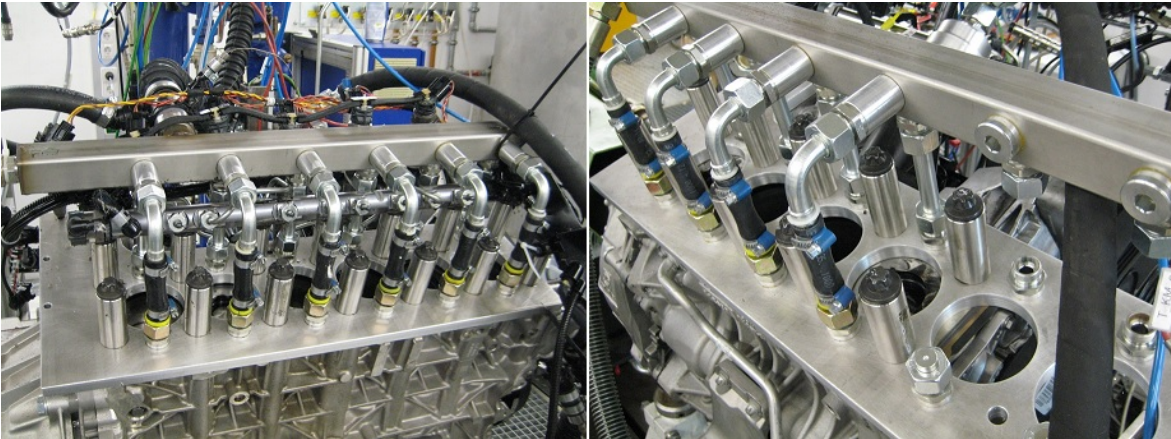


Abbildung 4.41: Offener Zylinderkopf

Die offene Platte ist in Abbildung 4.41 dargestellt und wurde eigens für diese Untersuchungen angefertigt. Um den Betriebspunkt der Kühlmittelpumpe des Motors nicht zu beeinflussen wurde die konstruktionsbedingte Strömungssituation des Kühlmittels durch den Zylinderkopf bestmöglich nachgebildet. Des Weiteren wurde die offene Platte für den kombinierten Einsatz sowohl für den Motor 1 (4-Zylinder), als auch für die 6-Zylinderaggregate (Motoren 2,3,4) konzipiert.

4.4.1 Strip-Down Systematik

Um die Reibungsniveaus der verschiedenen Komponenten gut auflösen zu können, war es am Beginn der Untersuchungen notwendig eine möglichst gut durchdachte Strip-Down Systematik zu definieren. Im Wesentlichen umfasst diese Systematik die Abbaureihenfolge der verschiedenen Motorkomponenten und ist für den 4-Zylinder Motor (Motor 1) in der folgenden Tabelle 4.9 exemplarisch dargestellt.

Tabelle 4.9: Strip-Down Systematik

Strip-Down Schritt	Ölpumpe & Vakuumpumpe	Ventiltrieb	Kolben	Wasserpumpe & Riementrieb	Hochdruckpumpe & unterer Kettentrieb	Kurbelwelle	Ausgleichswellen	Ladungswechsel	Zylinderkopf	resultierende Komponente(n)
1	x	x	x	x	x	x	x	x	Serie	Gesamtreibung
2		x	x	x	x	x	x	x	Serie	Öl- & Vakuumpumpe
3			x	x	x	x	x		offen	Ventiltrieb & Ladungswechsel
4				x	x	x	x		Serie	Kolben
5		x		x	x	x	x		Serie	Ventiltrieb
6					x	x	x		Serie	Wasserpumpe & Riementrieb
7						x	x		Serie	Hochdruckpumpe & unterer Kettentrieb
8						x			Serie	Kurbelwelle / Ausgleichswellen
9	x	x	x	x	x	x	x	x	Serie	Referenzmessung Gesamtreibung

Bei der Definition dieser Reihenfolge wurde wesentlicher Wert darauf gelegt, die Kolben möglichst schnell aus dem Motor auszubauen um auf diesem Weg auf die Zylinderdruckindizierung verzichten zu können. Dadurch konnten etwaige Fehlerquellen reduziert werden.

Wie in Tabelle 4.9 ersichtlich, ist eine Zylinderdruckindizierung nur in den Schritten 1,2 und 9 erforderlich, da in den anderen Schritten aufgrund des Ausbaus der Kolben-Gruppe kein Gasdruck in den Zylindern vorhanden war.

Bei allen durchgeführten Messungen wurde der idente Drehmomentmessflansch (HBM T40 / 1000 Nm) verwendet, da dieser eine sehr gute Reproduzierbarkeit ($< 0.1 \text{ Nm}$)

aufwies.

Um die Reproduzierbarkeit bzw. eine hohe Messgenauigkeit zu gewährleisten wurde im letzten durchgeführten Strip-Down Schritt die Vollmotorreibung erneut gemessen.

Die aufgelösten Komponenten der verschiedenen Versuchsträger sind in Tabelle 4.10 dargestellt. Aufgrund diverser Bauteilgleichheiten an den verschiedenen Versuchsträgern wurden nicht bei jedem Versuchsträger alle Komponenten messtechnisch aufgelöst.

Tabelle 4.10: Im Zuge des Strip-Down Messprogramms aufgelöste Komponenten

Aufgelöste Komponente(n)	Motor 1	Motor 2	Motor 3	Motor 4
Gesamttrieb	x	x	x	x
Ölpumpe & Vakuumpumpe	x	x	x	x
Ventiltrieb	x	x		
Kolben	x	x	x	x
Wasserpumpe & Riementrieb	x	x		
Hochdruckpumpe & unterer Kettentrieb	x	x		
Kurbelwelle	x	x		x
Ausgleichswellen	x			
Referenzmessung Gesamttrieb	x	x		

Um eine möglichst hohe Messgenauigkeit seitens der Indizierung zu gewährleisten wurden die Zylinderdrucksensoren auf das im Zuge der Schleppmessungen geringere Druckniveau kalibriert. Diese Kalibrierung wurde bei einem Druckniveau von 40 bar durchgeführt und im Laufe der Strip-Down Messungen der 4 Motoren laufend überprüft.

Um den hohen Genauigkeitsanforderungen in der Zuordnung des oberen Totpunkts bei Reibungsmessungen bzw. Indiziermessungen gerecht zu werden, wurde die OT-Lage vor und nach jedem Schritt mit der kapazitiven OT-Sonde (AVL 428) eingestellt bzw. überprüft. Des Weiteren wurde die OT-Lage laufend über den thermodynamischen Verlustwinkel im Schleppbetrieb kontrolliert (siehe Kapitel 2.3).

Exemplarisch für die erzielte Genauigkeit bzw. Reproduzierbarkeit der Zylinderdruckindizierung ist der Vergleich der indizierten Mitteldrücke des Motors 1 in den Strip-Down Schritten 1 und 2 für ein Öl-/ Kühlmitteltemperaturniveau von 100/100 °C in Abbildung 4.42 dargestellt. Erkennbar ist eine sehr gute Übereinstimmung der ermittelten Gasarbeiten der beiden Strip-Down Schritte.

Repräsentativ für die Reproduziergenauigkeit der Strip-Down Untersuchungen soll der Vergleich des gemessenen Reibmoments am Beginn und Ende eines Strip-Down Messprogramms für den Motor 2 (Öl-Kühlmitteltemperaturniveau 80/80 °C) (Abbildung 4.43) gezeigt werden.

Hierbei muss festgehalten werden, dass zwischen diesen Messungen sämtliche für die Differenzbildung notwendige (Umbau)-Schritte durchgeführt wurden.

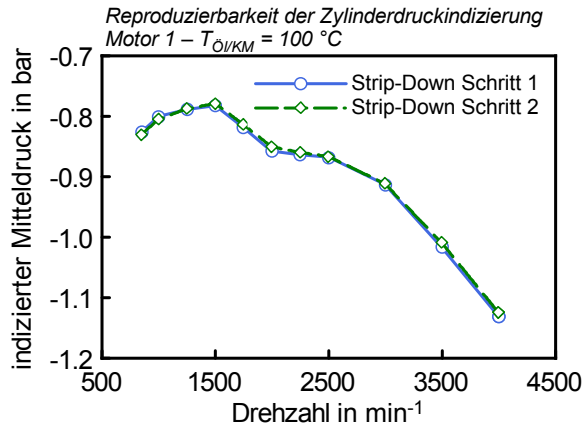


Abbildung 4.42: Im Zuge der Strip-Down Messungen erzielte Wiederholgenauigkeit der Zylinderdruckindizierung

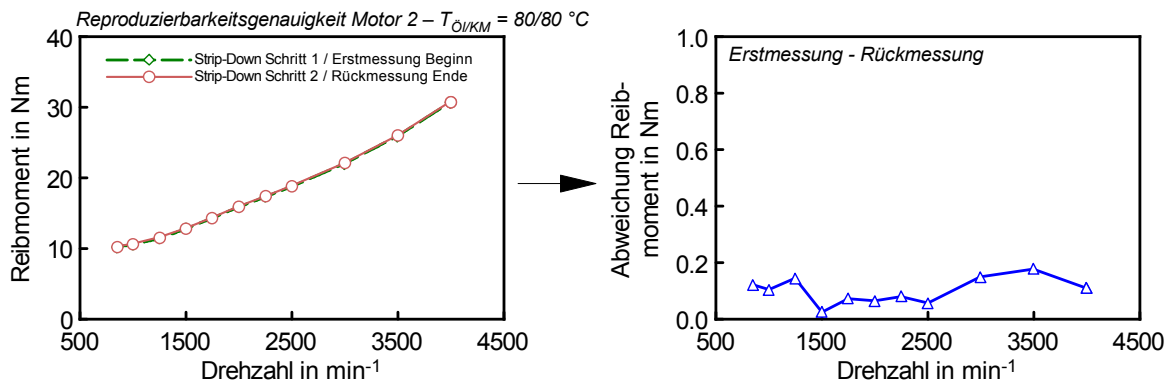


Abbildung 4.43: Im Zuge der Strip-Down Messungen erzielte Reproduzierbarkeitsgenauigkeit im Reibmoment

Erkennbar ist eine mittlere absolute Reproduzierbarkeitsgenauigkeit von $\approx 0.1 \text{ Nm}$ im Reibmoment der Vollmotoren. Bei Betrachtung der verschiedenen Fehlerquellen (Zylinderdruckindizierung, Drehmomentmesstechnik, Konditionierungsbedingungen, Zerlege- und Zusammenbaueinflüsse, usw.) bzw. hohen Genauigkeitsanforderungen bei Reibleistungsuntersuchungen stellt dies einen sehr guten Wert dar.

Die folgende Abbildung 4.44 zeigt die, über dem Kurbelwinkel aufgelösten, Verläufe der effektiven Drehmomente von Motor 1 und 2 in den verschiedenen Strip-Down Schritten.

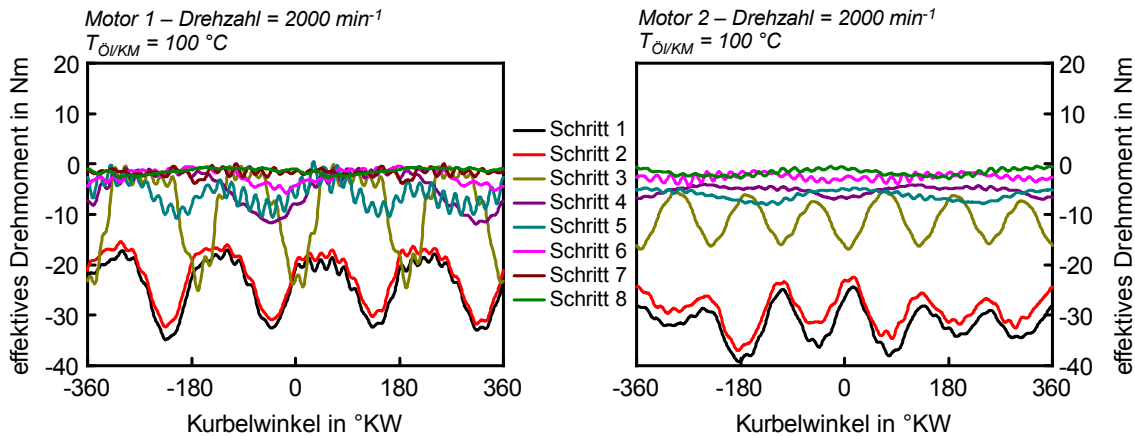


Abbildung 4.44: Kurbelwinkel aufgelöste Schlepmmomente für verschiedene Aufbauzustände und Versuchsträger

Grundsätzlich sind hierbei deutliche Änderungen sowohl im Verlauf, als auch in den Amplituden des effektiven Drehmomentes durch die verschiedenen Aufbauschritte erkennbar. Ein wesentlicher Unterschied wird bei Betrachtung des Drehmomentverlaufs von Schritt 2 auf 3, dem Wegfall der Gasarbeit in den Zylindern (Schritt 3 / offener Zylinderkopf), erkennbar. Hierbei tritt eine deutliche Absenkung der Drehmomentamplituden auf.

Bei Betrachtung der Drehmomentenverläufe von Schritt 3 auf 4 wird ein Wegfall der, durch die Zylinderanzahl bedingten, Drehmomentenspitzen durch den Wegfall der Kolben erkennbar.

4.4.2 Reibleistungsaufteilung

Im Folgenden wird die Aufteilung der Reibleistung aus den Strip-Down Schleppmessungen für den 4-Zylinder Dieselmotor (Motor 1) exemplarisch dargestellt.

Abbildung 4.45 zeigt die Darstellung der Reibungsniveaus (in Form des Reibmoments / absolut und prozentual) der verschiedenen Komponenten für das konditionierte Öl- und Kühlmitteltemperaturniveau von 80/80 °C.

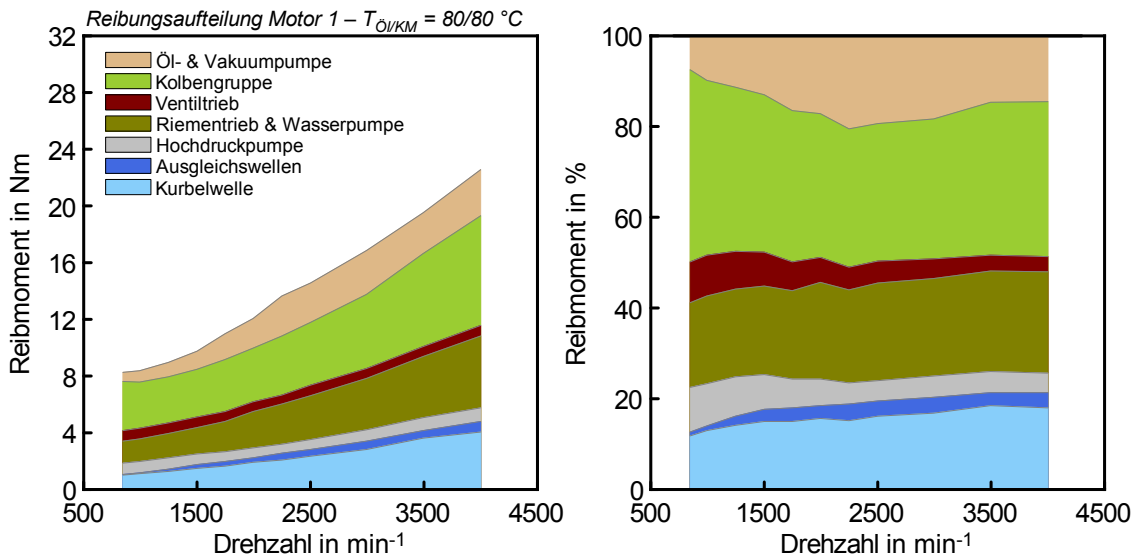


Abbildung 4.45: Reibungsaufteilung an einem Pkw-Dieselmotor – Schleppmessungen mit Strip-Down Untersuchungen – Reibmomente

In dieser Darstellung wurde das Reibmoment definitionsgemäß (Differenz von indizierter und effektiver Arbeit) ermittelt. Wie bereits zuvor erwähnt wurde die Gasarbeit durch den Einsatz der Zylinderdruckindizierung „direkt“ berücksichtigt.

Hinsichtlich der Reibungsaufteilung der Komponenten ist zu erkennen, dass die Kolbengruppe (Kolben, Kolbenringe und Pleuellager) einen wesentlichen Anteil an der Gesamtreibung des Triebwerks verursacht.

Erwähnt werden muss jedoch, dass die Kolbengruppe im Zuge einer Strip-Down Schleppmessung nicht in ihrem realen, befeuerten, Betriebsverhalten bewertet werden kann. Für den später durchgeführten Vergleich zwischen den verschiedenen Versuchsträgern soll diese Messmethodik jedoch zur Abschätzung konstruktiver Veränderungen dienen.

Eine weitere, in Abbildung 4.45 dargestellte, Erkenntnis stellt die Tatsache dar, dass der Riementrieb und die Wasserpumpe des Motors 1 einen wesentlichen Anteil am Gesamtreibniveau bilden.

Die Reibung der Ölpumpe und Vakuumpumpe beinhaltet zusätzlich die Öldruckabsenkung. Eine Differenzierung der beiden Effekte wird in Kapitel 4.4.6 näher behandelt.

Aufgrund der verwendeten Wälzlagerung (Nadellager) weisen die Ausgleichswellen sehr geringe Reibungsanteile auf.

Auch der Ventiltrieb dieses Motors zeigt einen eher geringen Anteil an der Gesamtreibung des Motors.

Im Gegensatz zu dem in Abbildung 4.45 dargestellten Vergleich zeigt die Abbildung 4.46 die Aufteilung der Reibleistung bewertet mittels Schleppmoment.

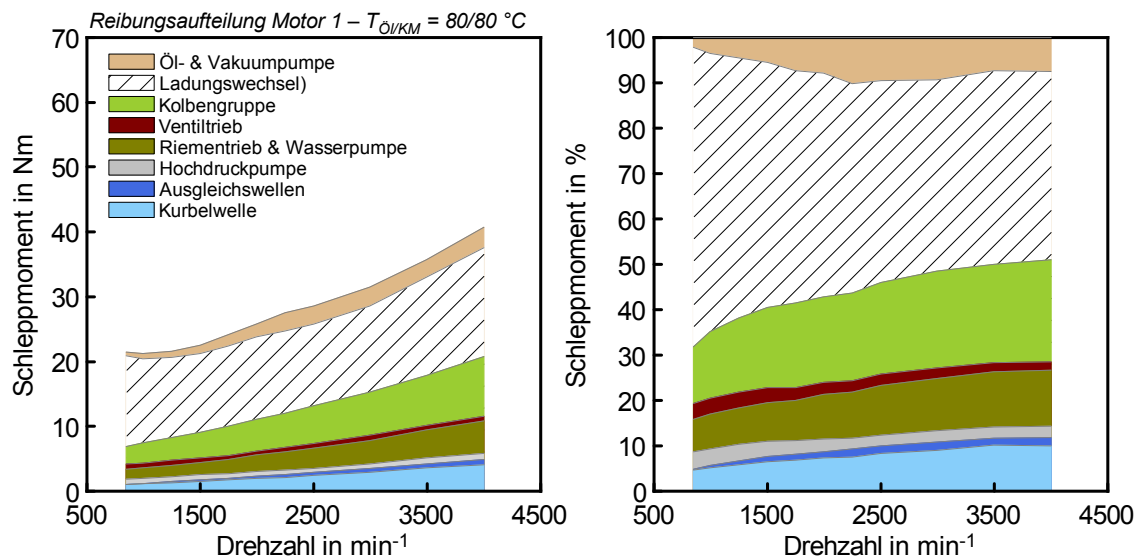


Abbildung 4.46: Reibungsaufteilung an einem Pkw-Dieselmotor – Schlepp-Strip-Down Untersuchungen – Schleppmomente

Erkennbar ist, dass in dieser Darstellung der Ladungswechsel (Gasarbeit) „als eigene“, im Zuge der Differenzmessung ermittelte, mechanische Komponente dargestellt ist.

Hierbei werden die Ergebnisse der Zylinderdruckindizierung nicht berücksichtigt. Die indizierte Arbeit (Gasarbeit) wird hierbei also nicht über die Zylinderdruckindizierung ermittelt, sondern resultiert aus den Schleppmoment (Schritte 2,3 und 5). Da zumeist bei Schleppmessungen keine Zylinderdruckindizierung verwendet wird, ist diese Methodik eine oftmals in der Industrie angewandte.

Im Falle dieser Bewertungsmethodik muss jedoch genau darauf geachtet werden, dass die Gasstrecke während der Umbauten auf andere Strip-Down Schritte nicht geändert wird bzw. exakt gleich bleibt, da sonst Fehlerquellen entstehen, da die Gasarbeit implizit im Schleppmoment vorhanden ist. Bei Einsatz einer Zylinderdruckindizierung werden Effekte dieser Art durch direkte Ermittlung der Gasarbeit über die Zylinderdrucksensoren berücksichtigt. Veränderungen in der Gasstrecke stellen somit bei Einsatz einer Zylinderdruckindizierung keine Fehlerquelle dar. Demgegenüber stehen jedoch die hohen Genauigkeitsanforderungen bei der Zylinderdruckindizierung.

Erkennbar sind grundsätzlich natürlich idente Absolutwerte der Reibungen der mechanischen Komponenten. Der größte Teil wird in dieser Darstellungsform jedoch von

der Gasarbeit gebildet.

Da die Reibungsniveaus der 4 untersuchten Motoren (& Komponenten) bei verschiedenen konditionierten Öl- / Kühlmitteltemperaturniveaus untersucht wurden, zeigt Abbildung 4.47 die Darstellung verschiedener Temperaturniveaus auf die geschleppten Vollmotorreibungen.

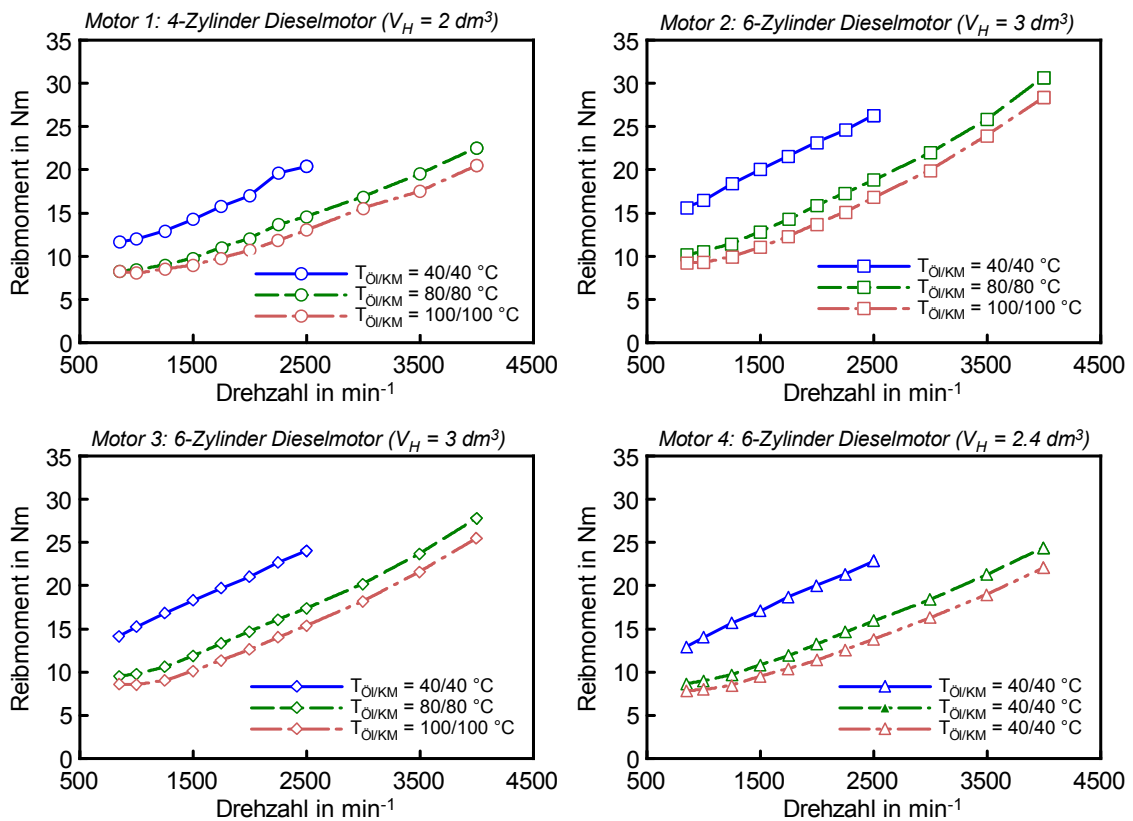


Abbildung 4.47: Reibmomente der Vollmotoren bei verschiedenen thermischen Randbedingungen

Um die Temperaturabhängigkeit der Motorreibungen noch besser erkennen zu können, wurde in Abbildung 4.48 eine Darstellungsform des Reibmoments über der konditionierten Öl-/Kühlmitteltemperatur gewählt.

Erkennbar ist eine deutliche Abnahme der Vollmotorreibungen mit steigenden Öl-/Kühlmitteltemperaturniveaus. Diese Tatsache liegt vor allem in der mit steigender Öltemperatur sinkenden Viskosität. Der Verlauf der dynamischen Viskosität des bei allen Versuchsträgern verwendeten 0W-30 Motoröls über der Öltemperatur ist in Abbildung 4.49 dargestellt.

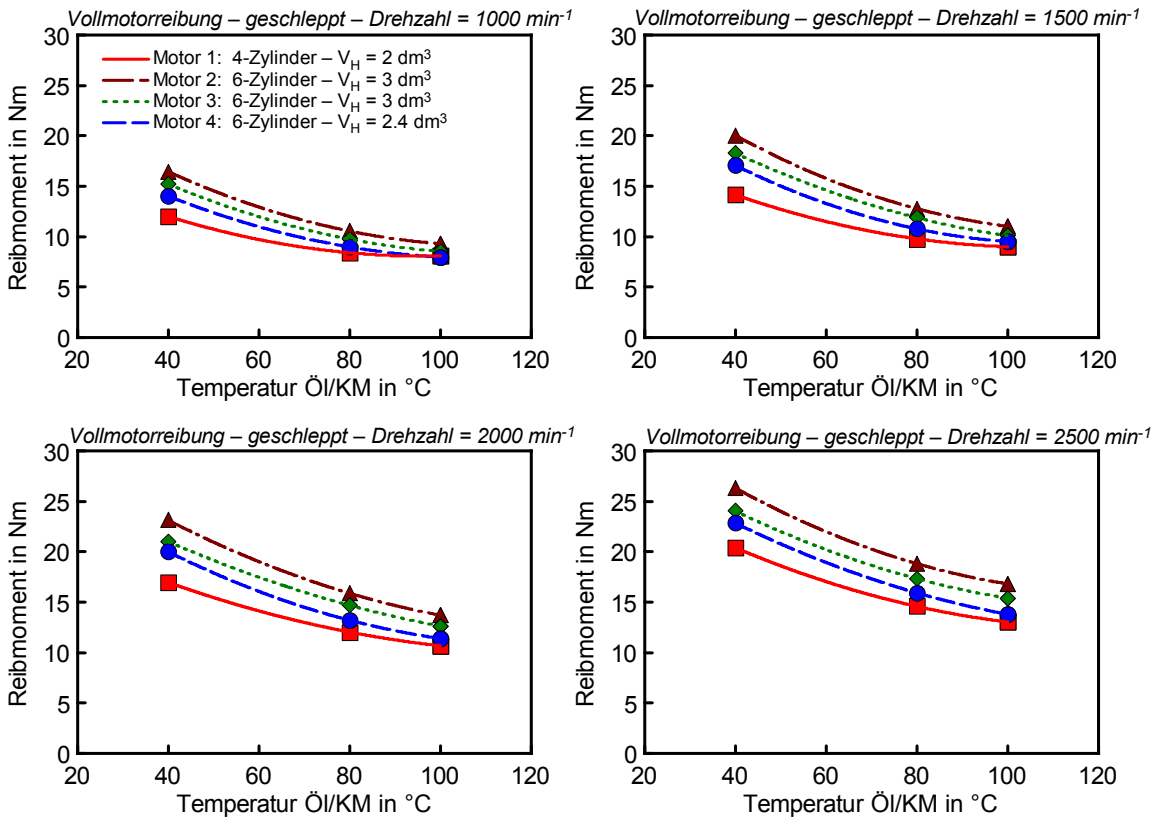


Abbildung 4.48: Reibmomente der Vollmotoren über Medientemperaturen

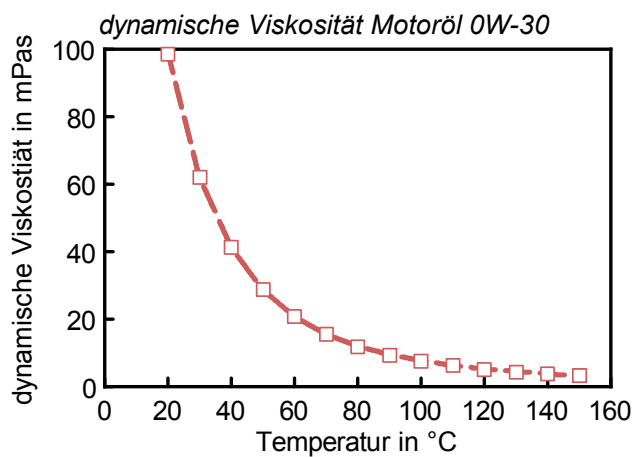


Abbildung 4.49: Dynamische Viskosität des verwendeten 0W-30 Motoröls

4.4.3 Zylinderanzahl

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit dem Einfluss der Zylinderanzahl auf das geschleppte Reibungsniveau eines 4-Zylinder Dieselmotors (Motor 1) im Vergleich zu einem 6-Zylinder Dieselmotor (Motor 2). Hinsichtlich des konstruktiven Aufbaus des mechanischen Grundmotors (Kurbeltrieb, Ventiltrieb) stellt der 6-Zylinder Motor einen grundsätzlich baugleichen, jedoch um 2-Zylinder verlängerten, Aufbau im Vergleich zum 4-Zylinder Triebwerk dar. Aus diesem Grund ist die Reibung der Grundmotoren gut miteinander vergleichbar, wodurch der Einfluss der Zylinderanzahl ersichtlich wird.

Die folgende Darstellung (Abbildung 4.50) zeigt die Reibniveaus der beiden Vollmotoren bei einer konditionierten Öl-/Kühlmitteltemperatur von 100 °C.

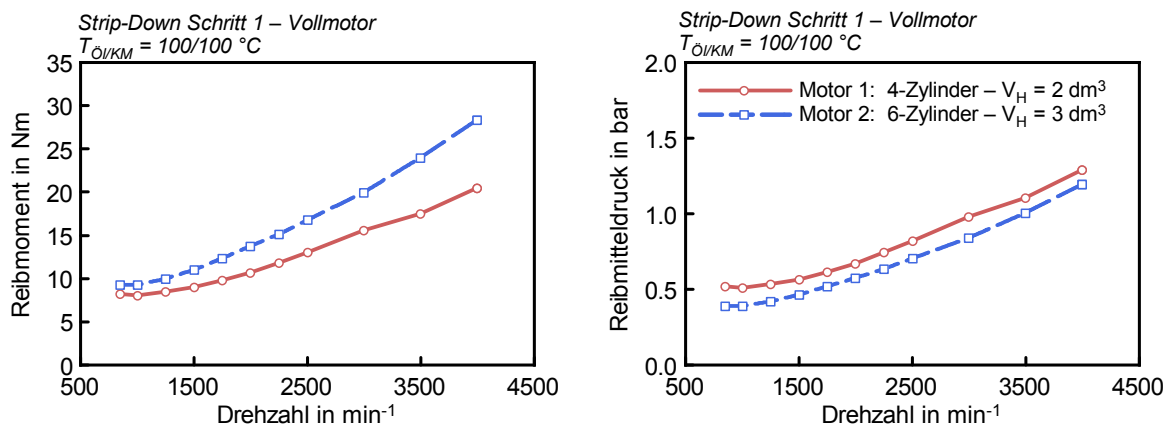


Abbildung 4.50: Einfluss der Zylinderzahl auf das geschleppte Vollmotorreibmoment

Hierbei werden sowohl die Reibmomente, als auch die Reibmitteldrücke der beiden Triebwerke dargestellt. Bei dieser Betrachtung wird ersichtlich, dass der Motor 2 aufgrund seiner zwei zusätzlichen Zylinder ein höheres Reibmoment als das 4-Zylinderaggregat besitzt. Zieht man jedoch den Reibmitteldruck als Vergleichsgrundlage heran, so wird ersichtlich, dass sich der 6-Zylindermotor aufgrund seines um 50 % höheren Hubraums in puncto Reibmitteldruck auf einem niedrigeren Niveau im Vergleich zum 4-Zylindermotor bewegt.

Bei einem Vergleich beider Motoren unter Zugrundelegung der Schlepptomente (Abbildung 4.51) werden sowohl die aufgrund der zusätzlichen Gasarbeit höheren Absolutwerte der Momente ersichtlich, zum anderen ist erkennbar, dass bei höheren Drehzahlen die relativen Differenzen der beiden Motoren stärker zunehmen. Dies liegt vor allem in der hierbei implizit mitgemessenen Gasarbeit bzw. in deren Unterschieden begründet.

Von speziellem Interesse beim Vergleich der beiden Versuchsträger zeigt sich das Reibungsniveau der Kolbengruppen. Dieser Vergleich ist jeweils unter Zugrundelegung beider untersuchter Bewertungsmethoden (siehe Kapitel 4.4) in Abbildung 4.52 dargestellt.

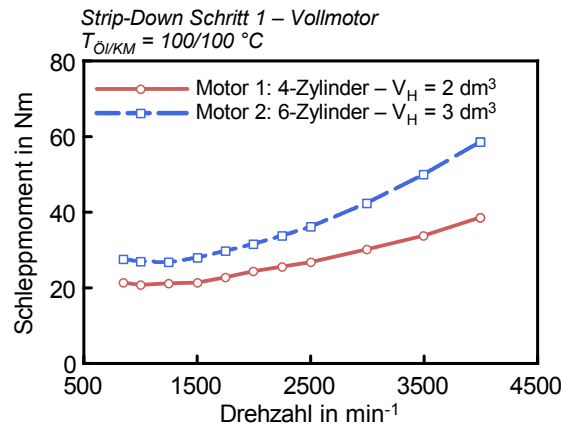


Abbildung 4.51: Einfluss der Zylinderzahl auf das Vollmotorschleppmoment

Grundsätzlich ist erkennbar, dass der 6-Zylindermotor ein um $\approx 50\%$ höheres Reibungsniveau als der 4-Zylindermotor an der Kolbengruppe zu verzeichnen hat. Dies ist durch die in Abbildung 4.52 strichlierte Linie zu erkennen, wo quasi virtuell aus dem Reibungsniveau der Kolbengruppe des 4-Zylindermotors ein 6-Zylinder berechnet wurde. Zu erkennen ist, dass sich diese Methode gut mit dem real am 6-Zylindermotor gemessenen Kolbengruppenreibungsniveau deckt, wodurch beide Messungen plausibilisiert werden konnten.

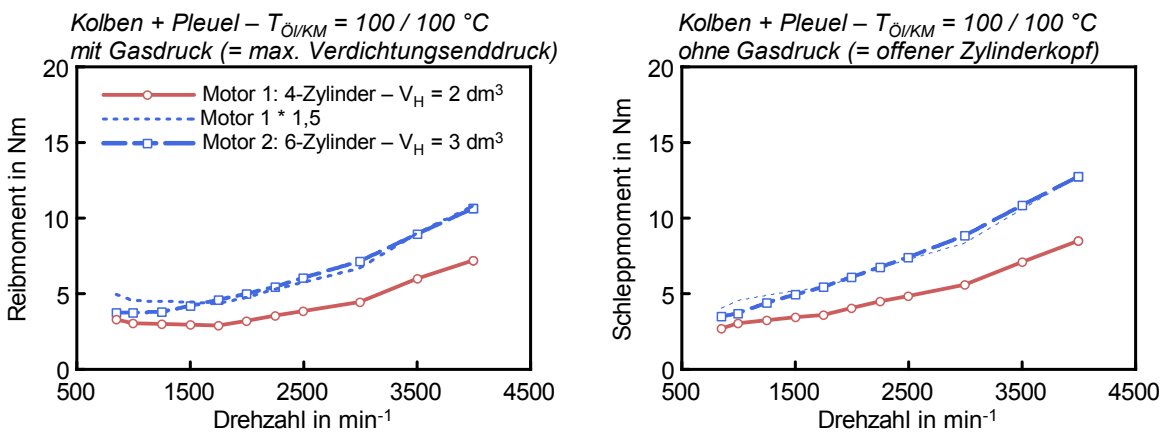


Abbildung 4.52: Einfluss der Zylinderzahl auf die Kolbengruppenreibung (geschleppt) – verschiedene Bewertungsmethoden

Demzufolge kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass sich die im Zuge dieses Vergleiches untersuchte Erhöhung der Zylinderanzahl, wie erwartet, relativ linear auf das Reibungsniveau der Kolbengruppe auswirkt.

Der Vergleich der Reibungsniveaus an den Hauptlagern der Kurbelwellen beider Ver-

suchsträger ist in der folgenden Abbildung 4.53 dargestellt. Grundsätzlich erkennbar sind stetige Verläufe der Reibmomente über der Drehzahl der Motoren. Des Weiteren ist das aufgrund der 2 zusätzlichen Hauptlager erhöhte Reibniveau der Kurbelwelle beim 6-Zylindermotor erkennbar.

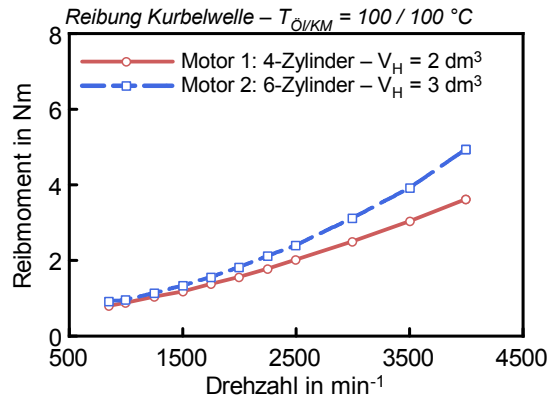


Abbildung 4.53: Einfluss der Zylinderzahl auf die Kurbelwellenreibung (geschleppt)

Abbildung 4.54 zeigt den Vergleich der ermittelten Reibmomente der Ventiltriebe der Versuchsträger. Bei Betrachtung der Reibungsverläufe beider Ventiltriebe ist grundsätzlich der Verlauf einer Stribeckkurve erkennbar. Speziell in Bereichen niedriger Drehzahlen bzw. Gleitgeschwindigkeiten kommt hierbei tendenziell zu einer Erhöhung der Mischreibungsanteile und demzufolge einem Ansteigen der Reibmomente.

Beim Vergleich der absoluten Reibmomente beider Ventiltriebe ist erkennbar, dass die Reibung des 6-Zylinderventiltriebs um $\approx 50\%$ höher liegt, als jene des 4-Zylindertriebwerks, was mit der Zylinderzahl etwa korreliert.

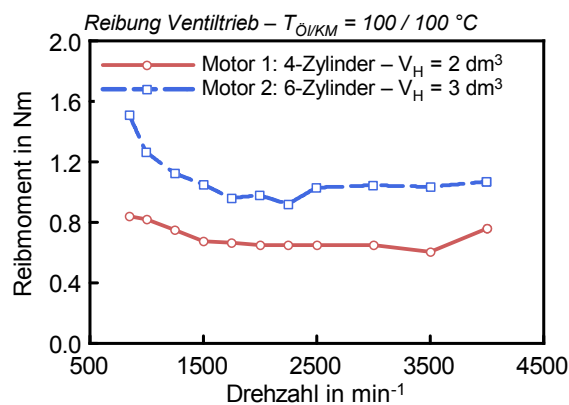


Abbildung 4.54: Vergleich Ventiltriebsreibungen 4-/6-Zylindermotor

Die folgenden Darstellungen (Abbildung 4.55) zeigen einen Vergleich der Reibmomente von Riementrieb & Wasserpumpe sowie Vakuumpumpe & Ölpumpe der beiden Versuchsträger.

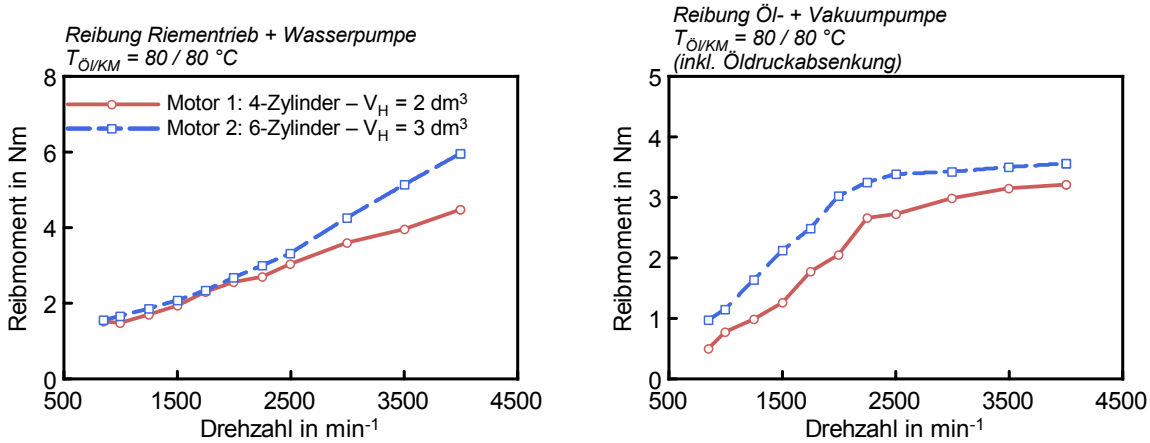


Abbildung 4.55: Vergleich Reibmomente Motor 1 & 2 – Riementrieb & Wasserpumpe, Öl- & Vakuumpumpe

Eine wichtige Tatsache bei diesem Vergleich ist, dass sowohl die Wasserpumpe als auch die Ölpumpe bei beiden Motoren konstruktiv unterschiedlich ausgeführt sind.

Beide Ölpumpen sind als Zahnradpumpen ausgeführt, wobei die Ölpumpe des Motors 2 einen breiteren Zahnradsatz besitzt. Eine wichtige Tatsache ist, dass die Ölpumpen über keinerlei bedarfsgerechter Regelungen verfügen. Des Weiteren benötigt der 6-Zylindermotor aufgrund seiner höheren Anzahl an Schmierstellen einen höheren Öldurchsatz, wodurch ein höheres Antriebsmoment an der Ölpumpe zu verzeichnen ist.

Eine weitere zu erwähnende Tatsache ist, dass das ermittelte Reibmoment an Öl- & Vakuumpumpe auch die Öl-druckabsenkung beinhaltet. Zur Separation dieser Effekte sei hier auf Kapitel 4.4.6 verwiesen. Auch seitens des Kühlmittelkreises besitzt der 6-Zylindermotor eine größer dimensionierte Kühlmittelpumpe (größerer Laufraddurchmesser). Aufgrund des höheren Kühlleistungsbedarfs des 6-Zylindermotors besitzt dieser höhere Kühlmitteldurchflüsse, was schlussendlich in einer höheren Antriebsleistung an der Kühlmittelpumpe resultiert. Ein detaillierterer Vergleich dieser Nebenaggregate würde eine genauere Betrachtung des Öl- und Kühlmittelkreises erforderlich machen. Dies wurde jedoch im Zuge dieser Arbeit nicht durchgeführt.

4.4.4 Schubstangenverhältnis

Dieser Abschnitt zeigt den Einfluss des Schubstangenverhältnisses, bedingt durch Änderung der Pleuellänge, auf das Reibniveau.

Das Schubstangenverhältnis wird entsprechend Formel 4.1 berechnet:

$$\lambda_S = \frac{r}{l} \quad (4.1)$$

Dies resultiert aus dem Vergleich der Motoren 2 und 3, bei welchem der Motor 3, im Vergleich zu Motor 2, um 5 mm längere Pleuel aufweist. Abbildung 4.56 zeigt den Vergleich der Vollmotorreibmomente bei einem konditionierten Öl- und Kühlmitteltemperaturniveau von 100 °C. Dabei ist eine Absenkung der Reibung des Motors 3, bedingt durch die längeren Pleuel bzw. das geringere Schubstangenverhältnis, erkennbar.

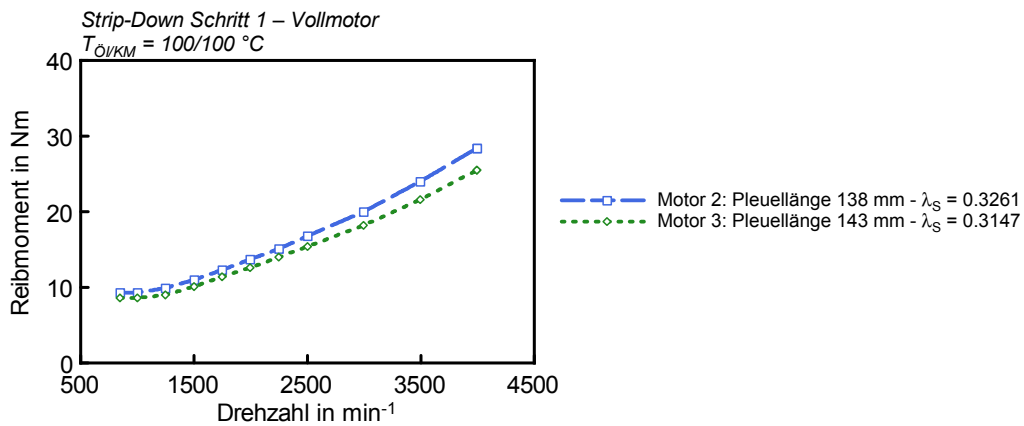


Abbildung 4.56: Einfluss der Pleuellänge auf Vollmotorreibmoment (geschleppt)

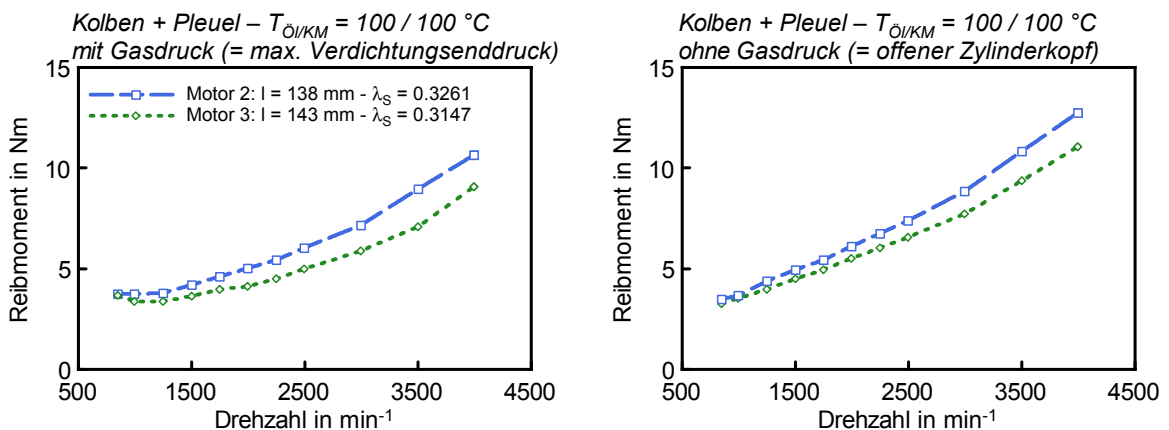


Abbildung 4.57: Einfluss der Pleuellänge auf die Kolbenreibung

Da die einzigen wesentlichen konstruktiven Unterschiede der beiden Motoren in der Kolbengruppe begründet liegen, soll diese in Form eines Vergleichs in Abbildung 4.57 näher betrachtet werden.

Im Zuge dieses Vergleichs soll, wie bereits im Kapitel zuvor, eine Bewertung mit und ohne Gasdruck erfolgen (siehe Kapitel 4.4). Erkennbar sind Vorteile in ähnlichen Größenordnungen bei beiden Versuchsträgern.

Im Wesentlichen sind die Reibungsvorteile der Motors 3 durch die berechneten Normalkraftverläufe qualitativ (siehe Abbildung 4.58) erklärbar. In dieser Abbildung sind geringere Normalkräfte durch die Verringerung des Schubstangenverhältnisses bzw. die Pleuelstangenverlängerung für beide Bewertungsmethoden erkennbar.

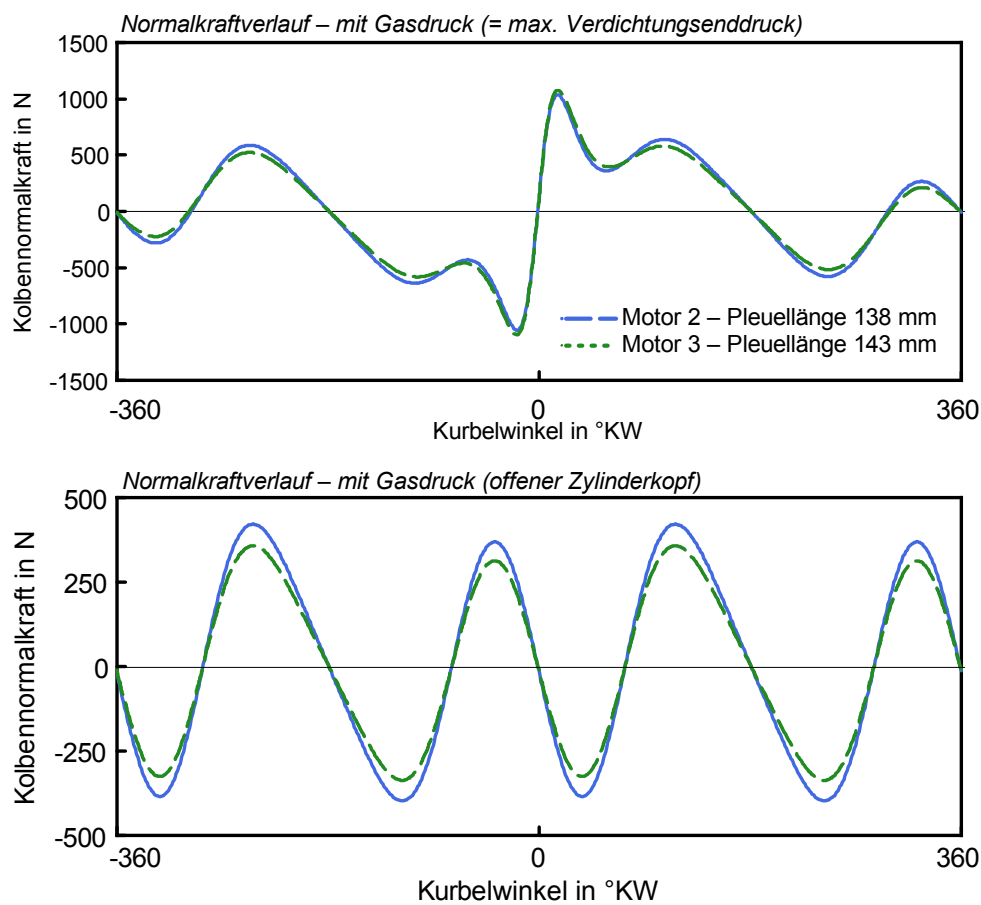


Abbildung 4.58: Einfluss der Pleuellänge auf die Kolbenreibung – vereinfachte Berechnung

4.4.5 Schubstangenverhältnis und Hubraumreduktion

In diesem Abschnitt wird der Einfluss des Schubstangenverhältnis in Kombination mit einer Reduktion des Hubraums auf die Motorreibung untersucht.

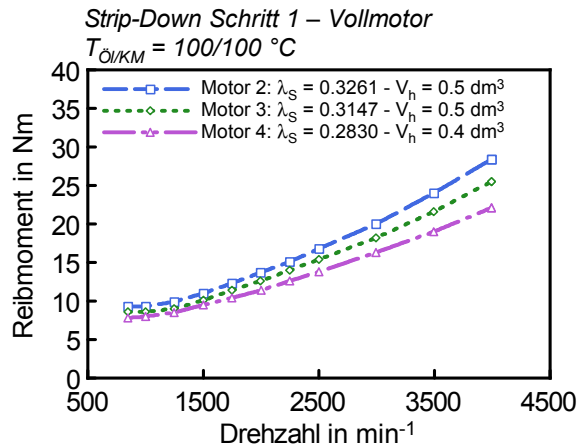


Abbildung 4.59: Einfluss Schubstangenverhältnis & Hubraumreduktion auf Vollmotorreibung

Abbildung 4.59 zeigt die ermittelten Vollmotorreibmomente der drei Triebwerke. Erkennbar ist, dass Motor 3 unter anderem aufgrund seiner (im Vergleich zu Motor 2 neuerlich) verlängerten Pleuelstangen deutliche Reibungsvorteile aufweist. Des Weiteren verfügt dieses Triebwerk neben einem verringerten Hubraum (Hub- und Bohrungsreduktion) über verringerte Lagerdurchmesser im Grundkurbeltrieb sowie angepasste Kühlmittelpumpen- und Ölpumpenauslegungen.

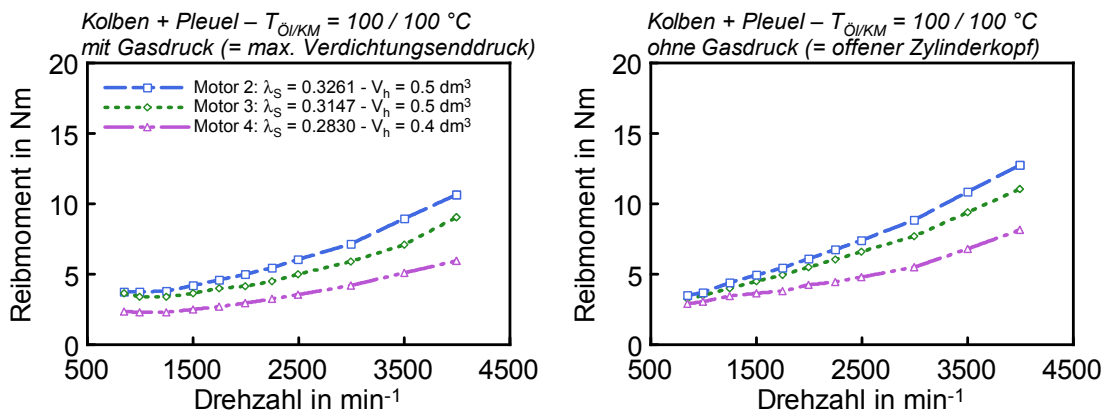


Abbildung 4.60: Einfluss Schubstangenverhältnis & Hubraumreduktion auf Kolbenreibung

Ein wesentlicher Anteil an den Reibleistungsvorteilen des Motors 3 wird jedoch der Kolbengruppe, deren Vergleich in Abbildung 4.60 dargestellt ist, zugeschrieben.

Auch dabei sind bei der Bewertung mittels beider Methoden deutliche Reibungsvorteile der Kolbengruppe des Motors 3 erkennbar.

Um diesen Effekt näher zu betrachten zeigt Abbildung 4.61 die berechneten Kolbennormalkräfte der drei verglichenen Versuchsträger für eine Drehzahl von 2000 min^{-1} im Schleppbetrieb mit aktivem Ladungswechsel.

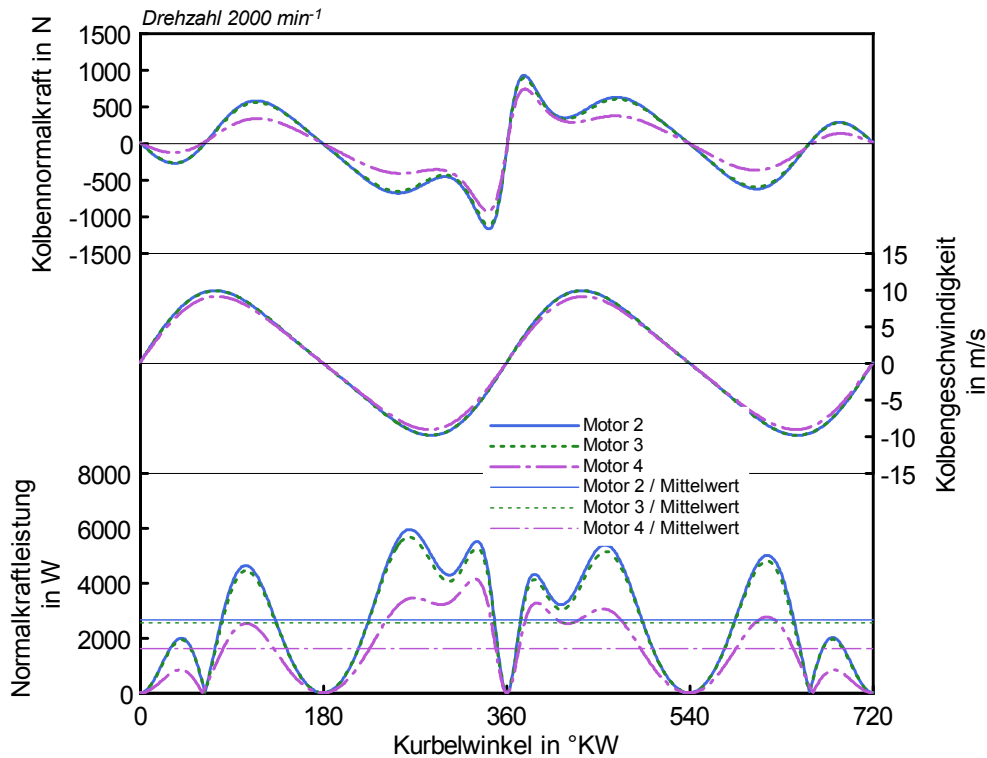


Abbildung 4.61: Einfluss Schubstangenverhältnis & Hubraumreduktion auf Kolbenreibung – vereinfachte Berechnung

Erkennbar sind größere Vorteile in Bezug auf die Verläufe der Kolbennormalkräfte des Versuchsträgers 4 im Vergleich zu dem Versuchsträger 3. Betrachtet man als zusätzlichen Parameter die Unterschiede der Kolbengeschwindigkeiten, so ist eine deutlichere Änderung dieser Größe aufgrund der Hubreduzierung des Motors 4 erkennbar. Der untere Teil dieser Abbildung 4.61 zeigt das Produkt der berechneten Kolbennormalkraft und der Kolbengeschwindigkeiten, die berechnete Normalkraftleistung der Kolben.

Da es aufgrund der durch die Schmierungsverhältnisse bedingten (kurbelwinkelabhängigen) Veränderungen des Reibbeiwertes schwierig ist, diesen in die vereinfachte Berechnung aufzunehmen, wird die implizit in der Reibleistung enthaltene Normalkraftleistung zur Reibungsbewertung herangezogen.

Bei Betrachtung der Mittelwerte werden die gemessenen Unterschiede aus Abbildung 4.60 mit einer überschlägigen Berechnung plausibilisiert. Konkret sind bei Betrachtung

der Kolbenreibungsunterschiede von Motor 2 auf Motor 3 geringere Vorteile wie beim Vergleich von Motor 3 auf Motor 4 erkennbar.

Diese Tatsachen korrelieren mit den zuvor gezeigten experimentellen Untersuchungen (Abbildung 4.60). Demzufolge sind die Vorteile des Motors 4 nicht alleine auf das verlängerte Pleuel, sondern auch auf die Hubverringerung sowie Reduktion des Bohrungsdurchmessers zurückzuführen.

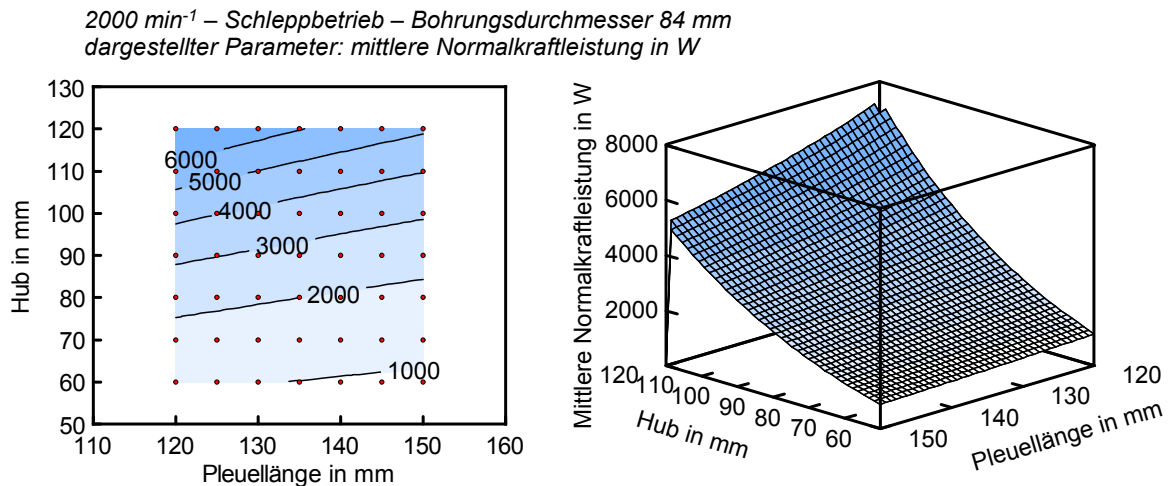


Abbildung 4.62: Einfluss Hub & Pleuellänge auf Kolbenreibung – vereinfachte Berechnung - Parameterstudie – Schleppbetrieb

Abbildung 4.62 zeigt eine simulatorische Parameterstudie der Größen Pleuellänge und Hub des Motors 2 in Bezug auf die mittlere Kolbennormalkraftleistung mit einem vereinfachten Normalkraftberechnungsmodell. Eine wesentliche Einschränkung dieses Berechnungsmodells liegt in der Vernachlässigung der Kolbensekündärdynamik (siehe Kapitel 6.1.1). Für grundlegende Abschätzungen ist dieses Berechnungsverfahren jedoch zulässig.

Erkennbar sind die, hinsichtlich Kolbenreibung (quantifiziert durch den Parameter Normalkraftleistung), positiven Einflüsse eines verringerten Hubs sowie einer Verlängerung der Pleuelstange.

4.4.6 Öldruck

Im Zuge der experimentellen Strip-Down Untersuchungen wurde der Effekt einer Veränderung des Öldrucks bei der Ölpumpenbewertung genauer untersucht.

Entsprechend Abbildung 4.63 wurden im Zuge der experimentellen Untersuchungen zwei reibungsbeeinflussende Effekte an Ölpumpe bzw. Öldruck festgestellt. Betrachtet man den Einsatz einer druckgeregelten Ölpumpe, so ist ein wesentliches Ziel die mechanische Antriebsleistung dieser Pumpe und somit die Reibleistung des Motors zu verringern. In der Regel wird hierfür ein geringerer Öldruck erzeugt.

Bei der Durchführung der Strip-Down Untersuchungen war es möglich das Verhalten einer druckgeregelten Ölpumpe mittels der Öldruckbereitstellung durch die Ölkonditionieranlage nachzubilden. Durch den Ausbau der Ölpumpe (& Vakuumpumpe) von Strip-Down Schritt 1 auf 2 konnte die Reibung der Ölpumpe ermittelt werden. Ab dem 2.Strip-Down Schritt wurde das Verhalten einer druckgeregelten Ölpumpe (geringerer Öldruck) nachgebildet. Um den Effekt der geringeren mechanischen Antriebsleistung (Effekt 1) vom Effekt der Öldruckabsenkung (Effekt 2 / Veränderung der Schmierungsverhältnisse in den Lagern) separieren zu können wurde der 2.Strip-Down Schritt sowohl mit dem Serienöldruck der unregelten Pumpe, als auch mit dem verringerten Öldruckverlauf der geregelten Ölpumpe vermessen. Erwähnt werden soll an dieser Stelle, dass sich dem Effekt 2 zusätzlich der Effekt der Veränderung der Anpresskraft der Gleitschiene des hydraulischen Kettenspanners überlagert, welcher in diesem implizit berücksichtigt ist.

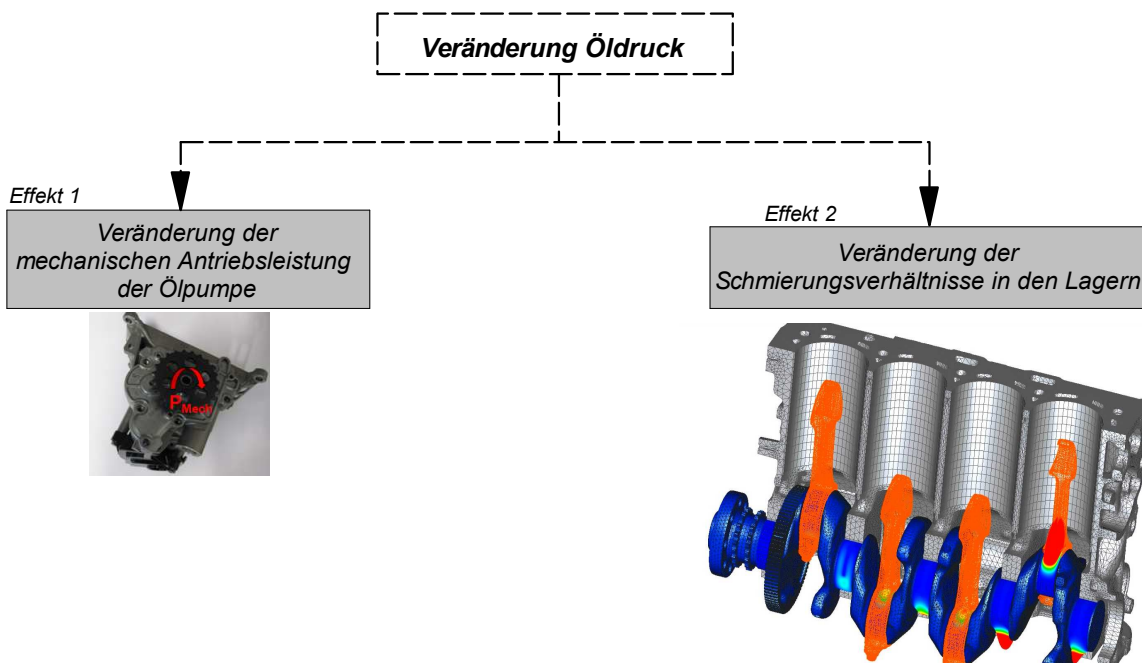


Abbildung 4.63: Einflüsseffekte des Öldrucks auf die Reibleistung

Die Separierung dieser beiden Effekte wurde sowohl für die Motoren 1 und 2 untersucht. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abbildung 4.64 für ein Temperaturniveau von Öl und Kühlmittel von 100 °C dargestellt. Erkennbar dabei ist, dass ein Großteil des Reibniveaus der Ölpumpe aus deren mechanischen Antriebsleistung resultiert. Ein geringer Teil resultiert jedoch auch aus der Öldruckabsenkung (Effekt 2), wie in Abbildung 4.64 dargestellt. Dieser Effekt ist bei beiden Motoren speziell dort entscheidend ausgeprägt, wo die Unterschiede zwischen den beiden Öldrücken (Öldruck unregelte Pumpe / Öldruck geregelte Pumpe) am größten sind. Entscheidend ist die Tatsache, dass dies an beiden Versuchsträger in ähnlicher Form messtechnisch ermittelt werden konnte.

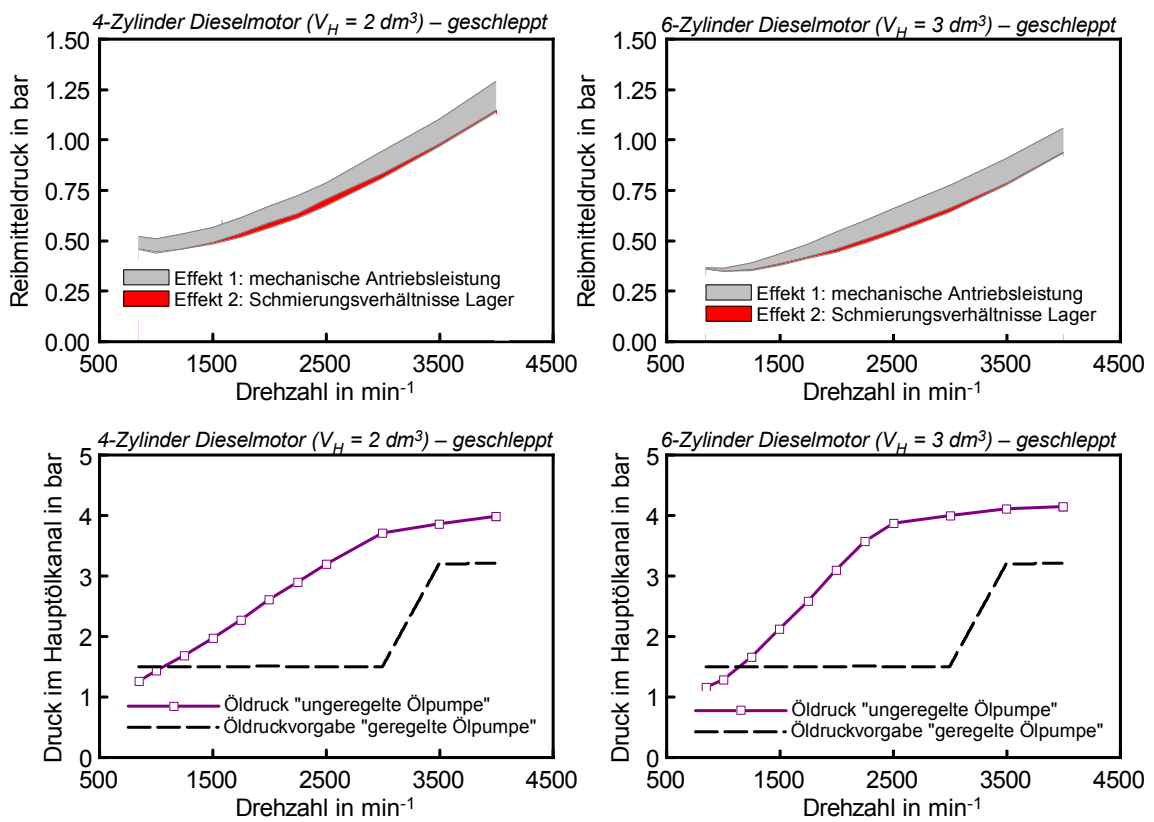


Abbildung 4.64: Experimentelle Differenzierung der Effekte des Öldrucks – Ölpumpenbewertung

Um die zuvor dargestellten Effekte genauer zu untersuchen wurde der Effekt 2 im Zuge einer Öldruckvariation bei verschiedenen Öl-/Kühlmittel-Temperaturniveaus im Strip-Down Schritt 2 (Öl- & Vakuumpumpe entfernt) genauer untersucht. Hierbei erfolgte die Bereitstellung des Öldrucks, sowie die Konditionierung der Öltemperatur über die Ölkonditionieranlage. In Abbildung 4.65 sind die Ergebnisse dieser Öldruckvariationen für Motor 1 und Motor 2 im Schlepptrieb dargestellt. Erkennbar hierbei

ist, analog zu den zuvor durchgeführten Untersuchungen, eine positive Beeinflussung des Reibungsverhaltens der Triebwerke durch die Absenkung des Öldrucks. Verantwortlich dafür sind die geänderten Schmierungsverhältnisse in den Lagern, als auch die mit sinkendem Öldruck verringerte Anpresskraft des hydraulischen Kettenspanners der Steuerkette.

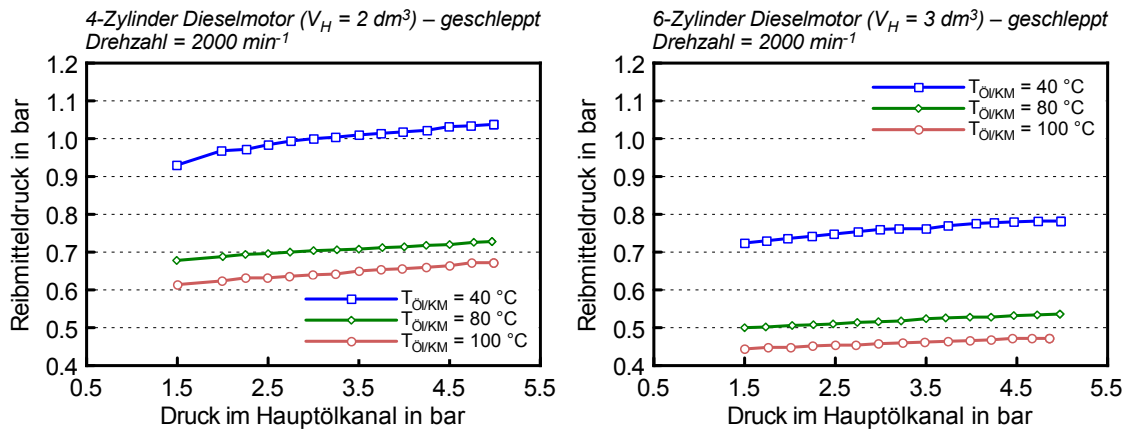


Abbildung 4.65: Öl-druckvariation – geschleppt

Um diese Effekte vom geschleppten auf den gefeuerten Betrieb zu übertragen wurde bei einem anderen 4-Zylinder Dieselmotor (Motor 1 – Nachfolgegeneration) eine Öl-druckvariation mittels der Öldruckregelung im befeuerten Betrieb durchgeführt (siehe Abbildung 4.66). Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind für zwei niedriglastige, zyklusrelevante, Betriebspunkte dargestellt. Dabei ist erkennbar, dass diese Effekte auch im befeuerten Motorbetrieb in gleicher Weise und Größenordnung auftreten.

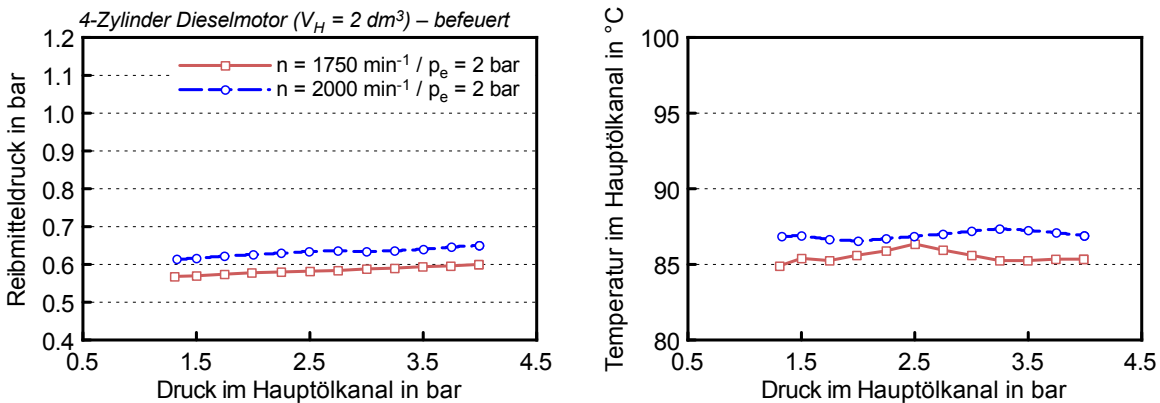


Abbildung 4.66: Öl-druckvariation – befeuert

Eine mögliche Erklärung dieses Effekts wird durch den Öldruck durch die Gleitlager des Verbrennungsmotors gebildet, da dieser im Falle eines geringeren Öldrucks

geringer ausfällt. Dieser geringere Durchsatz bewirkt geringere Strömungsgeschwindigkeiten durch die Lagerstellen, was mit einer Temperaturerhöhung im Schmierfilm einhergeht. Diese Erhöhung der Schmierfiltemperatur bewirkt eine Verringerung der Viskosität des Öls, welche die Reibungsabsenkung erklären könnte.

Zusammenfassend kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass durch den Einsatz einer druckgeregelten Ölpumpe die Reibung eines Motors sowohl durch die Absenkung der mechanischen Antriebsleistung (im Falle eines günstigen bzw. sich nicht verschlechternden Pumpenwirkungsgrades), als auch durch den niedrigeren Öldruck positiv beeinflusst wird.

4.5 Reibungseinfluss einer Zylinderabschaltung

Dieses Kapitel befasst sich mit dem Einfluss einer Zylinderabschaltung auf die Reibleistung an einem 4-Zylinder Ottomotor.

Um dies zu bewerten wurden im konkreten Fall befeuerte Reibleistungsmessungen an einem 1.4 Liter Ottomotor mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung durchgeführt.

Um speziell im testzyklusrelevanten Kennfeldbereich Verbrauchsreduktionen zu erzielen verfügt dieser Motor über eine Zylinderabschaltung.

Im Teillastbetrieb können die Zylinder 2 und 3 durch eine Verschiebung von Nockenstücken auf der Einlass- und Auslassnockenwelle deaktiviert werden [26].

Wesentliche Motorkenndaten sind in der folgenden Tabelle 4.11 dargestellt.

Tabelle 4.11: Motorkenndaten Ottomotor

Kenngröße		Einheit	Wert
	Bauweise	4-Zylinder Reihe	
	Nennleistung	kW	103
	bei	min^{-1}	5000
	Maximales Drehmoment	Nm	250
	bei	min^{-1}	1500 - 3500
	Hubraum	cm^3	1395
	Bohrung	mm	74.5
	Hub	mm	80
	Pleuellänge	mm	140
	Desachsierung Kolbenbolzen *	mm	0.7
	Schränkung	mm	0

* positive Desachsierung = Desachsierung zur Gegendruckseite

Die folgende Abbildung 4.67 zeigt ein befeuertes Reibkennfeld des Ottomotors betrieben im 4-Zylinderbetrieb (ohne Zylinderabschaltung). Die Reibungsmessungen wurden nach der in Kapitel 2.3 beschriebenen Methodik durchgeführt. Das Kühlmittel des Versuchsträgers wurde auf eine Motoreintrittstemperatur von $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ konditioniert.

Bei Betrachtung des befeuerten Reibkennfeldes des Motors ist grundsätzlich eine deutlich geringere Lastabhängigkeit des Reibmitteldrucks im Vergleich zu den in den vorangegangenen Kapiteln untersuchten Dieselmotoren erkennbar.

Im Zuge der folgenden Auswertungen soll auf die Unterschiede der Betriebsweisen (2- & 4-Zylinderbetrieb) eingegangen werden. Abbildung 4.68 zeigt den Vergleich der gemessenen Zylinderdruckverläufe für einen Lastpunkt von 2000 min^{-1} und einen effektiven Mitteldruck von 2 bar des 2- und 4-Zylinderbetriebsmodus. Im rechten Teil der Abbildung 4.68 ist der 4-Zylinderbetriebsmodus dargestellt. Der linke Teil dieser Abbildung zeigt, dass die Zylinder 2 und 3 deaktiviert wurden. Um den gleichen Lastpunkt

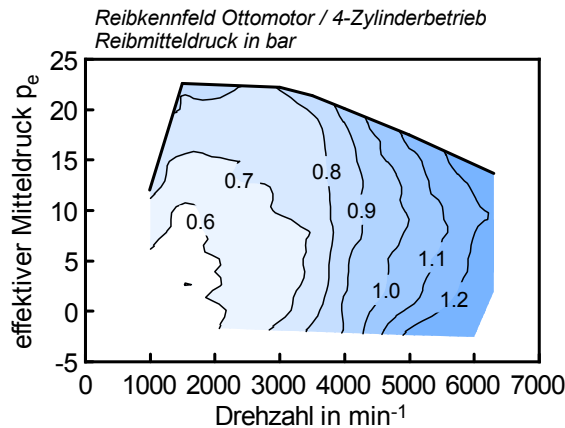


Abbildung 4.67: Reibkennfeld Ottomotor 4-Zylinderbetrieb

wie im 4-Zylinderbetrieb realisieren zu können müssen die beiden äußeren Zylinder bei höheren Lasten betrieben werden.

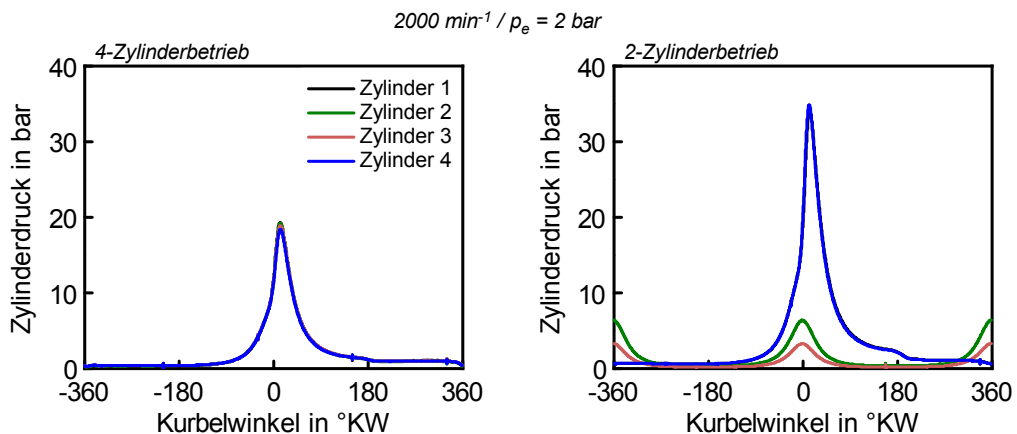


Abbildung 4.68: Vergleich Zylinderdrücke – 2- & 4-Zylinderbetrieb – $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ / $p_e = 2$ bar

Abbildung 4.69 zeigt den befeuerten, nach der Indiziermethode durchgeführten, Reibungsvergleich eines Lastschnitts bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} für den 2- und 4-Zylinderbetrieb. Erkennbar ist, dass der 2-Zylinderbetrieb bei dieser Drehzahl bis zu einem effektiven Mitteldruck von 6 bar darstellbar ist und grundsätzlich keine Vorteile in puncto Motorreibung im Vergleich zum 4-Zylinderbetrieb darstellt. Genauer betrachtet resultieren durch die 2-Zylinderbetriebsart sogar geringe Reibungsnachteile.

Um den Effekt der geringen Reibungsnachteile des 2-Zylinderbetriebsmodus genauer zu betrachten, sind im unteren Teil der Abbildung die Verläufe von Öldruck bzw. Öltemperatur im Hauptölkanal dargestellt. Dabei wird erkennbar, dass im 2-Zylinderbetriebs-

modus ein höherer Öldruck (geregelter Ölpumpe) appliziert ist, was in einer höheren Leistungsaufnahme der Ölpumpe und somit einem höheren Reibmitteldruck resultiert. Des Weiteren ist erkennbar, dass sich die Öltemperaturen im Hauptölkanal zwischen 2- und 4-Zylinderbetrieb nicht wesentlich unterscheiden. Somit kann die Änderung des Reibungsverhaltens zum größten Teil der höheren Leistungsaufnahme der Ölpumpe und weniger den geänderten Schmierungsverhältnissen in den Gleitlagern (Viskositätsänderung durch Öltemperatur) zugeschrieben werden.

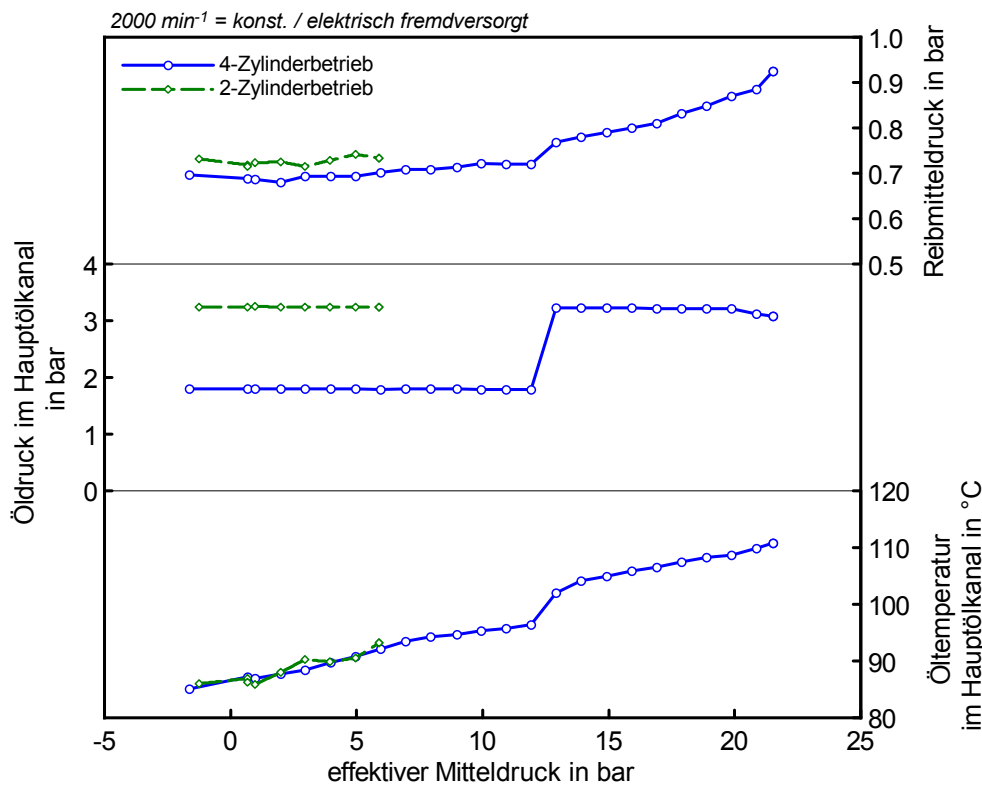


Abbildung 4.69: Vergleich Reibmitteldrücke 2- & 4-Zylinderbetrieb bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} – befeuert

Abbildung 4.70 zeigt einen Vergleich der berechneten Normalkraftleistungsverläufe für den 2- und 4-Zylinderbetrieb mittels eines vereinfachten Normalkraftberechnungsmodells (siehe Kapitel 6.1.1). Aufgrund der komplexen tribologischen Zusammenhänge an der Kolbengruppe wurde nur der Parameter Normalkraft in Kombination mit der Kolbengeschwindigkeit (Normalkraftleistung) zur Bewertung gegenübergestellt. Diese Betrachtungsweise setzt jedoch gleiches tribologisches Verhalten (in Bezug auf den Reibwert) beider Betriebsarten voraus. Bei Betrachtung der Mittelwerte über alle Zylinder wird erkennbar, dass seitens der Normalkraftleistung kein wesentlicher Unterschied zwischen den beiden Motorbetriebsarten erkennbar ist. Diese vereinfachte Betrachtungsweise führt in erster Näherung zur Erkenntnis, dass die Kolbengruppe für

diesen geringfügigen Reibungsnachteil nicht verantwortlich sein dürfte.

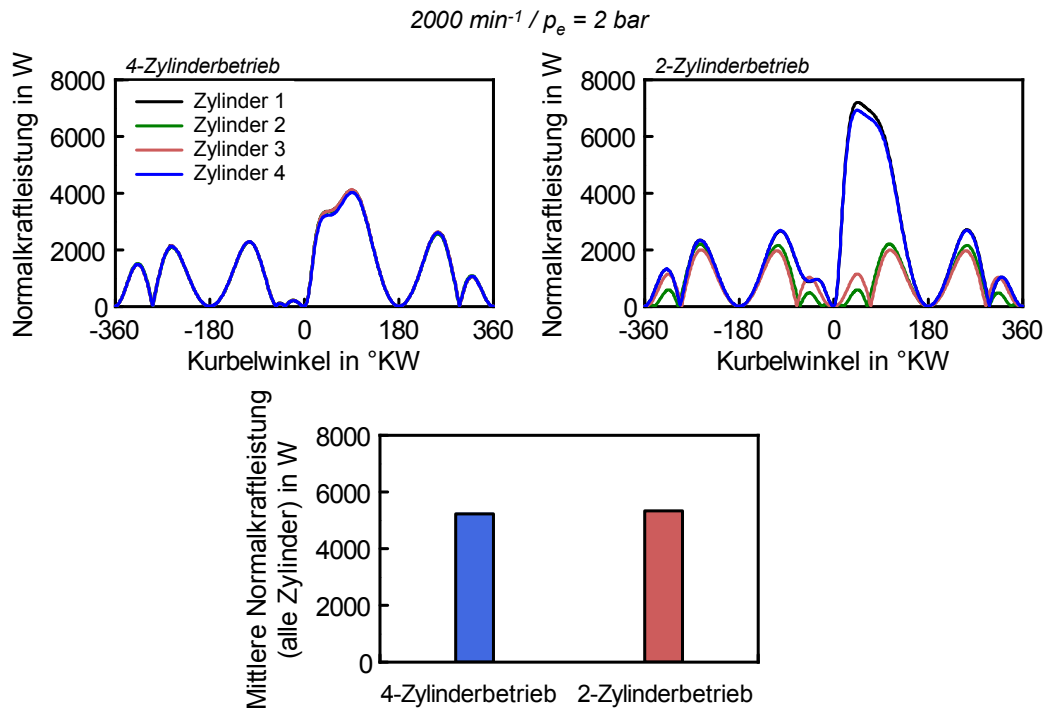


Abbildung 4.70: Vergleich 2- und 4 Zylinderbetrieb – berechnete Normalkraftleistungen

Obwohl in dieser Arbeit größtenteils die den mechanischen Wirkungsgrad betreffenden Optimierungen bzw. Veränderungen untersucht werden, zeigt die folgende Abbildung 4.71 zusätzlich den indizierten und effektiven Wirkungsgrad bei beiden Betriebsmodi. Erkennbar dabei ist, dass bis zu einem effektiven Mitteldruck von 6 bar ein 2-Zylinderbetrieb des Versuchsträgers möglich ist, was in einer geringfügigen Verschlechterung des mechanischen Wirkungsgrades resultiert. Bei Betrachtung des Verlaufs des effektiven Wirkungsgrades (& somit des Kraftstoffverbrauchs) für beide Betriebsmodi wird jedoch deutlich, dass der 2-Zylinderbetrieb deutliche Vorteile aufweist. Diese Vorteile sind jedoch der Lastpunktverschiebung der beiden aktiven Zylinder zuzuschreiben, was im Verlauf des indizierten Wirkungsgrades ersichtlich ist. Diese Tatsache führt zum Ergebnis, dass der Einsatz einer Zylinderabschaltung bei diesem Versuchsträger sehr wohl Vorteile in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch mit sich bringt, welche jedoch nicht der mechanischen Veränderung sondern vielmehr der thermodynamischen Lastpunktverschiebung zuzuschreiben sind.

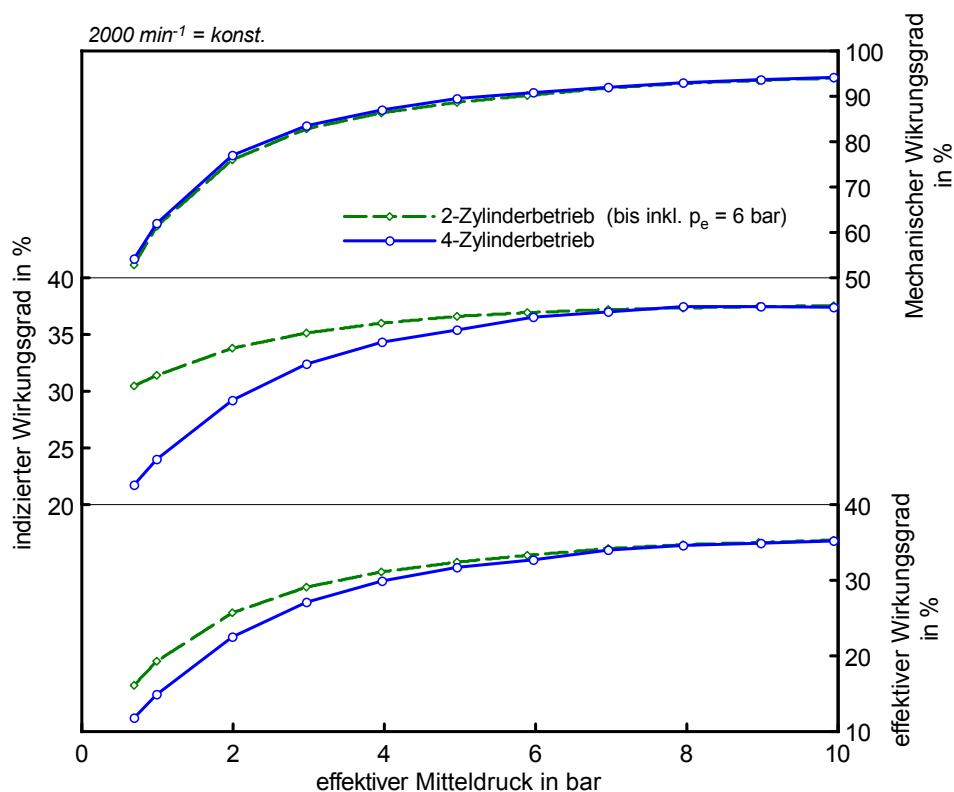


Abbildung 4.71: Vergleich Wirkungsgrade 2- und 4-Zylinderbetrieb bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹

Im Folgenden sollen die nach der befeuerten Messung (Indiziermethode) ermittelten Ergebnisse mit einer Schleppmessung verglichen werden, wobei dies unter Zugrundelegung des Betriebszustandes einer offenen Drosselklappe erfolgt.

Der obere Teil der Abbildung 4.72 zeigt die gemessenen Reibmitteldrücke der beiden Betriebsmodi. Erkennbar ist eine qualitative Korrelation der Ergebnisse der Schleppmessungen mit jenen der befeuerten. Auch im Schleppbetrieb zeigt sich eine geringfügige Verschlechterung der Reibung des Motors im 2-Zylinderbetrieb, was ebenfalls zum Großteil in der Erhöhung des Öldrucks, wie in Abbildung 4.72 unten dargestellt, begründet liegen dürfte. Aufgrund der sehr guten Übereinstimmung beider Messungen ab einer Drehzahl von 4000 min⁻¹ (beide Messungen im 4-Zylinderbetrieb), kann auf eine sehr hohe Repräsentanz hingewiesen werden. Eine weitere idente Tatsache zum befeuerten Betrieb stellt die vergleichbare Öltemperatur im Hauptölkanal zwischen den beiden Betriebsmodi im Schleppbetrieb dar.

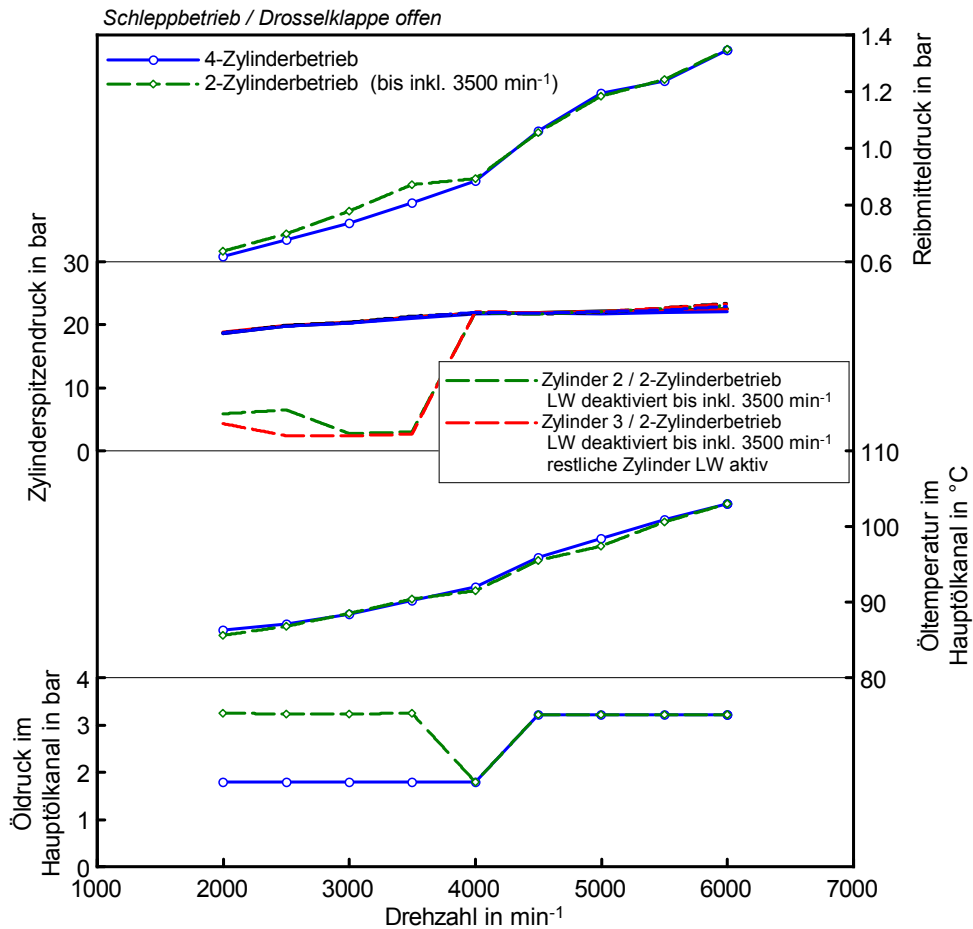


Abbildung 4.72: Vergleich Reibung 2- und 4-Zylinderbetrieb – Schleppe messung – Drosselklappe offen

4.5.1 Potenzialberechnung in verschiedenen Fahrzyklen

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit Simulationen von Verbrauchspotenzialen durch Motorreibungsreduktion auf Basis des am Motorprüfstand gemessenen Kennfelds (betriebswarm) in Kombination mit einer Fahrzeuglängsdynamiksimulation (siehe Kapitel 2.1).

Abbildung 4.73 zeigt ein Motorkennfeld in Kombination mit Fahrzeuglängsdynamikzusammenhängen für den betrachteten Ottomotor. Darin sind sämtliche Längsdynamikzusammenhänge in Kombination mit dem Kraftstoffverbrauchsanteil bedingt durch Motorreibung dargestellt. Beispielsweise werden bei einer Konstantfahrt von 50 km/h im 3. Gang $\approx 20\%$ des gesamten Kraftstoffverbrauchs zur Überwindung der Motorreibung benötigt. Wie bereits in vorangegangenen Kapiteln erwähnt ist auch bei diesem Versuchsträger ersichtlich, dass ein großer Anteil des Kraftstoffverbrauchs zur Überwindung der Motorreibung speziell bei niedrigen Lasten benötigt wird. Diese niedrigen

Lasten entsprechen jedoch oft den gesetzlichen Fahrzyklen bzw. dem kundennahen Fahrbetrieb.

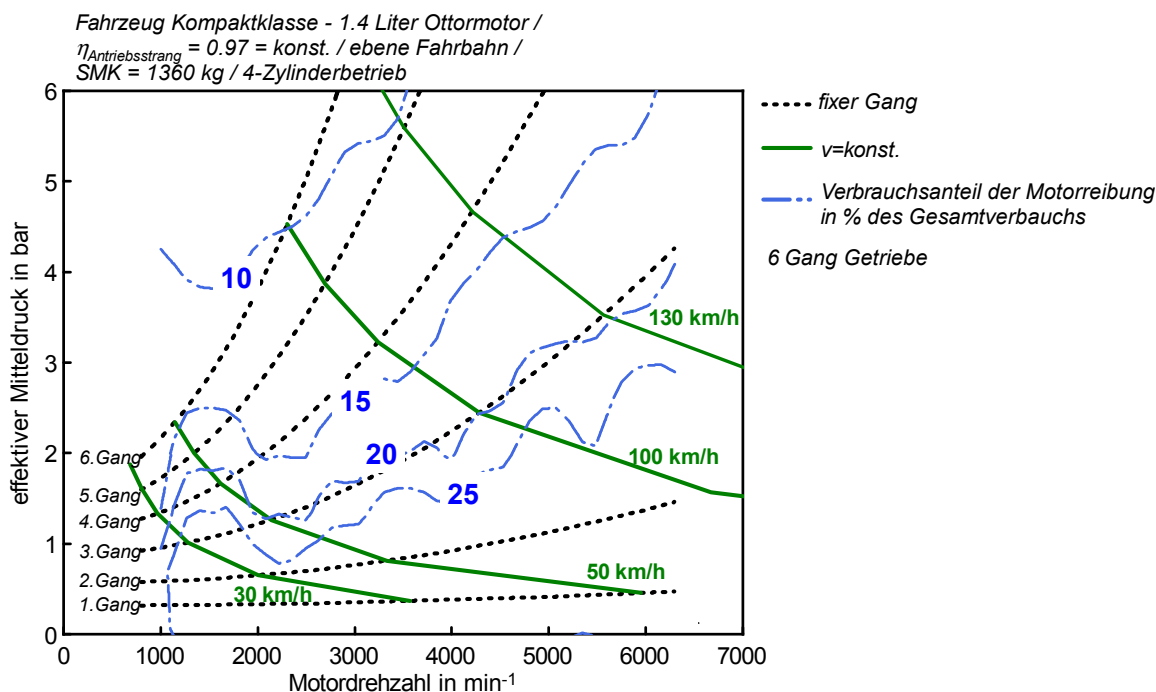


Abbildung 4.73: Verbrauchsanteil durch Motorreibung – stationäre Längsdynamikbetrachtung – Kompaktklasse Fahrzeug SMK 1360 kg – 4-Zylinder Pkw-Ottomotor

Diese Darstellung zeigt jedoch nur stationäre Betrachtungen und erlaubt keine Aussagen über Kraftstoffverbräuche in Fahrzyklen. Zu diesem Zweck wurden Simulationen entsprechend der in Kapitel 2.1 gezeigten Berechnungsmethodik durchgeführt. Diese Ergebnisse sind in den folgenden Abbildungen ersichtlich.

In Abbildung 4.74 sind die prozentualen Einsparungspotenziale bezüglich Kraftstoffverbrauchsreduktion über der prozentualen Motorreibungsabsenkung dargestellt. An dieser Stelle soll festgehalten, dass sämtliche Fahrzyklen mit betriebswarmen Motor simuliert wurden. Eine Modellierung des Aufwärmverhaltens wurde im Zuge dieser Arbeit nicht durchgeführt. Da die Bedeutung der Motorreibung in Bezug auf Kraftstoffverbrauch infolge deren Anstiegs bei niedrigeren Temperatur zunimmt, stellen diese Ergebnisse sozusagen minimale Potenziale dar.

Erkennbar ist, dass im betriebswarmen NEDC-Fahrzyklus $\approx 15\%$ des Kraftstoffverbrauchs der betrachteten Fahrzeug Motorkombination zur Überwindung der Motorreibung benötigt werden. Des Weiteren ist, wie in bereits vorangegangenen Kapiteln, ersichtlich, dass mit steigender mittlerer Motorlast des Zyklus die Bedeutung der Reibung in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch in Folge des steigenden mechanischen

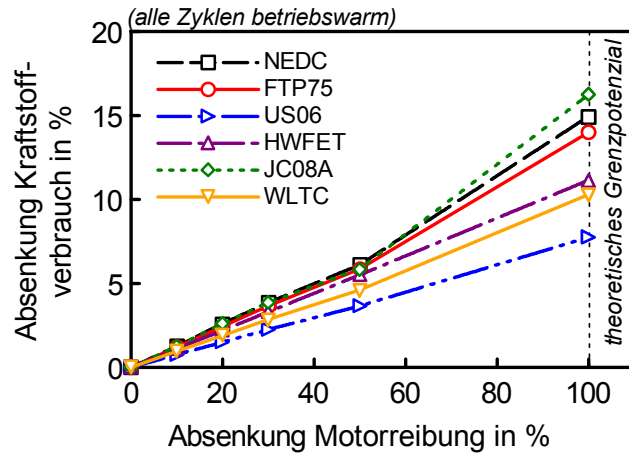


Abbildung 4.74: Verbrauchspotenziale durch Motorreibungsabsenkung in verschiedenen Fahrzyklen (betriebswarm) – 4-Zylinder Ottomotor

Wirkungsgrads abnimmt.

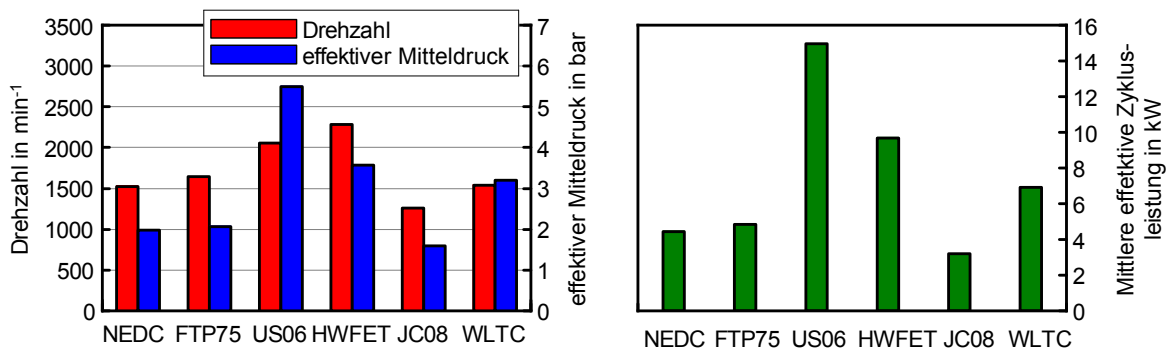


Abbildung 4.75: Mittlere Lastpunkte verschiedener Fahrzyklen – 4-Zylinder Ottomotor

Abbildung 4.75 zeigt die mittleren Lastpunkte (ohne Schubphasen) der untersuchten Fahrzyklen in Bezug auf Drehzahl und effektiven Mitteldruck sowie effektive Leistung.

Betrachtet man beispielsweise den NEDC-Fahrzyklus, so ist für dessen Überwindung mit der betrachteten Fahrzeug-Motorkombination im Mittel eine Drehzahl von $\approx 1500 \text{ min}^{-1}$ bei einem effektiven Mitteldruck von 2 bar nötig. Bei einem Vergleich des für diesen Fahrzyklus berechneten Grenzpotenzials von $\approx 15\%$ mit dem in Abbildung 4.73 dargestellten stationären Grenzpotenzial ist eine gute Korrelation ersichtlic. Um jedoch die Dynamik der verschiedenen Fahrzyklen zu berücksichtigen, sollten für detaillierte Betrachtungen auf jeden Fall die Zykluspotenziale zugrunde gelegt werden.

5 Experimentelle Bewertung eines NFZ- und eines Baumaschinenmotors

Im Vergleich zu den bisher in dieser Arbeit gezeigten Untersuchungen beschäftigt sich dieses Kapitel mit dem Reibungsverhalten von Dieselmotoren mit im Vergleich zu den bisher betrachteten Motoren größeren Hubräumen. Im konkreten Fall handelt es sich hierbei um Versuchsträger aus dem Nutzfahrzeug- und Baumaschinensegment. Beide Verbrennungsmotoren sollen auf deren Reibungsverhalten untersucht und verglichen werden. Des Weiteren werden, wie bereits in den zuvor gezeigten Kapiteln, Potenziale durch Motorreibungsreduktion sowohl in stationären Betriebspunkten als auch in typischen Fahrzyklen simuliert.

5.1 Beschreibung der Versuchsträger

In diesem Kapitel sollen die beiden Versuchsträger entsprechend ihres maßgeblichen konstruktiven Aufbaus verglichen bzw. gegenübergestellt werden.

Ein erster wesentlicher Unterschied wird von deren Einsatzgebiet gebildet. Während Motor 1 in einem Nutzfahrzeug (LKW) eingesetzt wird, liegt das Einsatzgebiet des Motors 2 im Baumaschinen Bereich. Die konstruktiven Unterschiede beider Versuchsträger sind Tabelle 5.1 zusammenfassend dargestellt.

Tabelle 5.1: Beschreibung Versuchsträger – allgemein

	Motor 1	Motor 2
Einsatzgebiet	NFZ	Baumaschine
Bauweise	6-Zylinder / Reihe	6-Zylinder / Reihe
Einspritzsystem	Common-Rail Direkt-Einspritzung	Common-Rail Direkt-Einspritzung
Aufladung	Zweistufige Turboaufladung Waste Gate Regelung	Einstufige Turboaufladung Waste Gate Regelung
Ventiltrieb	4-Ventile oben liegende Nockenwelle und Rollenkipphebel	4-Ventile unten liegende Nockenwelle und Rollenstößel, Stößelstange und Kipphebel
Ölpumpe	mechanisch	mechanisch & Zusatzölpumpe
Wasserpumpe	mechanisch	mechanisch
Abgasnachbehandlung	(EGR), DOC,SCR,DPF	DOC,SCR,DPF
verwendetes Öl	5W-30	0W-40

Tabelle 5.2: Beschreibung Versuchsträger – konstruktiv

Kenngröße	Einheit	Motor 1	Motor 2
		Wert	Wert
Nennleistung	kW	353	300
bei	min ⁻¹	1800	1600
Maximales Drehmoment	Nm	2300	2000
bei	min ⁻¹	930 - 1400	1000 - 1350
Hubraum	cm ³	12400	10500
Bohrungsdurchmesser	mm	126	122
Verdichtungsverhältnis	-	17	17.4
Hub	mm	166	150
Pleuellänge	mm	251	237
Schubstangenverhältnis	mm	0.3307	0.3165
Desachsierung Kolbenbolzen *	mm	1	0
Schränkung	mm	0	0

* positive Desachsierung = Desachsierung zur Gegendruckseite

5.2 Randbedingungen Messungen

Um die Messungen beider Versuchsträger möglichst vergleichbar darstellen zu können, wurde auf eine gute Vergleichbarkeit bzw. hohe Genauigkeit seitens der verwendeten Messtechnik Wert gelegt. Die verwendete Messtechnik sowie grundlegende Randbedingungen sind der folgenden Tabelle 5.3 gegenübergestellt.

Tabelle 5.3: Randbedingungen Reibungsmessungen

Messgröße	Motor 1	Motor 2
effektives Drehmoment	Drehmomentmessflansch HBM T12 / 5 kNm Abtastrate 0.1 °KW über Indziersystem	Drehmomentmessflansch HBM T12 / 5 kNm Abtastrate 0.1 °KW über Indziersystem
Zylinderdruck indizierter Mitteldruck OT-Bestimmung	Vollindizierung	Vollindizierung
	kapazitive OT-Sonde (AVL 428)	kapazitive OT-Sonde (AVL 428)
Kühlmittelkonditionierung Kühlmitteltemperatur Ölkonditionierung	Kühlmittelkonditionieranlage 90 °C (Motoreintritt) motorintern Öl-KM Wärmetauscher	Kühlmittelkonditionieranlage 90 °C (Motoreintritt) motorintern Öl-KM Wärmetauscher
elektrische Energie Reibmitteldruckberechnung	elektrisch fremdversorgt zyklisch über Indicom	elektrisch fremdversorgt zyklisch über Indicom

5.3 Ergebnisse

Dieser Abschnitt der vorliegenden Arbeit zeigt einen Vergleich der beiden Versuchsträger in Bezug auf Motorreibung.

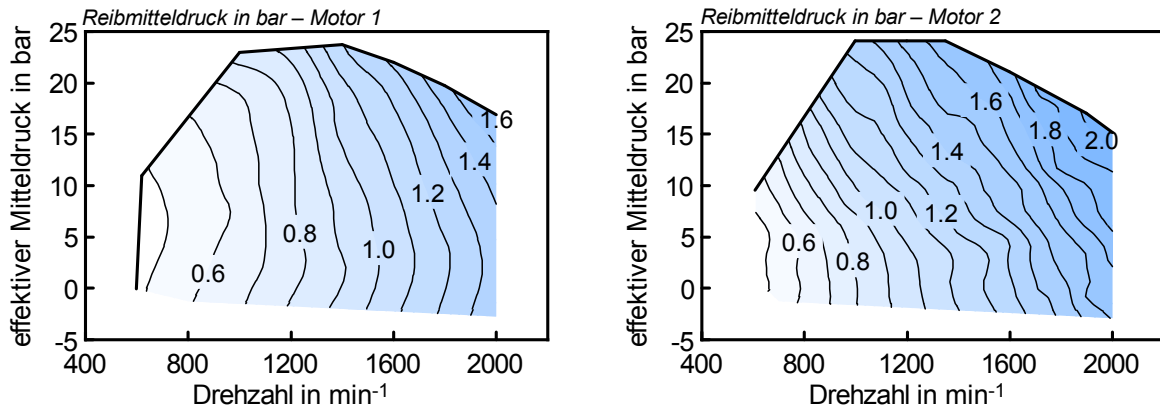


Abbildung 5.1: Vergleich befeuerte Reibkennfelder – Reibmitteldrücke

Abbildung 5.1 zeigt den Vergleich der Reibkennfelder beider Motoren. Grundsätzlich wurden beide Motoren als Vollmotoren nach der Indiziermethode am Motorprüfstand vermessen. Es wurden keine Strip-Down Vermessungen oder ähnliches durchgeführt, was den Reibungsvergleich der beiden Motoren auf Komponentenebene erlauben würde. Aufgrund konstruktiver Gegebenheiten sowie im Zuge der befeuerten Kennfelder gemessenen Daten sind Tendenzen interpretierbar, welche im Folgenden diskutiert werden sollen.

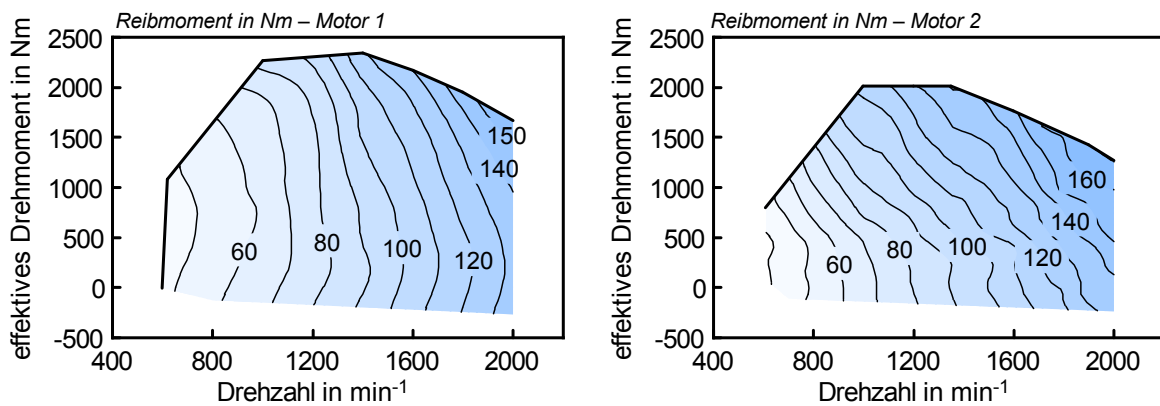


Abbildung 5.2: Vergleich befeuerte Reibkennfelder – Reibmomente

Auf den ersten Blick wird ein Unterschied der beiden Versuchsträger in Bezug auf die Lastabhängigkeit der Motorreibung erkennbar. Während der Motor 1 eine tendenziell

eher geringere Lastabhängigkeit der Reibung aufweist, ist diese beim Motor 2 deutlich stärker ausgeprägt. Bei einer Bewertung der maximalen Reibmitteldrücke im Kennfeld, wird ersichtlich, dass der Motor 2 im Vergleich zu Motor 1 Reibungs Nachteile aufweist.

Bei Betrachtung der Reibmomente (Abbildung 5.2) ist erkennbar, dass der Reibungs nachteil des zweiten Motors geringer ausfällt, da bei dieser Bewertungsgrundlage der in der Definition des Reibmitteldrucks berücksichtigte Hubraumeinfluss nicht berücksichtigt ist.

Abbildung 5.3 zeigt die Vollmotorschleppkurven beider Versuchsträger, jeweils in einer Darstellung der Reibmittel- und Schleppmitteldrücke. Erkennbar ist, dass die befeuerten Reibungsmessungen qualitativ durch die Schleppmessungen bestätigt werden.

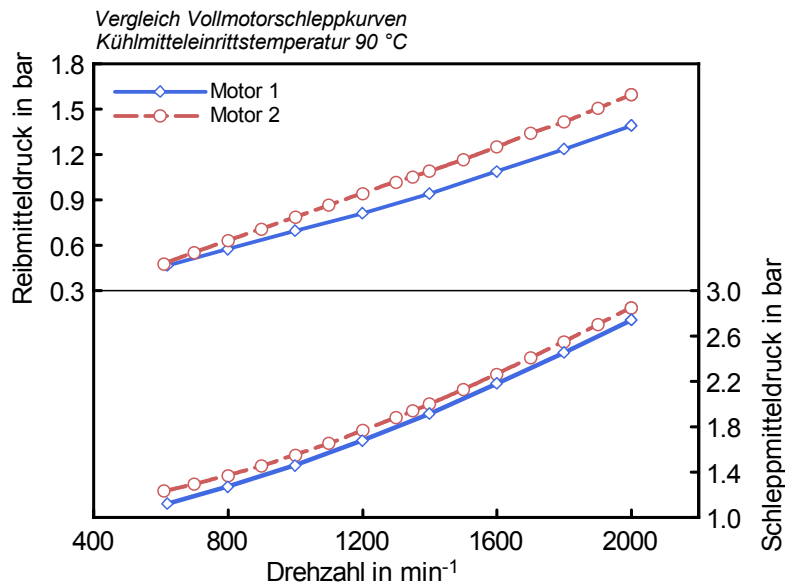


Abbildung 5.3: Vergleich Vollmotorschleppkurven

Ein erstes Indiz für die Reibmitteldruckunterschiede der beiden Motoren wird beim Vergleich der Öltemperaturen im Hauptölkanal (Abbildung 5.4) ersichtlich.

Diese Öltemperatur ist von großer Bedeutung, da diese wesentlichen Einfluss auf die Ölviskosität in sämtlichen Gleitlagerungen des Grundkurbeltriebs hat.

Hierbei sind deutlich geringere Öltemperaturen im Hauptölkanal sowie eine deutlich geringere Spreizung im gesamten Kennfeld des Motors 2 im Vergleich zum Motor 1 erkennbar.

Ähnliche Tendenzen sind auch bei der in Abbildung 5.5 dargestellten Öltemperaturen in den Ölwanne der beiden Versuchsträger erkennbar.

Wesentlich für die geringen Öltemperaturen des Motors 2 verantwortlich ist die Ausführung des Öl-/Kühlmittelwärmetauschers bzw. dessen deutlich höhere Kühlmitteldurchströmung. Maßgeblich dafür verantwortlich ist die konstruktive Ausführung der Kühlkreisläufe beider Motoren. Während beide Motoren bei $1900 \text{ min}^{-1} \approx$ gleich große

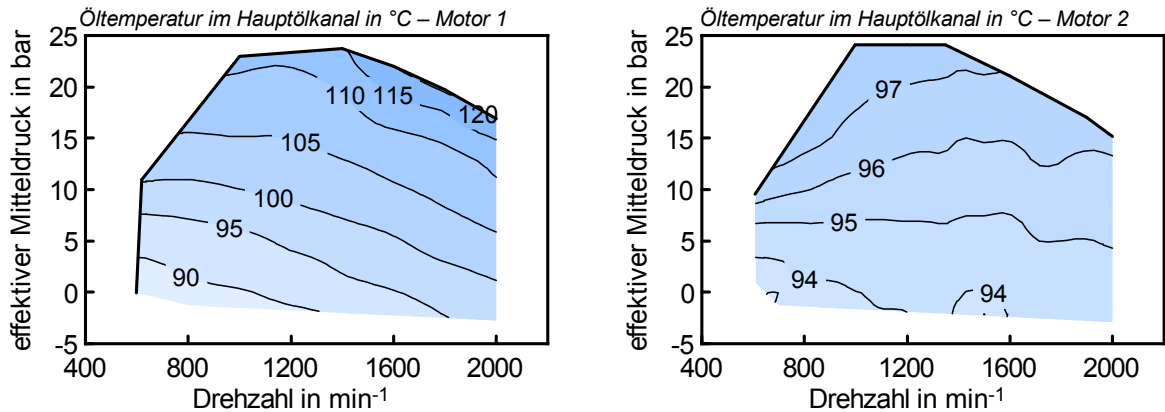


Abbildung 5.4: Vergleich Öltemperaturen im Hauptölkanal

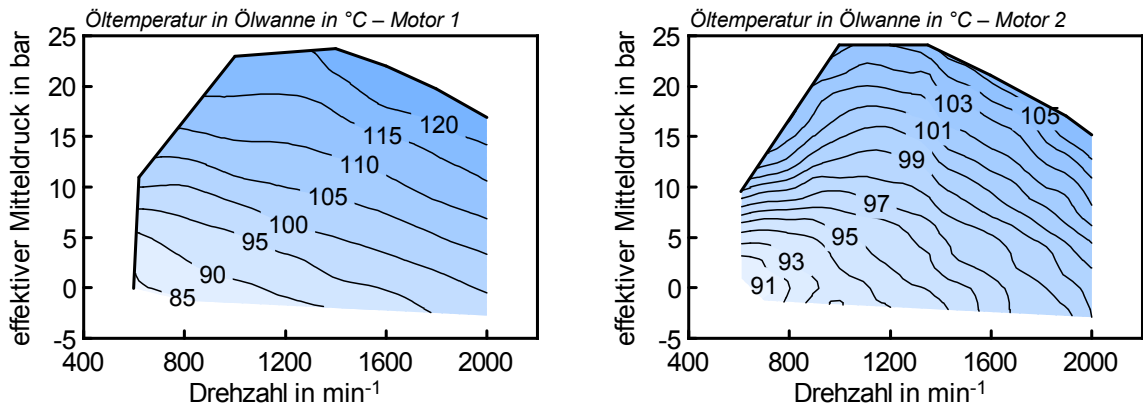


Abbildung 5.5: Vergleich Öltemperaturen in Ölwanne

Kühlmittelvolumenströme von $\approx 700 \text{ dm}^3/\text{min}$ aufweisen, unterscheidet sich die strömungstechnische Aufteilung des Kühlmittels massiv.

Während der Motor 2 den gesamten Kühlmittelvolumenstrom von der Kühlmittelpumpe direkt durch den Öl-/Kühlmittelwärmetauscher schickt, stellt sich beim Motor 1 eine gänzlich andere Situation der Kühlmitteldurchströmung des Ölmoduls dar. Hierbei wird ein Teil des Kühlmittelvolumenstromes nach der Kühlmittelpumpe abgezweigt und zur Kühlung der Ladeluftkühler verwendet. Der verbleibende Anteil des Kühlmittelvolumenstroms wird zur Kühlung des Motorblocks verwendet. Von diesem wird nach der Motorblockdurchströmung ein Anteil zur Durchströmung des Öl-/Kühlmittelwärmetauschers verwendet. Während der Motor 1 bei 1900 min^{-1} einen Kühlmittelvolumenstrom von $111 \text{ dm}^3/\text{min}$ durch den Öl-/Kühlmittelwärmetauscher aufweist, besitzt der Motor 2 bei dieser Drehzahl einen Kühlmitteldurchfluss von $627 \text{ dm}^3/\text{min}$.

Eine wesentliche Auswirkung der Öltemperaturunterschiede in den Hauptölkanälen der beiden Motoren wird bei Betrachtung der Verläufe der Ölviskositäten beider Ver-

suchsträger ersichtlich (Abbildung 5.6). Ein grundsätzlicher Unterschied liegt in der höheren dynamischen Viskosität des im Motor 2 verwendeten Öls. Im rechten Teil der Abbildung sind des Weiteren die Öltemperaturen im NRTC-Zyklussschwerpunkt (Motor betriebswarm) dargestellt. Während der Motor 2 aufgrund seines höher liegenden dynamischen Viskositätsverlaufs grundsätzlich Nachteile in Bezug auf die Grundmotorreibung mit sich bringt, wird dem noch der zusätzliche Nachteil einer geringeren Öltemperatur überlagert.

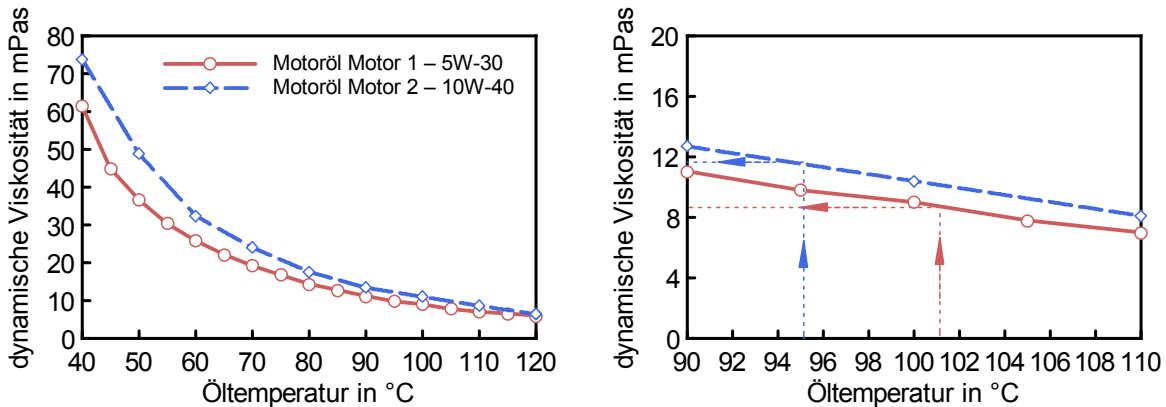


Abbildung 5.6: Vergleich Öltemperatur-Viskositätsverhalten im NRTC-Zyklussschwerpunkt (Motor betriebswarm)

Ein weiterer Unterschied wird bei Betrachtung der in Abbildung 5.7 ersichtlichen Öldrücke in den Hauptölkanälen der beiden Versuchsträger ersichtlich. Erkennbar ist, dass der Motor 2 bei deutlich höheren Öldrücken betrieben wird, was in einer höheren mechanischen Leistungsaufnahme der Ölpumpe resultieren dürfte.

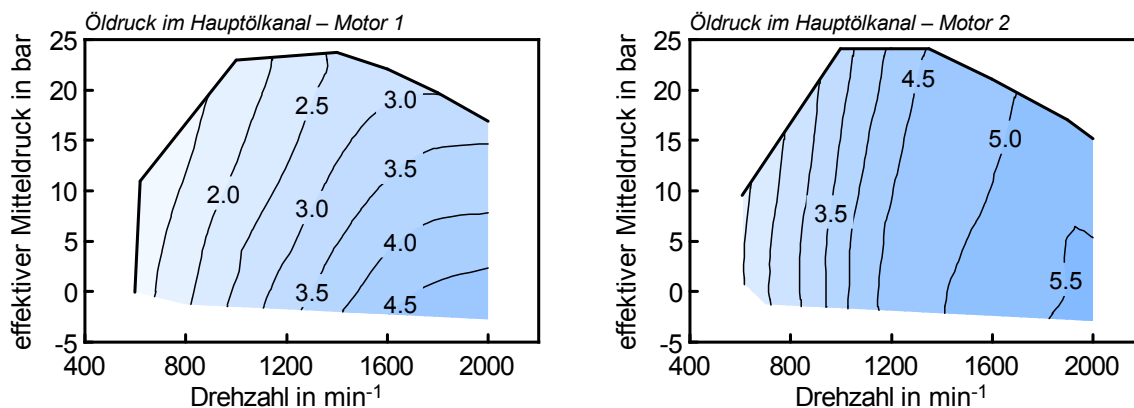


Abbildung 5.7: Vergleich Öldruck im Hauptölkanal

Wenn auch bei diesem Versuchsträger gleiches Verhalten wie bei jenen in Kapitel 4.4.6 auftritt, so resultiert die Öldruckerhöhung ebenfalls in einer Reibungserhöhung

bedingt durch die Schmierungsverhältnisse in den Gleitlagerungen des Verbrennungsmotors. Diese Tatsachen tragen ebenfalls zur Klärung des höheren Reibungsverhaltens des Motors 2 bei.

Ein wesentlicher Anteil der Reibung eines Verbrennungsmotors wird von der Kolbengruppe gebildet. Zu diesem Zweck sollen die Kolben der Versuchsträger genauer betrachtet werden. Bei Betrachtung der Grundkurbeltriebsgeometrie in Tabelle 5.2 wird ersichtlich, dass sich das geringere Schubstangenverhältnis des Motors 2 grundsätzlich positiv auf die Reibung der Kolbengruppe auswirkt. In Tabelle 5.4 sind des Weiteren konstruktive Unterschiede der Kolbengruppe dargestellt.

Bei beiden Versuchsträgern ist der oberste (erste) Kolbenring als doppelseitiger Trapezring und der zweite Kolbenring als Minutenring ausgeführt. Des Weiteren verfügen beide Motoren über einen Ölabstreifring in der konstruktiven Ausführung eines Dachfasenschlauchfederrings.

Tabelle 5.4: Vergleich Kolben

			Motor 1	Motor 2
Bauteil	Konstr. Abm	Einheit	Wert	Wert
Kolbenring 1	Ringhöhe	mm	3.5	3.5
Kolbenring 2	Ringhöhe	mm	2.5	2.5
Ölabstreifring	Ringhöhe	mm	4	3,5
Kolben	Kolbenspiel	μm	120	60
Werkstoff Kolben	-	-	Aluminium	Stahl

5.3.1 Vergleich der Versuchsträger durch Potenzialsimulationen

Dieses Kapitel soll die beiden Motoren hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchsreduktionspotenzials durch Motorreibungsreduktion stationär und Fahrzyklen vergleichen. Zu diesem Zweck wurden Simulationsrechnungen entsprechend der in Kapitel 2.1 vorgestellten Methodik durchgeführt.

- **Stationäres Potenzial**

Abbildung 5.8 zeigt die berechneten stationären Verbrauchseinsparungspotenziale durch vollständige Elimination der Motorreibung. Erkennbar ist, dass der Motor 2 aufgrund seines schlechteren Reibungsverhaltens höhere Grenzpotenziale aufweist.

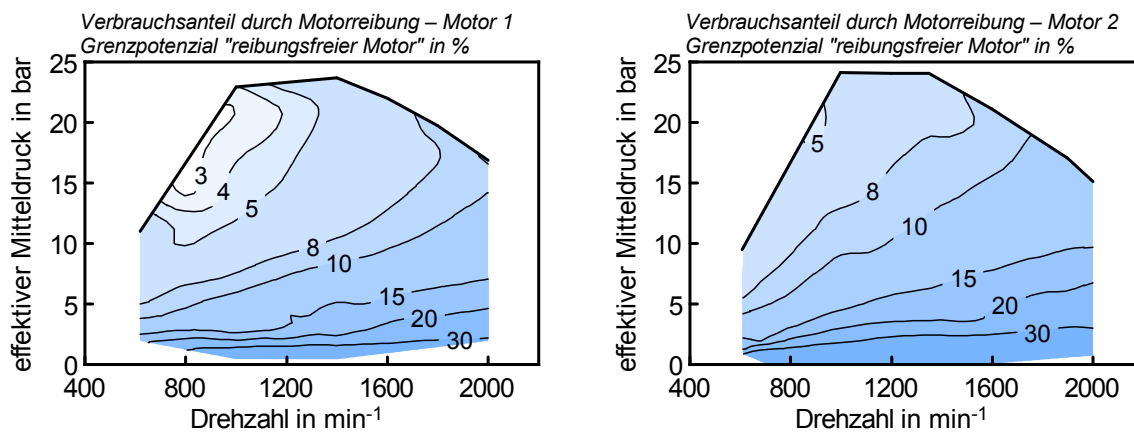


Abbildung 5.8: Stationär berechnete Verbrauchseinsparungspotenziale durch Motorreibungsreduktion

• Zyklus Potenzial

In diesem Kapitel soll die in Kapitel 2.1 gezeigte Methodik zur Bewertung der Verbrauchseinsparungspotenziale durch Reibungsreduktion in Fahrzyklen angewandt werden. Zu diesem Zweck sollen typische Fahrzyklen bzw. dem spezifischen Anwendungsgebiet entsprechende Fahrprofile bezüglich deren Potenzial untersucht werden.

Ein für beide Motoren sehr wichtiger Fahrzyklus ist der NRTC-Fahrzyklus, dessen Verlauf sich aus der jeweiligen Volllastkurve des entsprechenden Motors ableitet.

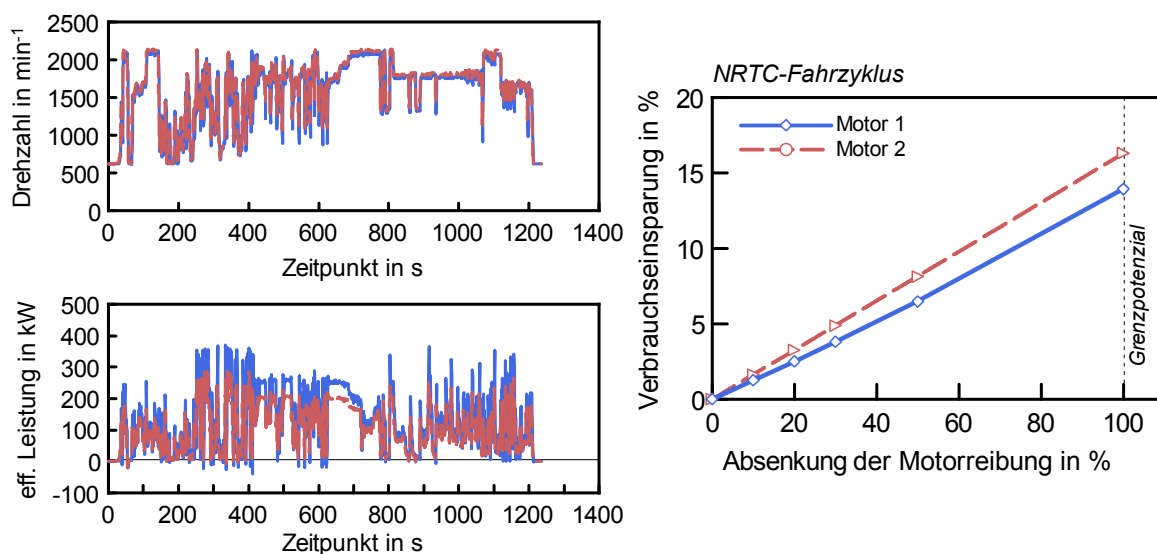


Abbildung 5.9: Verbrauchseinsparungspotenziale durch Motorreibungsreduktion im NRTC-Fahrzyklus

Betrachtet man die berechneten Potenziale im NRTC-Fahrzyklus, so ergibt sich für den Motor 2, wie bereits in den stationären Potenzialen, ein höheres Verbrauchseinsparungspotenzial durch Reduktion der Motorreibung (siehe Abbildung 5.9).

Da die beiden Motoren hinsichtlich deren Einsatzgebieten deutliche Unterschiede aufweisen, sind auch deren spezifische Fahrmuster unterschiedlich. Im Folgenden sollen Verbrauchspotenziale durch Reibungsreduktion für verschiedene typische Fahrzyklen, entsprechend den typischen Einsatzgebieten beider Versuchsträger, gezeigt werden. Abbildung 5.10 zeigt für den Nutzfahrzeugmotor typische Fahrprofile und deren berechnete Verbrauchseinsparungspotenziale durch Motorreibungsreduktion. Typisch für den LKW-Fahrzyklus ist der relativ konstante Verlauf der Motordrehzahl über der Zeit, welcher lange Autobahnfahrten repräsentieren soll.

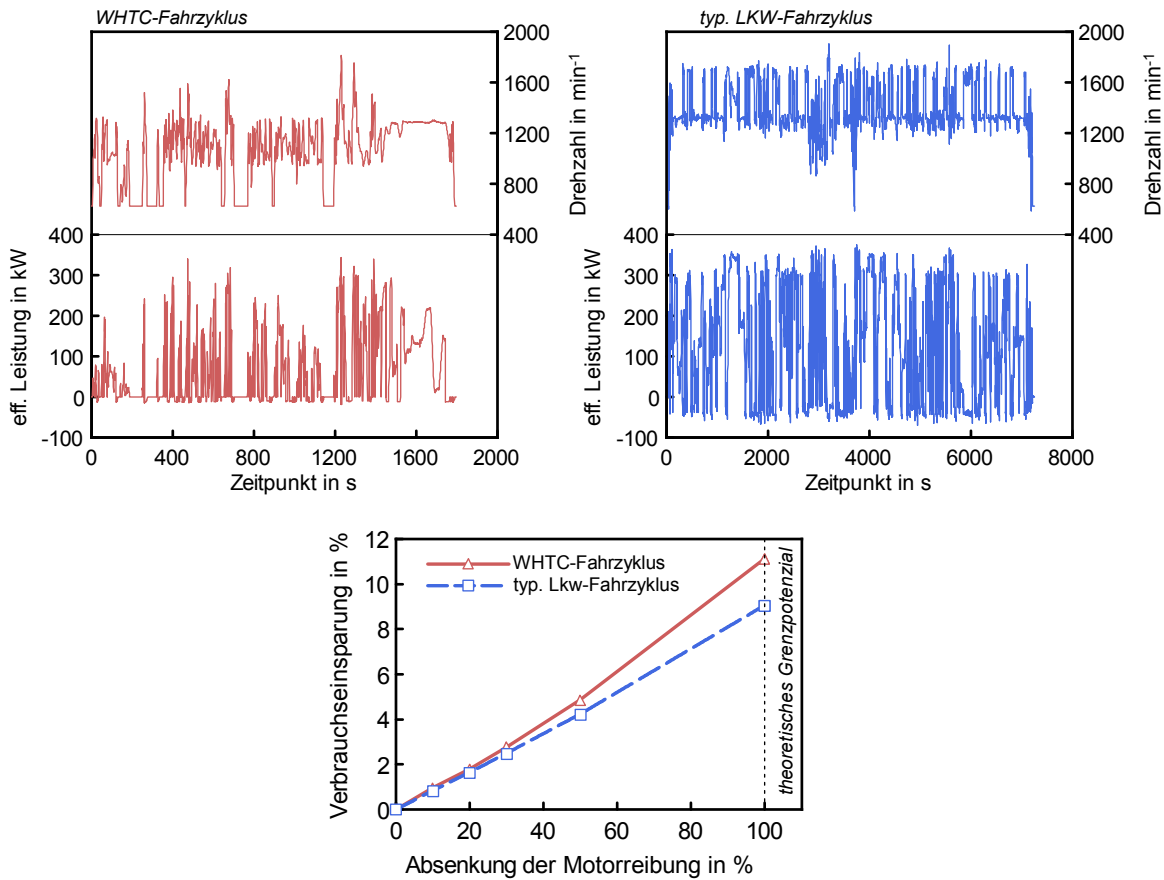


Abbildung 5.10: Verbrauchseinsparungspotenziale in Fahrzyklen durch Motorreibungsreduktion – Motor 1

In Abbildung 5.11 sind typische Fahrprofile entsprechend dem Anwendungsgebiet des Motors 2 dargestellt. Diese Zyklen repräsentieren typische Fahrprofile einer Baumaschine, wie z.B. verschiedene Ladespielszenarien. Erkennbar dabei ist, dass deutliche Unterschiede bezüglich der berechneten Verbrauchspotenziale (entsprechend den verschiedenen Fahrprofilen) existieren. Große Potenziale existieren vor allem bei jenen Zyklen, welche über eine eher geringe Zyklusleistung verfügen.

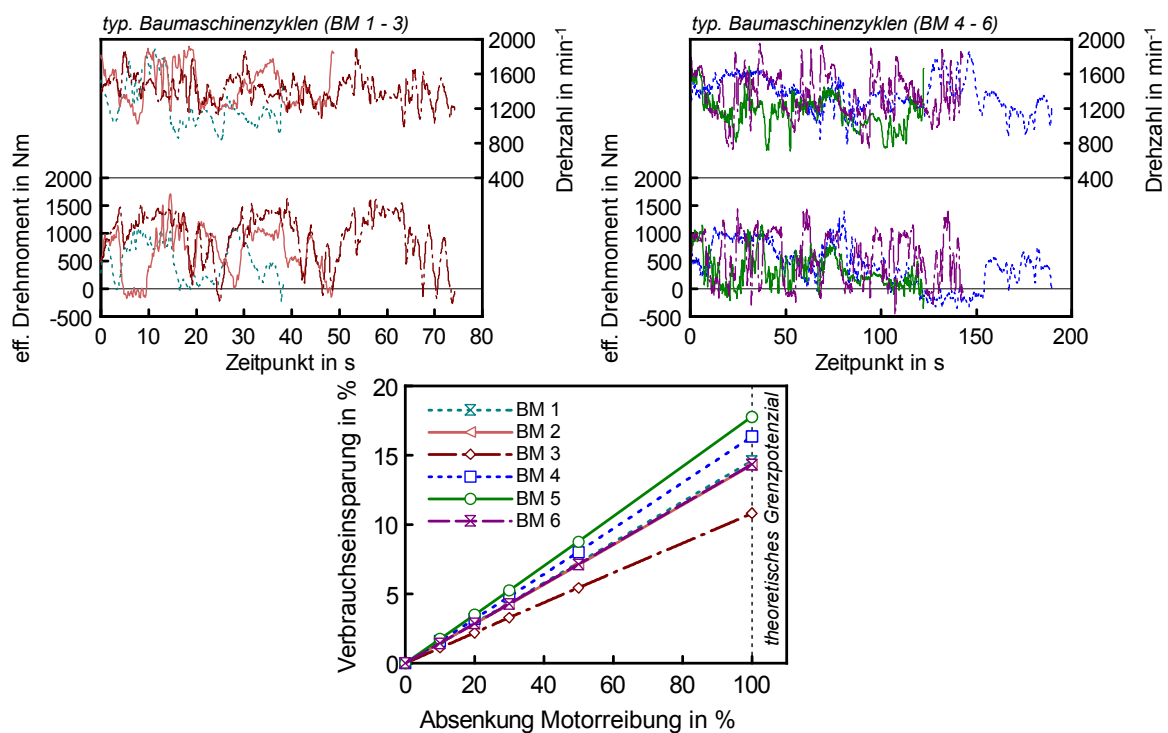


Abbildung 5.11: Verbrauchseinsparungspotenziale in Fahrzyklen durch Motorreibungsreduktion – Motor 2

5.3.2 Medientemperaturen

Da die Medientemperaturen (Öl/Kühlmittel) großen Einfluss auf das Reibungsverhalten eines Verbrennungsmotors haben, wird in diesem Abschnitt der vorliegenden Arbeit dieser Einfluss am Motor 1 genauer untersucht. Konkret wurde dies sowohl im geschleppten, als auch im befeuerten Betrieb bei einer konditionierten Kühlmiteintrittstemperatur in den Motor bei drei verschiedenen Temperaturniveaus untersucht. Eine Beeinflussung der Öltemperatur erfolgte dabei über den Öl-/Kühlmittel- Wärmetauscher des Versuchsträgers.

Abbildung 5.12 zeigt den Temperatureinfluss des geschleppten Motors. Hierbei wurden Kühlmiteintrittstemperaturen von 70/80/90 °C über die externe Kühlmittelkonditionieranlage vorgegeben.

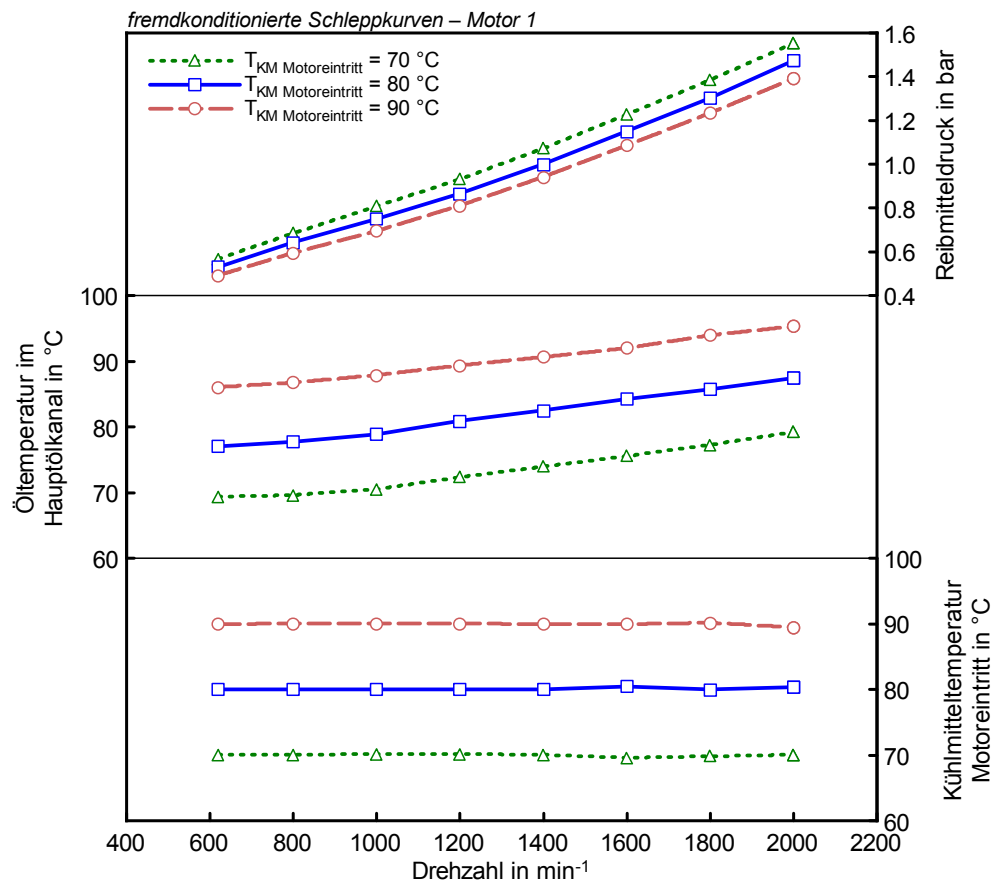


Abbildung 5.12: Motor 1 – Schleppekurven bei verschiedenen Medientemperaturen

Erkennbar ist, dass die Medientemperaturen einen großen Einflussparameter auf das Reibungsniveau des Vollmotors darstellen. Die Unterschiede der verschiedenen Reibungsniveaus lassen sich durch den Verlauf der Ölviskositätskurve erklären, wie in Abbildung 5.13 dargestellt. Im linken Teil dieser Abbildung sind die Verläufe der Vollmo-

torreibmitteldrücke bei verschiedenen Drehzahlen über der Öltemperatur im Hauptölkanal dargestellt. Im rechten Teil der Abbildung ist der Verlauf der dynamischen Viskosität über der Öltemperatur des verwendeten Öls (5W-30) ersichtlich. Bei einem Vergleich der Reibmitteldruckverläufe und des Verlaufs der dynamischen Viskosität des Öles werden qualitative Korrelationen ersichtlich.

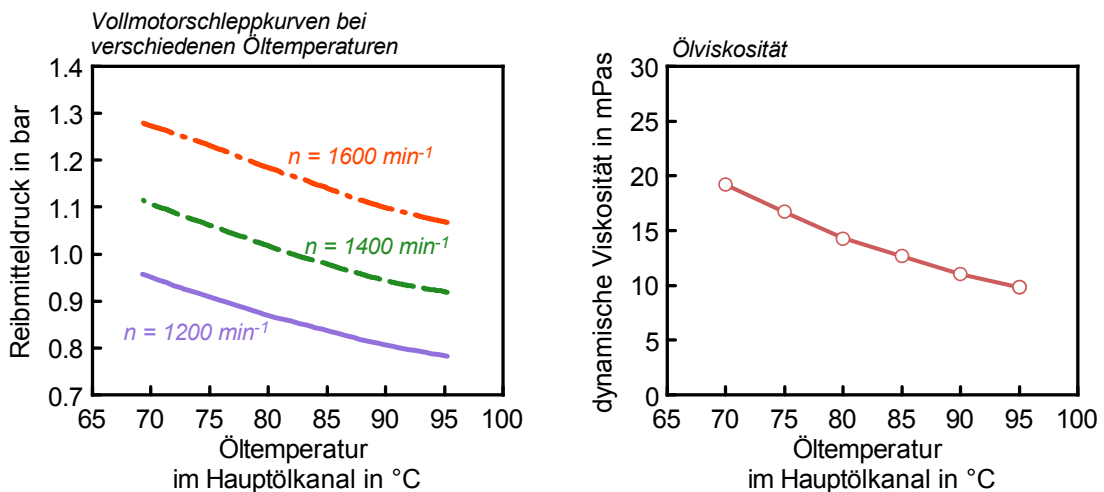


Abbildung 5.13: Motor 1 – Vollmotorschleppkurven – Zusammenhang Ölviskosität

Demzufolge ist in den Verläufen der Reibmitteldrücke bei verschiedenen konstanten Drehzahlen implizit der Verlauf der Ölviskositätskurve ersichtlich.

Abbildung 5.14 zeigt einen ähnlichen Vergleich wie zuvor dargestellt.

Der wesentliche Unterschied hierbei ist, dass das Reibungsverhalten bei verschiedenen Medientemperaturen nicht, wie zuvor dargestellt, geschleppt sondern befeuert untersucht wurde. Diese Untersuchungen wurden bei zwei verschiedenen, zyklusrelevanten, Testdrehzahlen durchgeführt. Grundsätzlich sind ähnliche Erkenntnisse bezüglich des Viskositätsverhaltens wie bei den geschleppten Messungen ersichtlich. Eine interessante Tatsache ist, dass bei der Drehzahl von 1000 min^{-1} bei hohen effektiven Mitteldrücken ein reproduzierbares Ansteigen der Reibung mit höherer Öltemperatur im Vergleich zu den niedrigeren ersichtlich ist.

Diese Tendenz korreliert auf den ersten Blick nicht mit dem Verlauf der Ölviskosität über der Öltemperatur. Da speziell an der Kolbengruppe, insbesondere bei hohen Lasten, infolge der oszillierenden Bewegungsabläufe Mischreibungsanteile zu erwarten sind, wird diese Tatsache über höhere Mischreibungsanteile erklärt.

Dieser Effekt soll qualitativ anhand des Verlaufs der Stribeckkurve für zwei verschiedene Ölviskositäten erklärt werden (Abbildung 5.15). Die durch steigende Motorlast bedingte Erhöhung der Öltemperatur führt zu einer Absenkung der Ölviskosität. Dies führt zu einer Verschiebung der Stribeckkurve (bzw. Ausklinkpunkt) in Richtung höherer Gleitgeschwindigkeiten bzw. Drehzahlen [17]. Dadurch kommt es zum Auftreten

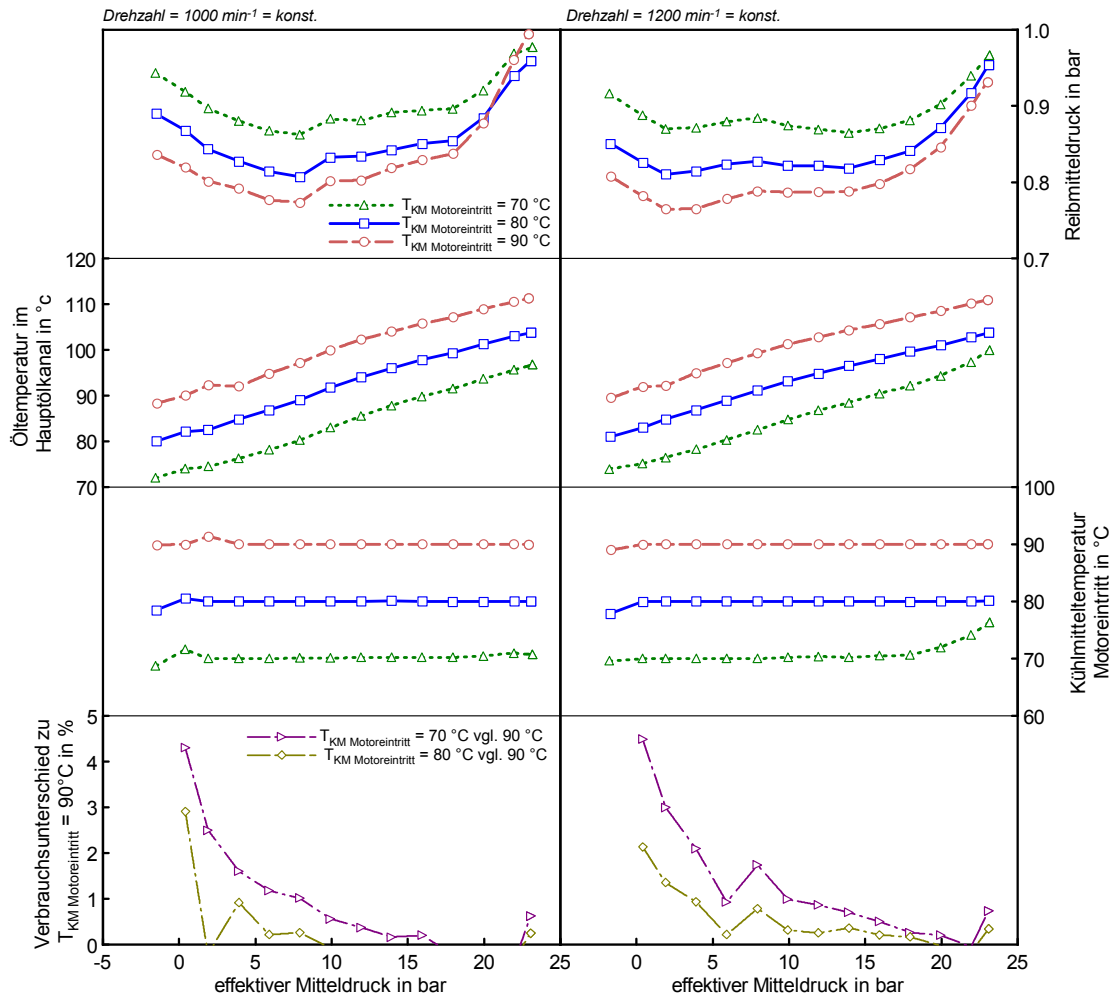


Abbildung 5.14: Motor 1 – befeuerte Vollmotorreibungen bei verschiedenen Medientemperaturen

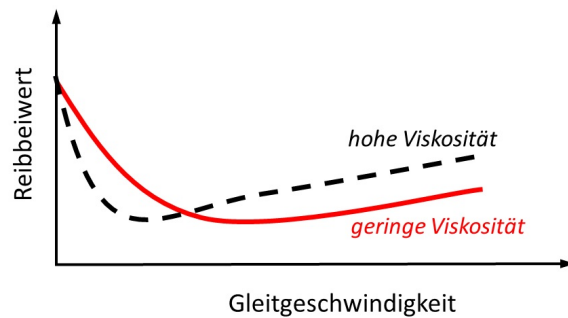


Abbildung 5.15: Stribeckkurven für verschiedene Ölviskositäten

höherer Mischreibungsanteile bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten kommt.

Da mit steigender Motordrehzahl auch die Gleitgeschwindigkeiten steigen und somit die Stribeckkurve bis zu höheren Gleitgeschwindigkeiten durchlaufen wird, was zu höheren hydrodynamischen Reibungsanteilen führt, ist der in Abbildung 5.15 dargestellte Effekt bei höherer Drehzahl (1200 min^{-1}) nicht mehr ausgeprägt.

Eine weitere, in Abbildung 5.14 erkennbare, Tatsache ist, dass die durch niedrige Medientemperaturen bedingten Erhöhungen der Motorreibungs-niveaus auch in Erhöhungen der Kraftstoffverbräuche ersichtlich sind.

5.3.3 Zylinderdruck und Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe

- Einfluss des Zylinderdrucks

Die Kolbengruppe hat einen maßgeblichen Anteil an der Gesamtreibung eines Verbrennungsmotors.

Um Belastungseinflüsse in Form des Zylinderdrucks auf die Kolbenreibung quantifizieren zu können, wurde eine Veränderung des Zylinderdrucks über die Beeinflussung des Einspritzzeitpunkts durchgeführt und die Reibungsveränderung des Vollmotors bewertet.

Um hierbei nicht mehrere reibungsbeeinflussende Parameter gleichzeitig zu verändern, wurden diese Variationen jeweils bei konstanten Einspritzmengen sowie konstanten Raildrücken, was zu einer konstanten Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe führt, durchgeführt. Des Weiteren wurde auf möglichst konstante Öltemperaturen im Zuge einer Versuchsreihe geachtet.

Diese Untersuchungen wurden jeweils bei einer Drehzahl von 1200 min^{-1} , bei jeweils zwei verschiedenen (im Zuge einer Untersuchung jedoch konstanten) Einspritzmengen und verschiedenen Raildrücken durchgeführt. Exemplarisch ist in Abbildung 5.16 eine Messung bei einer Drehzahl von 1200 min^{-1} , einer konstanten Einspritzmenge von 131 mg/Hub sowie eines konstanten Raildrucks von 1400 bar dargestellt.

Wie im rechten Teil der Abbildung 5.16 ersichtlich wurde eine Veränderungen der Zylinderdruckverläufe herbeigeführt. Konkret wurde dies über eine Veränderung des Einspritzbeginns in 2°KW Inkrementen durchgeführt.

Erkennbar ist, dass diese Variationen zu einer Beeinflussung des Motorreibungsverhaltens führen, welches der Kolbengruppe zugeschrieben werden kann. Mit sinkendem Zylinderspitzen- und späterem Verbrennungsschwerpunkt ist eine Verringerung des Reibmitteldrucks erkennbar. Diese Tendenzen bestätigten sich bei allen untersuchten Punkten des Variationsraums. Der Variationsraum ist in Abbildung 5.17 dargestellt. In jedem dieser Punkte wurde eine Variation des Einspritzzeitpunkts in 2°KW Inkrementen durchgeführt, wobei dieser ausgehend vom Basiseinspritzbeginn jeweils bis -4 und $+4^\circ\text{KW}$ verändert wurde.

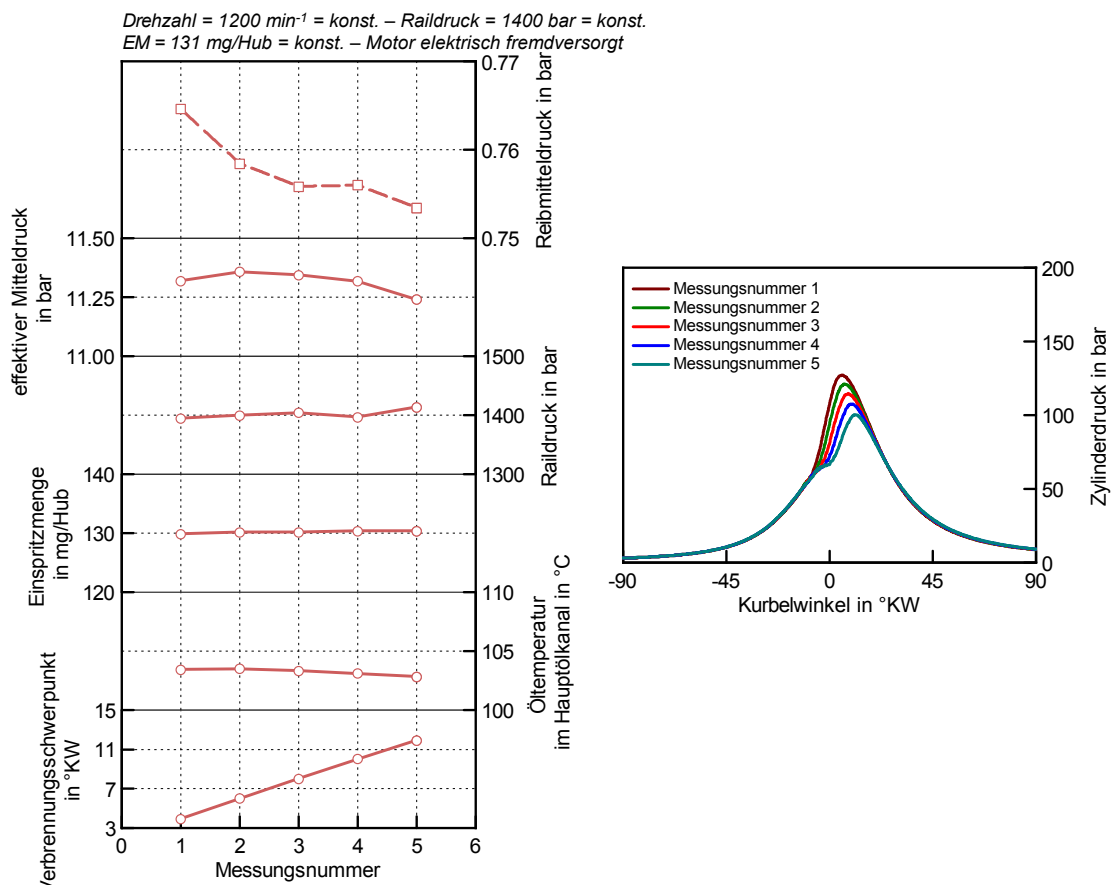


Abbildung 5.16: Motor 1 – Einfluss des Zylinderdrucks auf die Vollmotorreibung

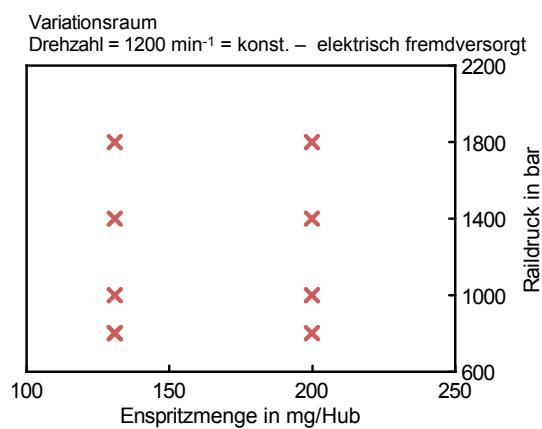


Abbildung 5.17: Motor 1 – Variationsraum

• Einfluss des Raildrucks / Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe

Da bei modernen Dieselmotoren die Hochdruckpumpe, speziell bei hohen Lasten aufgrund hoher Raildrücke und hoher Einspritzmengen, hohe Leistungsaufnahmen erfordert, wurde dieser Effekt im Zuge dieses Kapitels genauer untersucht.

Eine hohe Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe eines Verbrennungsmotors führt zwangsweise zu einer Erhöhung des Reibmitteldrucks. Abbildung 5.18 und 5.19 zeigen die Ergebnisse der Parametervariationen der zwei verschiedenen untersuchten (konstanten) Einspritzmengen von 200 und 131 mg/Hub.

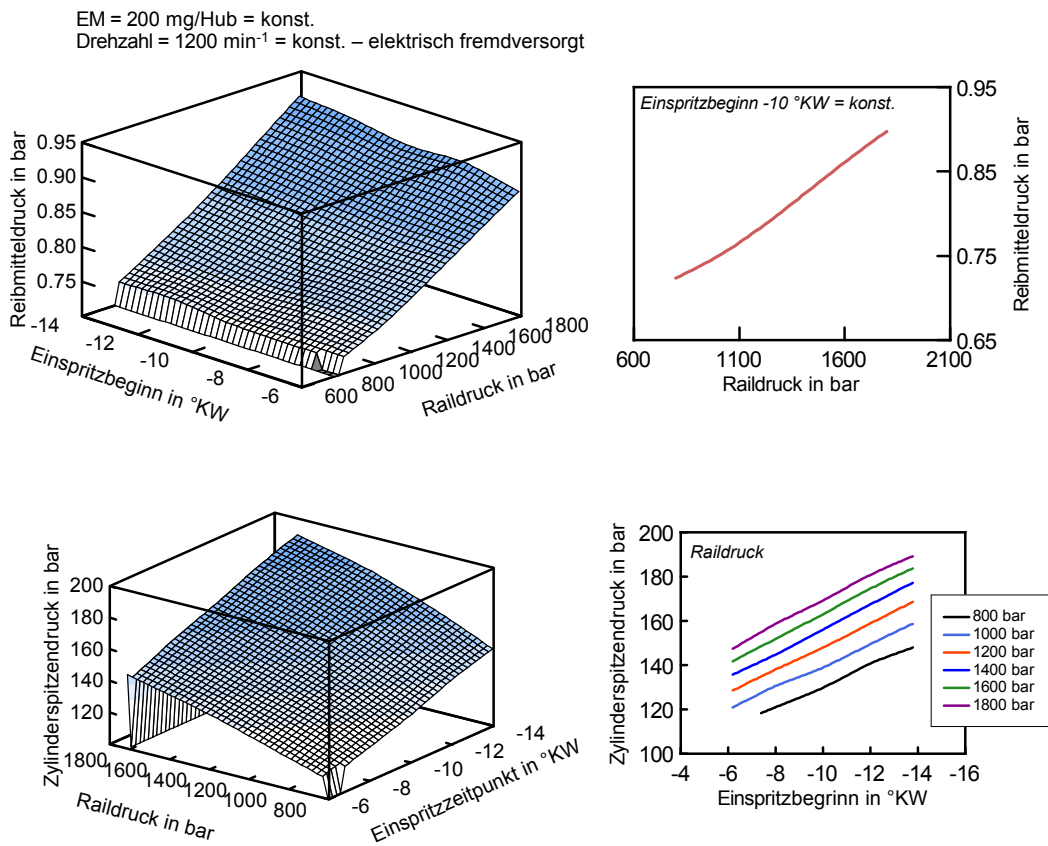


Abbildung 5.18: Motor 1 – Einfluss des Raildrucks auf die Vollmotorreibung

Der rechte (obere) Teil der beiden Abbildungen zeigt jeweils einen Schnitt bei konstantem Einspritzbeginn. Im oberen Teil der Abbildung 5.18 ist eine relativ große Änderung der Motorreibung durch die Veränderung des Raildrucks für eine konstante Einspritzmenge von 200 mg/Hub erkennbar. Natürlich verändert sich durch eine Variation des Raildrucks (Einspritzmenge konstant) auch der Zylinderdruckverlauf, was implizit eine Veränderung der Kurbeltriebsreibung (wie im vorangegangenen Kapitel ausgeführt) mit sich bringt. Dies resultiert aus der bei niedrigerem Raildruck längeren Einspritzzeit.

Als Indikator dafür ist die Änderung in Form der Spitzendruckveränderung im unteren Teil der Abbildung 5.18 dargestellt.

Im Zuge dieser Variationen wurde, prinzipbedingt, der Einfluss des veränderten Zylinderdrucks (Kolbenreibung) und jener der veränderten Leistungsaufnahme der Common-Rail Hochdruckpumpe als Summenwert gemessen.

Mit den Erkenntnissen des zuvor erklärten Kapitels kann der Reibungseinfluss durch die im Zuge der Raildruckvariation geänderte Belastungssituation der Kolbengruppe im Vergleich zur Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe als gering eingestuft werden. Dies führt zur Erkenntnis, dass die Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe im betrachteten Variationsbereich einen entscheidenden Einfluss auf die Reibung des Versuchsträgers besitzt.

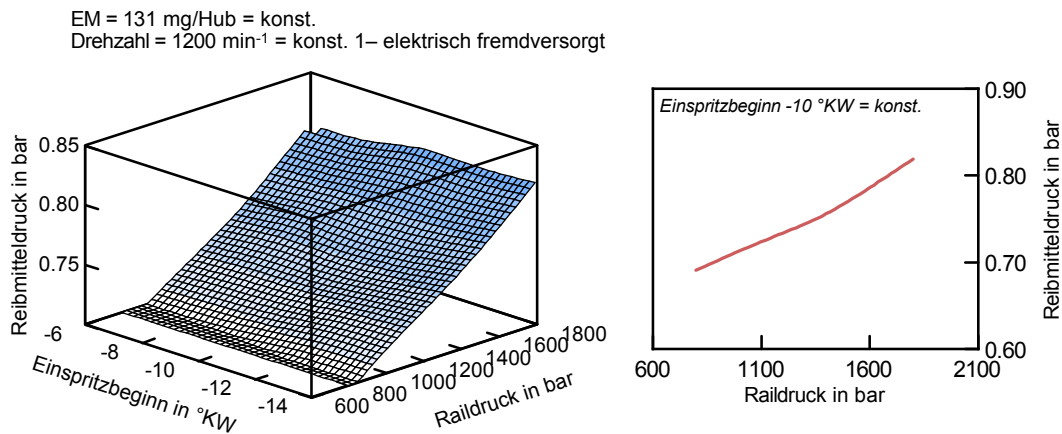


Abbildung 5.19: Motor 1 – Einfluss des Raildrucks auf die Vollmotorreibung

6 Simulatorische Untersuchungen

6.1 Möglichkeiten der Reibleistungssimulation

Dieser Abschnitt bildet den zweiten Hauptteil der Arbeit und beschäftigt sich mit der Simulation der Reibleistung am Grundkurbeltrieb von Verbrennungsmotoren.

Da die messtechnische Ermittlung geringer reibungsbeeinflussender Maßnahmen aufgrund der hohen Genauigkeitsanforderungen grundsätzlich schwierig bzw. mit hohem Aufwand verbunden ist, gewinnt die Simulation der Reibleistung immer mehr an Bedeutung. Des Weiteren bietet die Anwendung der Simulation wesentliche Vorteile im Produktentwicklungsprozess. Eine alleinige messtechnische Bewertung würde hierbei die aufwändige Erstellung verschiedenster Hardware Varianten mit sich bringen, wodurch sowohl die Entwicklungskosten als auch die Entwicklungszeiten erhöht werden. Des Weiteren bietet die Simulation wesentliche Vorteile im Bereich der Vorauslegung von später messtechnisch untersuchten Hardwarevarianten.

Weiters ist es im Zuge von Simulationsrechnungen möglich, exakt reproduzierbare Bedingungen zu schaffen und auf diesem Wege noch so geringe reibungsbeeinflussende Maßnahmen zu bewerten bzw. deren Effekte verstehen zu können. Demzufolge können mittels der Simulationsrechnungen Maßnahmenpakete geschnürt werden, welche messtechnisch verifiziert bzw. bewertet werden können.

Grundsätzlich stehen für die Simulation der Reibleistung mehrere Möglichkeiten bzw. Betrachtungsweisen zur Verfügung. Entsprechend der Komplexität der Vorgänge erfolgt die Modellbildung entweder auf sehr stark vereinfachter Basis oder komplexeren und dementsprechend aufwändigeren Berechnungen.

Abbildung 6.1 zeigt einen Vergleich verschiedener, im Zuge dieser Arbeit angewandter Methoden der Reibleistungssimulation am Grundkurbeltrieb von Verbrennungsmotoren. Erkennbar ist, dass sich die verschiedenen Möglichkeiten deutlich in Bezug auf Bedienungsaufwand, Komplexität und Rechenzeit, sowie aber auch Aussagekraft unterscheiden.

Beispiele für vereinfachte Modelle stellen z.B. normalkraftbasierte Modelle (ohne Berücksichtigung der Kolbensekündärndynamik) bzw. geschwindigkeitsbasierte Stribeck Modelle (mit und ohne Berücksichtigung der Kolbensekündärndynamik) dar, wo im Wesentlichen der Verlauf des Reibbeiwerts einer, meist separat im Vorhinein zu parametrierenden, Stribeckkurve (in diesem konkreten Fall Reibbeiwert über Gleitgeschwindigkeit) gehorcht.

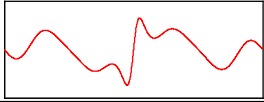
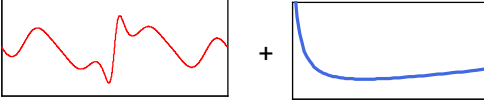
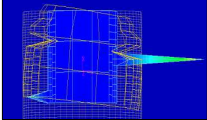
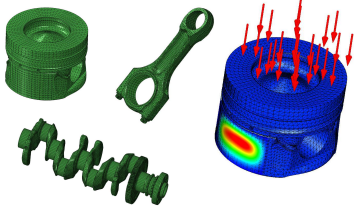
	Bedatungsaufwand Komplexität Rechenzeit	Modellgrenze	Auflösung lokaler tribologischer Effekte
<p>"$\mu = \text{konst}$" / rein normalkraftbasierte Modelle (ohne Berücksichtigung der Kolbensekundärdynamik)</p> 	<i>sehr gering</i>	<i>sehr stark eingeschränkt</i>	<i>nicht möglich</i>
<p>geschwindigkeitsbasierte Stribeckmodelle (Sekundärdynamik Kolben nicht berücksichtigt)</p> 	<i>gering</i>	<i>stark eingeschränkt</i>	<i>nicht möglich</i>
<p>geschwindigkeitsbasierte Stribeckmodelle (Sekundärdynamik Kolben berücksichtigt)</p> 	<i>mittel</i>	<i>eingeschränkt</i>	<i>nicht / kaum möglich</i>
<p>EHD-Modelle</p> 	<i>hoch</i>	<i>hoch</i>	<i>möglich</i>

Abbildung 6.1: Möglichkeiten der Reibleistungssimulation an Verbrennungsmotoren

Komplexere Modelle beziehen sich z.B. auf elastohydrodynamische Modelle (EHD-Modelle), welche unter anderem das elastische Verhalten der Bauteile in den Kontaktzonen berücksichtigen. Des Weiteren werden bei diesen Modellen auch die hydrodynamischen Zusammenhänge berechnet sowie die Mischreibungsteile erfasst. Modelle dieser Art erfordern jedoch deutlich höhere Aufwände bezüglich Modellierung und Rechenzeit.

Im Folgenden sollen jene Modelle, welche im Zuge der Arbeit Anwendung fanden, kurz vorgestellt werden.

sehr wohl geeignet Grobauslegungen bzw. grundlegende Vergleiche zu tätigen, sowie Grundtendenzen abschätzend zu können. Um die im Zuge dieser Arbeit mit diesem Modelltyp durchgeführten Berechnungen tätigen zu können wurde ein eigenes Berechnungsprogramm konzipiert.

6.1.2 Geschwindigkeitsbasierte Stribeckmodelle

Eine weitere, in dieser Arbeit angewandte, Möglichkeit der Reibleistungssimulation an der Kolbengruppe von Verbrennungsmotoren wird von geschwindigkeitsbasierten Stribeckmodellen gebildet.

Die wesentlichsten Veränderungen bzw. Unterschiede im Vergleich zu den zuvor vorgestellten Modellen liegen in der Tatsache, dass hierbei die Sekundärdynamik des Kolbens berücksichtigt sowie eine Stribeckkurve für den Verlauf des Reibungsbeiwerts über der entsprechenden Gleitgeschwindigkeit vorgegeben wird. Modelle dieser Art besitzen im Vergleich zu den zuvor vorgestellten Modellen einen deutlich höheren Bedienungsaufwand bei einer moderaten Rechenzeit.

Um die später gezeigten Berechnungen durchführen zu können wurde auf ein bestehendes, kommerziell vertriebenes, Softwarepaket zurückgegriffen. Im konkreten Fall handelte es sich hierbei um die Software AVL Excite Piston & Rings, welche es ermöglicht, die Kolbenhemd- und Pleuellagerreibung stribeckbasiert (über die Vorgabe von Stribeckkurven) sowie die Reibung der Kolbenringe berechnen zu können. Vor allem auf die Funktionalität der Kolbenringreibungsberechnung soll im Zuge dieser Arbeit noch detaillierter eingegangen werden.

Abbildung 6.3 zeigt den schematischen Aufbau eines im Zuge der Arbeit erstellten Modells zur Reibungsberechnung am Kolbenhemd nach einer vorgegebenen geschwindigkeitsbasierten Stribeckfunktion, sowie der Kolbenringreibungsberechnung.

Hierbei ist erkennbar, dass detaillierte geometrische Randbedingungen wie die berechneten Warmverzüge des Zylinderliners, das Schliffbild des Kolbens, sowie detaillierte Kolbenringprofile im Modell Einzug finden. Um die thermische Ausdehnung des Kolbens zu berücksichtigen wurde ein Kolbentemperaturprofil hinterlegt. Des Weiteren wurde die Kolbensteifigkeit in Form einer extern berechneten Steifigkeitsmatrix hinterlegt.

Eine wesentliche Eingangsgröße wird vom Zylinderdruck gebildet. Eine wichtige zu erwähnende Tatsache ist, dass sich Eingangsdaten wie Warmverzüge der Zylinderliner, Kolbentemperaturen, usw. betriebspunktabhängig verändern. Dieser Umstand führt dazu, dass im Falle verschiedener zu berechnender Betriebspunkte das Modell immer angepasst werden muss.

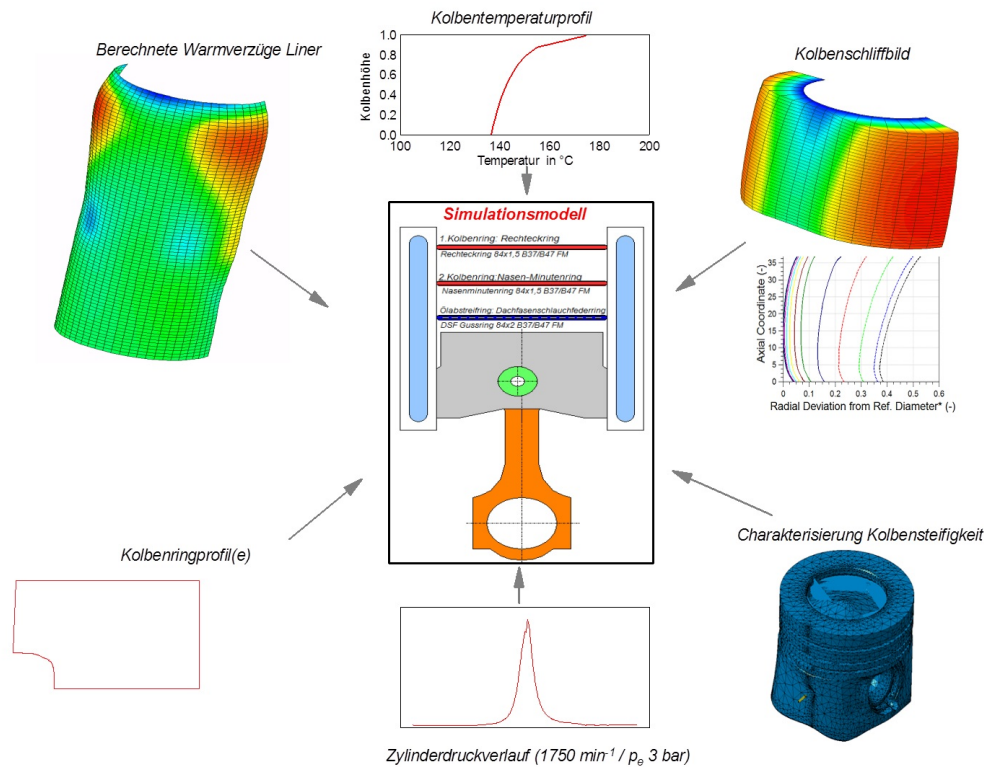


Abbildung 6.3: Geschwindigkeitsbasiertes Stribeckmodell – Eingangsgrößen

6.1.3 EHD-Modelle

Sollen die Reibungszusammenhänge, z.B. an der Kolbengruppe aus der Hydrodynamik und über Mischreibungsmodelle berechnet sowie die elastischen Bauteilverformungen (speziell im Kontaktgebiet) berücksichtigt werden, kommen EHD-Modelle zum Einsatz.

Ein wesentlicher Vorteil hierbei liegt in der Berechnung der relevanten Zusammenhänge im Schmierfilm durch Lösung der Reynolds'schen Differentialgleichung.

Des Weiteren bieten diese Modelle die Möglichkeit hydrodynamische und Mischreibungsanteile zu erfassen. Um das elastische Verhalten der Bauteile bzw. deren Verformungen im Kontaktgebiet, und somit die reibungsrelevanten Auswirkungen erfassen zu können, wird dieses Verhalten über kondensierte Strukturmatrizen berücksichtigt. Diese kondensierte Strukturen aus Finiten Elementen Modellen werden in einem Preprocessing Schritt berechnet und bilden eine wesentliche Eingangsgröße für das EHD-Modell.

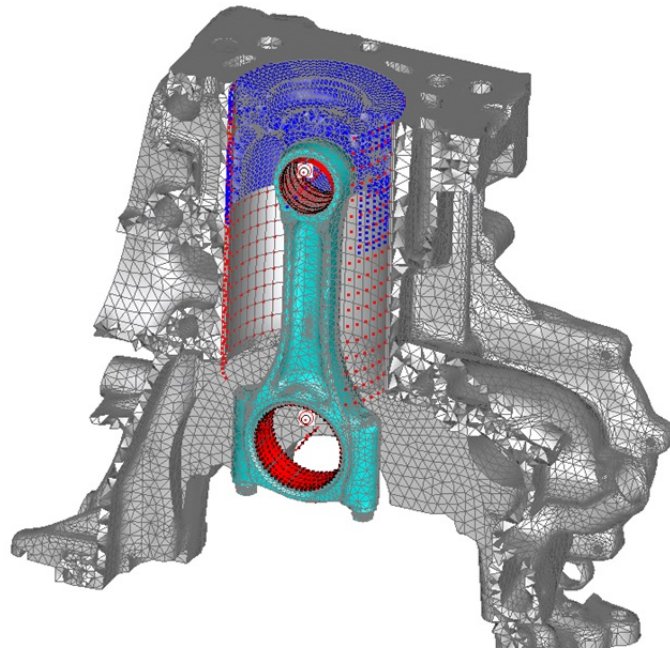


Abbildung 6.4: EHD-Modell zur Berechnung der Kolben- und Pleuellagerreibung

Die im Zuge dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen wurden ebenfalls mit einem Softwarepaket aus der AVL-Excite Familie, der Powerunit, getätigt. Weitere am Markt verfügbare Simulationsprogramme zu diesem Themengebiet werden in [21, 22, 19] beschrieben. Die Bauteilvernetzungsoperationen sowie die eigentlichen Kondensierungsprozesse wurden mit der Software Abaqus durchgeführt.

Ein wesentlicher Vorteil dieses Modelltyps liegt in der detaillierten Auflösung lokaler tribologischer Effekte, des Verformungsverhaltens der Bauteile sowie der Auflösung von hydrodynamischen und Mischreibunganteilen. Dem gegenüber stehen jedoch Nachteile bezüglich Vorarbeitungsaufwand (FE-Vernetzungstätigkeiten / Kondensierungsprozesse), sowie große Bedatungsaufwände und oftmals lange Rechenzeiten.

Abbildung 6.4 zeigt beispielhaft ein im Zuge der Arbeit erstelltes EHD-Modell zur Berechnung der Reibungen an Kolbenhemd, sowie am großen und kleinen Pleuellager.

6.2 Aufbau und Abstimmung geschwindigkeitsbasiertes Stribeckmodell

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit einer im Zuge dieser Arbeit entwickelten Methodik zur Abstimmung eines geschwindigkeitsbasierten Stribeckmodells mit experimentell ermittelten Prüfstandsmessdaten im Zuge eines Strip-Down Messprogramms. Abbildung 6.5 zeigt ein im Zuge der Arbeit erstelltes geschwindigkeitsbasiertes Stribeckmodell.

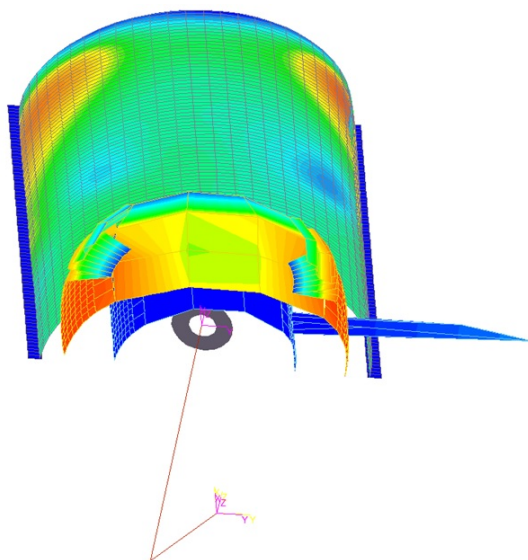


Abbildung 6.5: Geschwindigkeitsbasiertes Stribeckmodell

Eine wesentliche Herausforderung bei der Ermittlung der Kolbengruppenreibung ist, dass die Reibungen der verschiedenen Elemente experimentell nur als Summenwert erfasst werden können. Von besonderem Interesse ist dabei die Reibungsaufteilung zwischen dem Kolbenhemd und den Kolbenringen. Um ein Gefühl für die Korrektheit der simulatorisch ermittelten Reibungsniveaus der Kolbenringe zu bekommen, wurden im Zuge von Strip-Down Messungen zwei Methoden (siehe Abbildung 6.6) untersucht um das jeweilige Reibungsniveau jedes einzelnen Kolbenrings experimentell zu erfassen. Diesen beiden Methoden liegt die Idee zugrunde, das jeweilige Reibungsniveau eines Kolbenrings durch die Differenz der gemessenen Reibungsniveaus zwischen zwei Aufbausritten zu ermitteln. Im jeweils ersten Schritt war der gesuchte Kolbenring im Versuchsträger eingebaut und im zweiten wurde dieser entfernt. Diese Messungen wurden bei verschiedenen konditionierten Öl-/Kühlmitteltemperaturen jeweils so durchgeführt, dass das Reibungsniveau jedes Kolbenrings durch Differenzbildung ermittelt werden konnte.

Eine wesentliche Einschränkung durch das Ausbauen verschiedener Kolbenringe liegt in den dadurch veränderten Schmierzuständen des tribologischen Systems. Nach

[1] sind die Ergebnisse jedoch trotzdem relativ brauchbar bzw. geben die Möglichkeit Simulationsmodelle zu validieren.

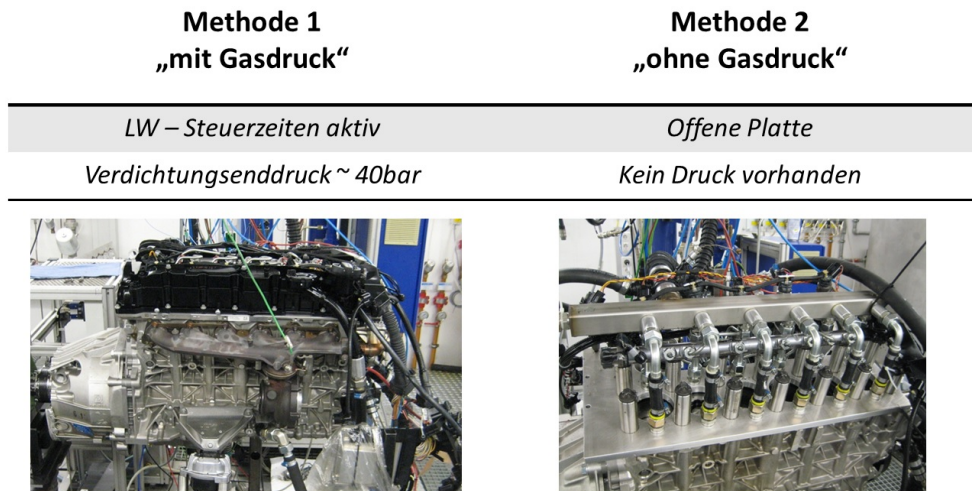


Abbildung 6.6: Experimentelle Ermittlung der Kolbenringreibungen – verschiedene Methoden

Um der Tatsache der geänderten Schmierzustände etwas entgegenzuwirken, wurde die Abbausystematik so festgelegt, dass der Ölabbstreifring möglichst lange eingebaut bleibt bzw. als letzter Ring des Ringpakets entfernt wird. Die Abbaureihenfolge der drei Kolbenringe ist in Abbildung 6.7 dargestellt.

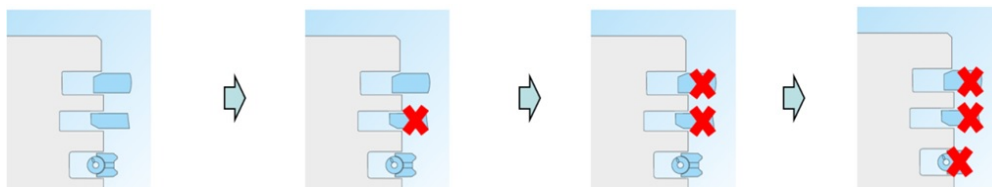


Abbildung 6.7: Abbausystematik Kolbenringe

Des Weiteren wurde versucht diese Messungen unter zwei verschiedenen Belastungszuständen durchzuführen, woraus auch die beiden in Abbildung 6.6 dargestellten Methoden resultieren. Im Zuge der Durchführung der ersten Methode wurde mit aktivem Ladungswechsel gemessen. Hierbei entsprach der Belastungszustand im höchsten Fall dem Verdichtungsenddruck des Dieselmotors. Im Zuge der zweiten Methode wurden die Ringreibungen ohne Gasdruck, durch Anwendung der bereits in Kapitel 4.4 gezeigten offenen Platte ermittelt.

Die Erkenntnisse der beiden Methoden sollen im Folgenden verglichen bzw. diskutiert werden. Abbildung 6.8 zeigt die angewandte Methodik zur Modellabstimmung der

Kolbenringreibungen mit den experimentell ermittelten Prüfstandsmessdaten. Die Zielsetzung dieser Methodik lag im Abgleich der experimentellen Untersuchungen (Schleppbetrieb / Strip-Down) mit dem Simulationsmodell unter definierten Bedingungen. Die Ergebnisse dieser Abstimmungstätigkeiten wurde von einem abgestimmten Modell für nachfolgende befeuerte Berechnungen gebildet.

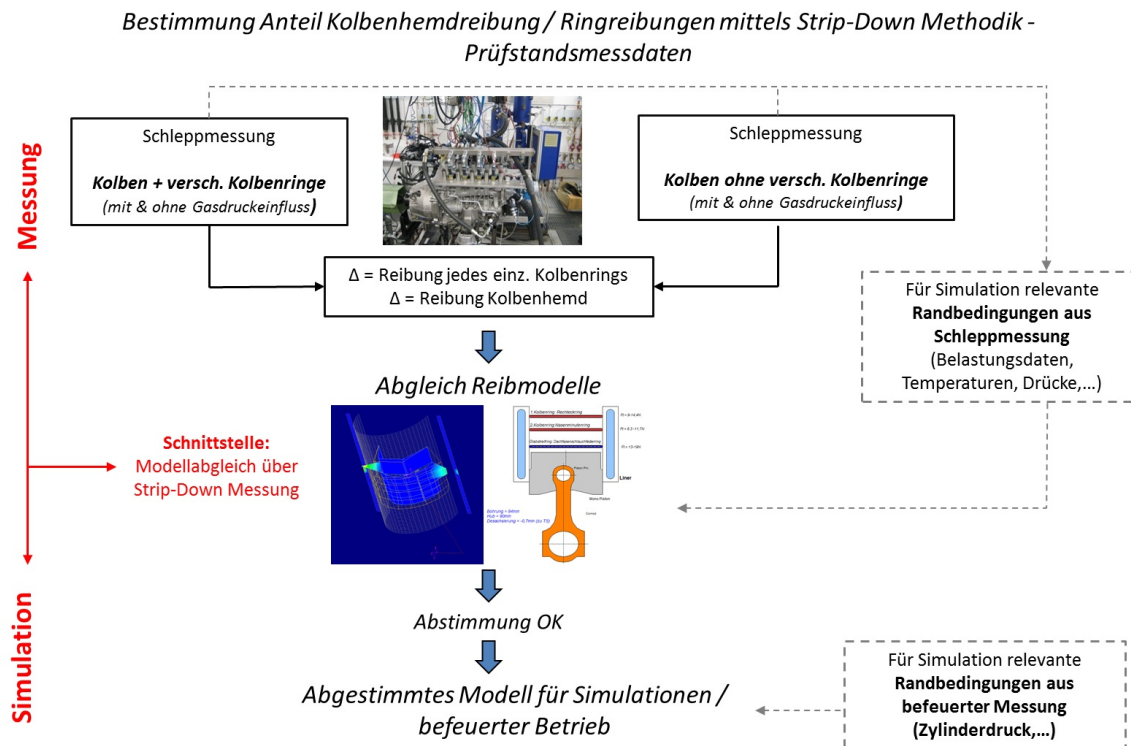


Abbildung 6.8: Methodik Modellabstimmung des geschwindigkeitsbasierten Stribeckmodells mit Prüfstandsmessdaten

Eine Schwierigkeit bei der Anwendung der Methode 1 zur Bestimmung der Ringreibungen ist in Abbildung 6.9 dargestellt.

Hierbei sind die Zylinderdruckverläufe im Zuge der verschiedenen Aufbauszenarien dargestellt. Aufgrund der Abbauprozedur sind in diesem Fall unrealistisch hohe Druckverläufe im Falle des letzten Aufbauschnitts, in dem nur mehr der Ölabbstreifring eingebaut war, erkennbar. Die Problematik darin wird nun von der Tatsache gebildet, dass dies einen unrealistisch hohen Druck hinter dem Ölabbstreifring im Schleppbetrieb mit sich bringt, was zu einem stark veränderten Reibungsniveau bzw. nicht dem Realbetrieb entsprechenden dieses Bauteils führt.

Demzufolge wurde eine Abstimmung des Simulationsmodells unter Zugrundelegung der Methode 1 als nicht sinnvoll erachtet. Aus diesem Grund erfolgte die Modellabstimmung bzw. Abstimmung der Ringreibungen mittels der Methode 2 ohne Gasdruck.

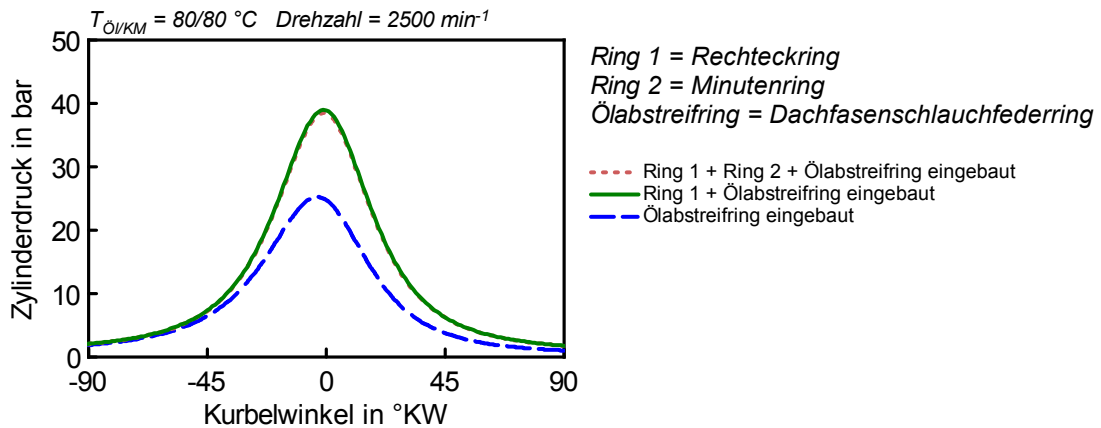


Abbildung 6.9: Abbausystematik Kolbenringe – Gasdruckzustände

Um eine möglichst saubere Modellabstimmung zu gewährleisten wurden, wie in Abbildung 6.8 dargestellt, sämtliche Randbedingungen (Temperaturniveaus, usw.) der Schleppmessung ins Abstimmungssimulationsmodell übernommen.

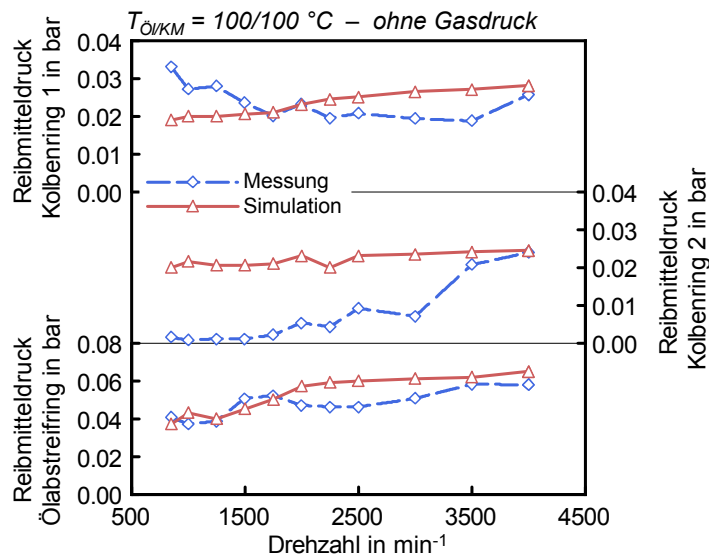


Abbildung 6.10: Abstimmung der Kolbenringreibungen

Abbildung 6.10 zeigt den Vergleich der experimentell, gemäß der Methode 2 / ohne Gasdruck, ermittelten und den simulierten Ringreibungen der Kolbenringe. Ring 1 und der Ölabstreifring weisen durchwegs gute Korrelationen zwischen Simulation und Messung auf. Bei der Messung der Reibung des zweiten Rings konnte dessen Reibungsniveau, speziell bei niedrigen Drehzahlen nicht ausreichend aufgelöst werden. Besonders soll hierbei auf die Größenordnung der Reibmitteldrücke hingewiesen werden, bzw. die

schwierige messtechnische Erfassung dieser geringen Größen betont werden.

Durch diese Abstimmungsmethodik konnten die Reibungsniveaus der Kolbenringe zwischen Messung und Simulation mit den erwähnten Einschränkungen mit hinreichender Genauigkeit verifiziert werden und eine Basis für befeuerte Berechnungen gebildet werden.

Das geschwindigkeitsbasierte Stribeckmodell zur Kolbengruppenreibungssimulation umfasst insgesamt die Berechnung des Reibungsniveaus an folgenden Komponenten bzw. entsprechend folgenden Berechnungsgrundlagen:

- **Kolbenringe** (separierte Betrachtung) – Reynolds'sche Differentialgleichung + Kontaktmodelle
- **Kolbenhemd** – geschwindigkeitsbasierte Stribeckkurve
- **Pleuellager (groß)** – geschwindigkeitsbasierte Stribeckkurve
- **Pleuellager (klein)** – geschwindigkeitsbasierte Stribeckkurve

Da die Ringreibungen nun abgestimmt waren, konnte eine weitere Separierung der Summe der gemessenen Komponenten vorgenommen werden. Um dem eigentlichen Ziel gerecht zu werden, eine geschwindigkeitsbasierte Stribeckkurve zur Charakterisierung des Reibungsverhaltens mittels kombinierter experimenteller und simulatorischer Betrachtung abzuleiten, mussten Annahmen bezüglich der Reibungsniveaus des großen und kleinen Pleuellagers getroffen werden. Hier wurde auf typische Erfahrungswerte von Stribeckkurven seitens AVL-Excite Piston & Rings zurückgegriffen. Diese wurden im Zuge des weiteren Vorgehens den Berechnungen zugrunde gelegt, wodurch es nun möglich war die Reibung des Kolbenhemds separiert betrachten zu können.

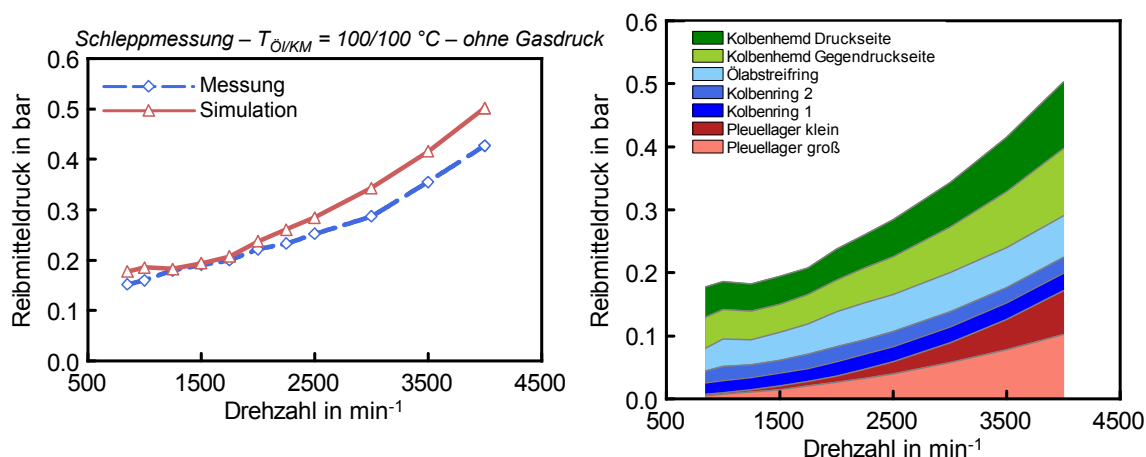


Abbildung 6.11: Geschwindigkeitsbasiertes Stribeckmodell: Ergebnisse Reibungsaufteilung im Schlepbetrieb ohne Gasdruck für einen Pkw-Dieselmotor

Abbildung 6.11 zeigt den Vergleich der berechneten und gemessenen Verläufe der Kolbengruppenreibung im Schleppbetrieb (ohne Gasdruck). Im linken Teil der Abbildung ist der Summenwert aller zur Kolbengruppe gehörenden Reibungen dargestellt und mit der Messung verglichen worden. Erkennbar ist eine durchwegs gute Korrelation zwischen Messung und Simulation.

Im rechten Teil dieser Abbildung sind die Anteile der verschiedenen Reibungsemitenten an der Kolbengruppe dargestellt. An dieser Stelle soll noch einmal erwähnt werden, dass diese Berechnungen (mit Ausnahme der Ringreibungen) auf vorgegebenen geschwindigkeitsbasierten Stribeckkurven basieren.

Um das in Abbildung 6.11 dargestellte Reibungsniveau der Kolbengruppe zu erhalten, war es nun erforderlich dem eigentlichen Zielkriterium, einer Ableitung einer kolbenhemdcharakterisierenden geschwindigkeitsbasierten Stribeckkurve, gerecht zu werden. Da alle anderen Komponenten hinsichtlich deren Reibungsverhaltens aus der Simulation charakterisiert waren, sowie die Kolbengruppe in ihrem Gesamtsystem vermessen wurde, war es möglich die geschwindigkeitsbasierte Stribeckkurve des Kolbenhemds abzuleiten.

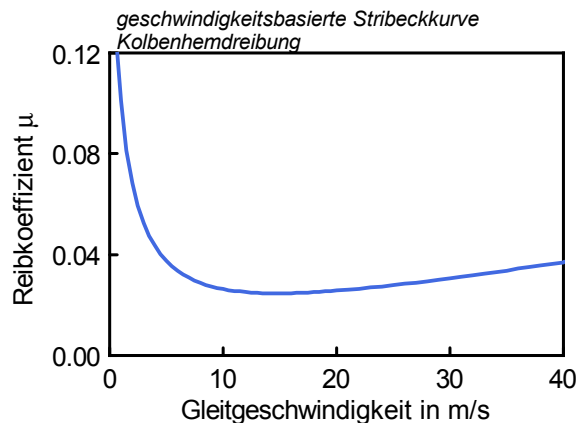


Abbildung 6.12: Experimentell validierte (Schleppbetrieb) und parametrisierte Stribeckkurve zur Charakterisierung der Kolbenhemdreibung an einem Pkw-Dieselmotor

Der Verlauf dieses Zusammenhangs ist in Abbildung 6.12 ersichtlich und wurde, wie die geschwindigkeitsbasierten Stribeckkurven der Pleuellager, über ein Polynom im Simulationsprogramm hinterlegt. Eine wichtige zu erwähnende Tatsache hierbei ist, dass die Findung der richtigen Parameter des Polynoms einen sehr zeitaufwändigen Prozess darstellte. Im Wesentlichen wurde für die Ermittlung dieser Strickkurve das gesamte Drehzahlband ($850 \text{ min}^{-1} - 4000 \text{ min}^{-1}$) des Motors im Zuge der Schleppmessungen (ohne Kolbenringe) zugrunde gelegt.

Basierend auf diesen, experimentell validierten, Zusammenhängen wurde nun ein neues Modell eines sehr ähnlichen Dieselmotors erstellt, mit welchem in weiterer Folge Variationen konstruktiver Parameter im befeuerten Betrieb untersucht bzw. Modell-

grenzen aufgezeigt werden sollten.

Nachdem dieses Modell aufgebaut war, war es möglich die Kolbenringdynamikmodelle auf Basis des am Prüfstand gemessenen Blow-By Volumenstromes abzustimmen. Dies erfolgte über einen Vergleich des gemessenen und berechneten Blow-By Volumenstroms im betrachteten zyklusrelevanten Lastpunkt von 1750 min^{-1} und einem indizierten Mitteldruck von 3.7 bar . Der Vergleich des gemessenen Blow-By Volumenstrom und der Simulationsrechnung (nach der Abstimmung) ist in Abbildung 6.13 dargestellt.

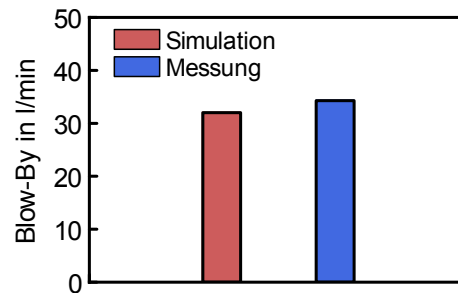


Abbildung 6.13: Abstimmung Ringdynamikmodell über Blow-By Volumenstrom – Lastpunkt 1750 min^{-1} / $p_i = 3.7 \text{ bar}$

Darin ist eine gute Korrelation zwischen Simulation und Messung erkennbar. Ein wesentlicher Unterschied zwischen den beiden Ergebnissen, liegt im Einfluss des Abgas-turboladers auf den Blow-By Volumenstrom. Dieser wurde in der Simulationsrechnung nicht berücksichtigt, was die leichte Erhöhung der Messung im Vergleich zur Simulation erklären könnte.

6.3 Parametervariationen geschwindigkeitsbasiertes Stribeckmodell

Um am Beginn der Variationsrechnungen mit dem nun vollständig definierten geschwindigkeitsbasierten Stribeckmodell einen Überblick über die befeuerte Reibungsaufteilung an der Kolbengruppe des betrachteten Versuchsträgers zu erhalten wurde diese entsprechend der Darstellung in Abbildung 6.14 berechnet und mit experimentellen Daten verglichen. Diese Berechnungen wurden für den Lastpunkt von 1750 min^{-1} und einen indizierten Mitteldruck von 3.7 bar durchgeführt.

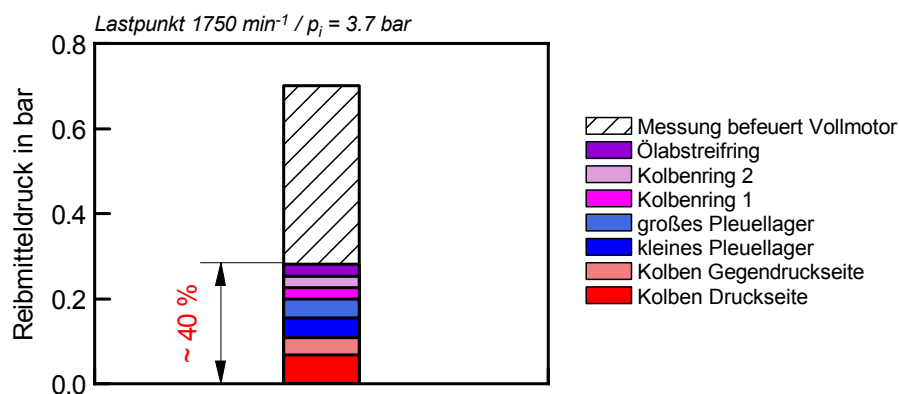


Abbildung 6.14: Reibleistungsaufteilung 1750 min^{-1} und $p_e = 3 \text{ bar}$
– geschwindigkeitsbasiertes Stribeckmodell

Erkennbar ist ein Reibungsanteil der Kolbengruppe von $\approx 40 \%$, was grundsätzlich gut mit in der Literatur angegebenen Werten korreliert.

6.3.1 Variation Kolbenbolzendesachsierung

Abbildung 6.15 zeigt die Variation des konstruktiven Parameters der Kolbenbolzendesachsierung und dessen Auswirkungen auf den Reibmitteldruck am Kolbenhemd. Erkennbar ist, dass sich bei einer Desachsierung des Kolbenbolzens von ≈ 0.5 mm zur Druckseite ein Minimum der Kolbenhemdreibung ausbildet. Die Abhängigkeit der Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch durch die Veränderung des Reibmitteldrucks ist im rechten Teil der Abbildung dargestellt. Mit steigenden Kolbenbolzendesachsierungen, sowohl zur Druck- und Gegendruckseite, steigt auch die Reibung am Kolbenhemd infolge ausgeprägter Kolbensekündärndynamik an.

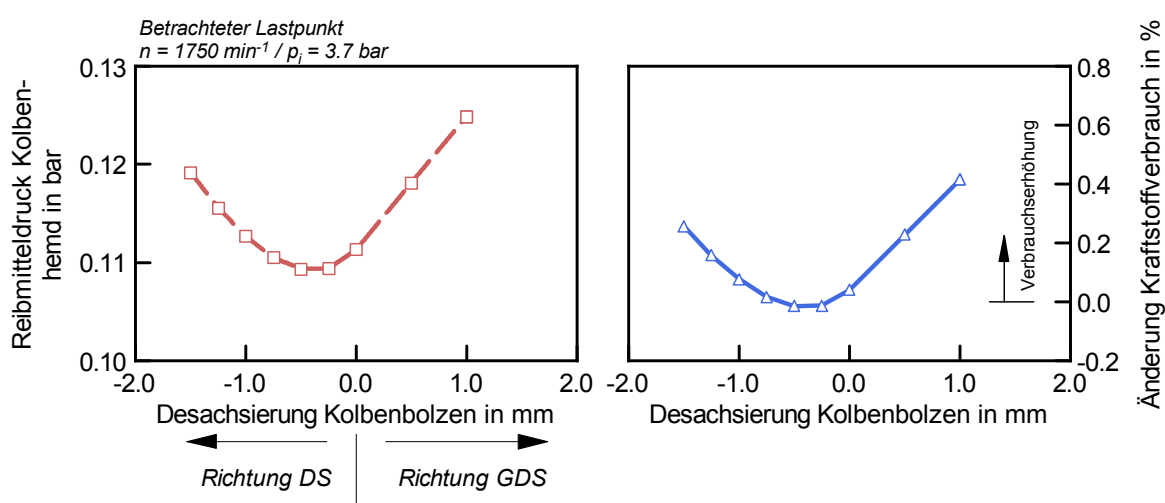


Abbildung 6.15: Variation Parameter Kolbenbolzendesachsierung

Die Kolbenbolzendesachsierung hat wesentlichen Einfluss auf das Kolbengeräusch [31].

Die Änderung der Kolbensekündärndynamik infolge einer Änderung der Kolbenbolzendesachsierungsänderung ist in Abbildung 6.16 dargestellt.

Hierbei sind jeweils die Kontaktkräfte am Kolbenhemd in gleicher Skalierung für verschiedene Kolbenbolzendesachsierungen zu verschiedenen Zeitpunkten dargestellt. Eine erste wesentliche Erkenntnis liegt in der Veränderung der Anlagesituation bei Zünd-OT. Während der Kolben im Falle der gegendruckseitigen Kolbenbolzendesachsierung im oberen Bereich druckseitig und im unteren Bereich gegendruckseitig am Zylinderliner anliegt, ist dies im Fall der druckseitigen Desachsierung genau umgekehrt.

Des Weiteren sind im Falle steigender Kolbenbolzendesachsierungen, sowohl druck- als auch gegendruckseitig, höhere Schwenkwinkel zu verzeichnen.

Auch erkennbar ist, dass sich mit veränderter Kolbenbolzendesachsierung der nach der Zündung auftretende Anlagewechsel sowohl zeitlich als auch in seiner Intensität verändert. Mit steigender Desachsierung zur Druckseite verschiebt sich die maximale

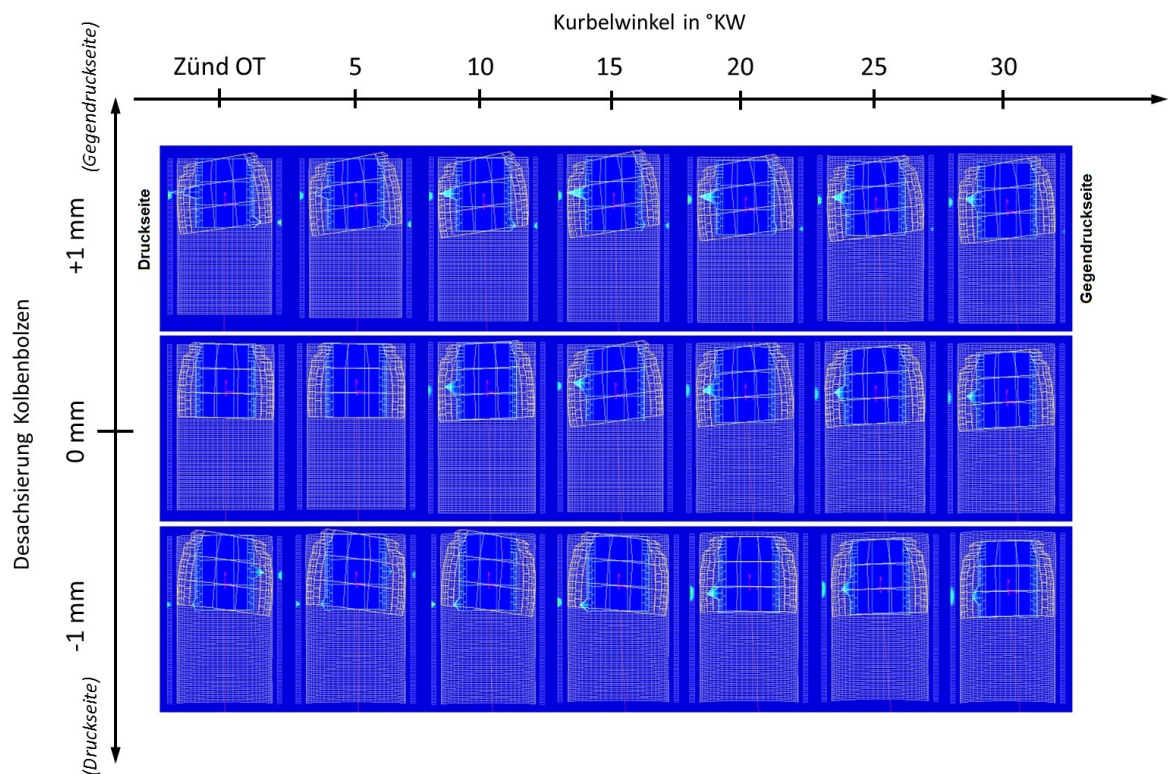


Abbildung 6.16: Veränderung der Anlagewechselsituation des Kolbens durch verschiedene Kolbenbolzendesachsierungen

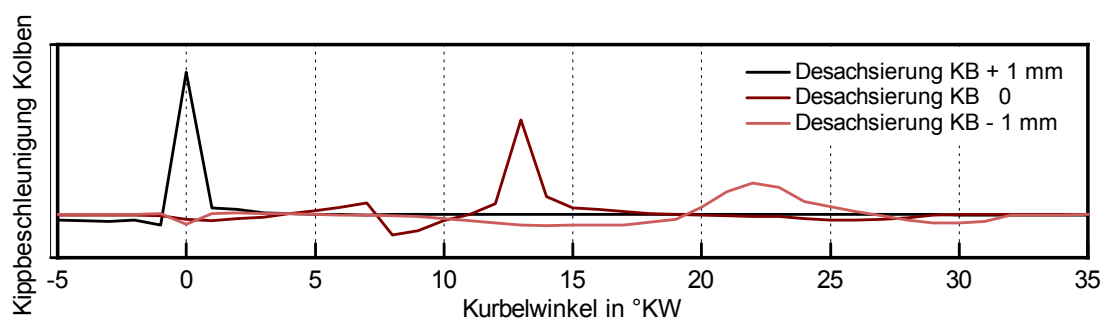


Abbildung 6.17: Veränderung der Anlagewechselsituation des Kolbens durch verschiedene Kolbenbolzendesachsierungen – Kippbeschleunigung

Kippbeschleunigung in Richtung späterer Kurbelwinkelgrade. Des Weiteren fällt dabei die Intensität geringer aus, da hierbei die Gaskraft bereits wieder abnimmt, was in einem geringeren Maximalwert der Kolbenkippsbeschleunigung resultiert. Wird die Kolbenkippsbeschleunigung als relevantes Bewertungskriterium hinsichtlich Akustikverhalten bzw. Beeinflussung durch die Kolbendynamik herangezogen, ist die positive Akustikauswirkung der druckseitigen Kolbenbolzendesachsierung darstellbar.

Diese Erkenntnisse korrelieren gut mit den in Kapitel 4.3 ermittelten experimentellen Ergebnissen. Demzufolge stellt die Desachsierung des Kolbenbolzens ein konstruktives Mittel dar um den Anlagewechsel (speziell im Bereich des Zünd OT's) zu steuern.

6.3.2 Einfluss der statischen Tangentialkräfte der Kolbenringe

In diesem Abschnitt wurde der Einfluss der statischen Tangentialkräfte auf das Reibungsverhalten der Kolbenringe simulatorisch untersucht.

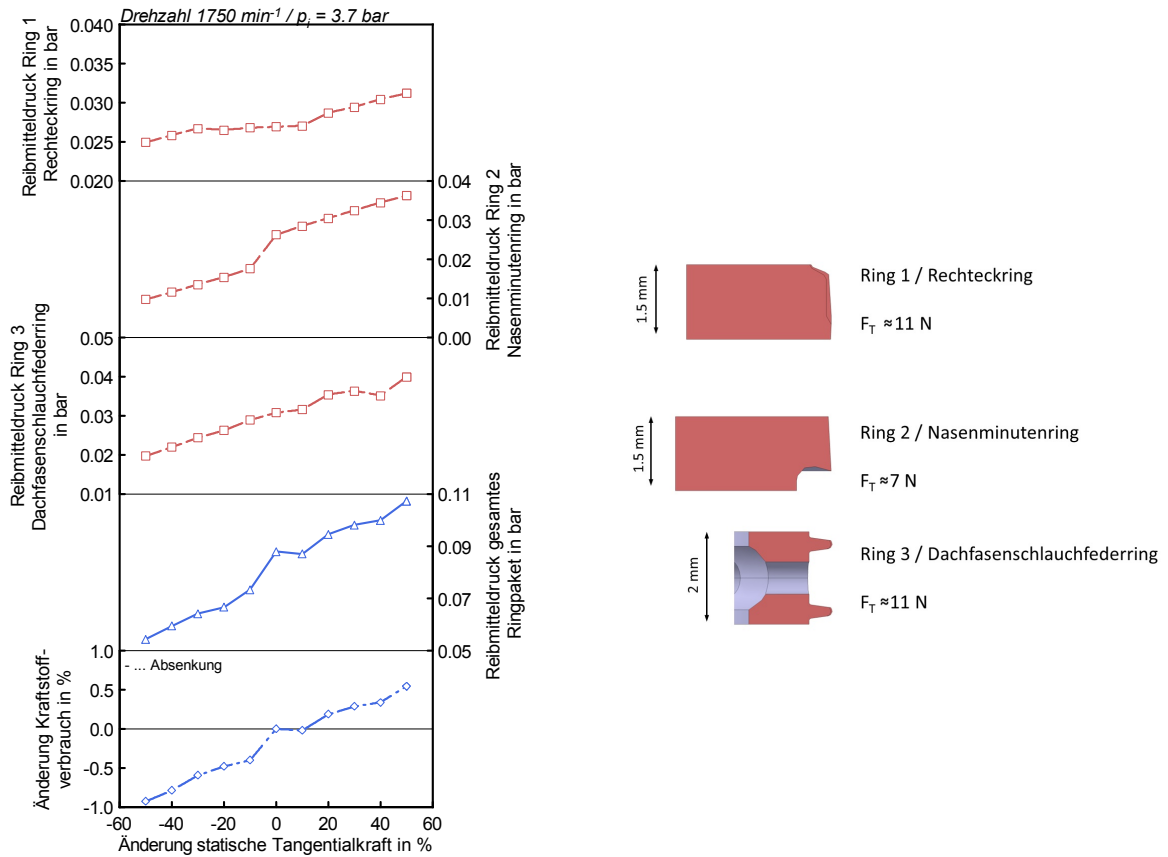


Abbildung 6.18: Variation der statischen Tangentialkräfte an den Kolbenringen

In Abbildung 6.18 ist die Reibungsänderung am Kolbenring über der jeweiligen Änderung der statischen Tangentialkräfte dargestellt. Demzufolge ist eine kontinuierliche Absenkung der Kolbenringreibung mit sinkender statischer Tangentialkraft am Kolbenring erkennbar. Der untere Teil der Abbildung zeigt den zugehörigen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch im betrachteten Betriebspunkt.

Eine wichtige zu erwähnende Tatsache ist, dass die statischen Tangentialkräfte der Basisvariante bereits sehr geringe Tangentialkräfte aufweisen, was die Maximalwerte der Absenkung der statischen Tangentialkräfte als eher theoretisch erscheinen lassen.

6.3.3 Bewertung Parameter Kolbenspiel

Ein wichtiger konstruktiver Parameter an der Kolbengruppe wird vom Kolbenspiel gebildet.

Dieser Parameter beeinflusst jedoch eine Vielzahl von Zielkriterien wie zum Beispiel das Reibungs- und Akustikverhalten, Blow-By und Ölverbrauch. Um diese Einflussgrößen quantifizieren zu können wurde im folgenden Abschnitt versucht, den Einfluss dieses konstruktiven Parameters mittels des in diesem Abschnitt diskutierten Kolbengruppenreibungmodells zu bewerten.

Eine Simulation der Reibung des Kolbenhemds wurde mit dem stribeckbasierten Simulationsmodell getätigt, lieferte jedoch aufgrund der fehlenden Auflösung lokaler tribologischer Effekte keine befriedigenden Ergebnisse. Mittels dieses Beispiels konnte eine klare Modellgrenze des geschwindigkeitsbasierten Stribeckmodells zur Ermittlung der Kolbengruppenreibung aufgezeigt werden. Diese Modellgrenzen sollen in Kapitel 6.5 genauer betrachtet und bewertet werden.

Abbildung 6.19 zeigt die Anlagewechselsituation des Kolbens bei verschiedenen berechneten Kolbenspielen. Erkennbar dabei ist, dass es durch das veränderte Kolbenspiel zu keinen nennenswerten zeitlichen Änderungen der Anlagewechselsituation des Kolbens kommt. Legt man als akustikrelevantes Beurteilungskriterium wiederum die Kolbenschwenkbeschleunigung zugrunde, so sind deutliche Änderungen in deren Maximalwert erkennbar. Diese Maximalwerte treten für den berechneten Lastpunkt \approx bei 20°KW nach Zünd OT auf. Der Unterschied in diesen Maximalwerten liegt ebenfalls vor allem in der ausgeprägteren Sekundärdynamik des Kolbens in Form größerer Schwenkwinkel begründet.

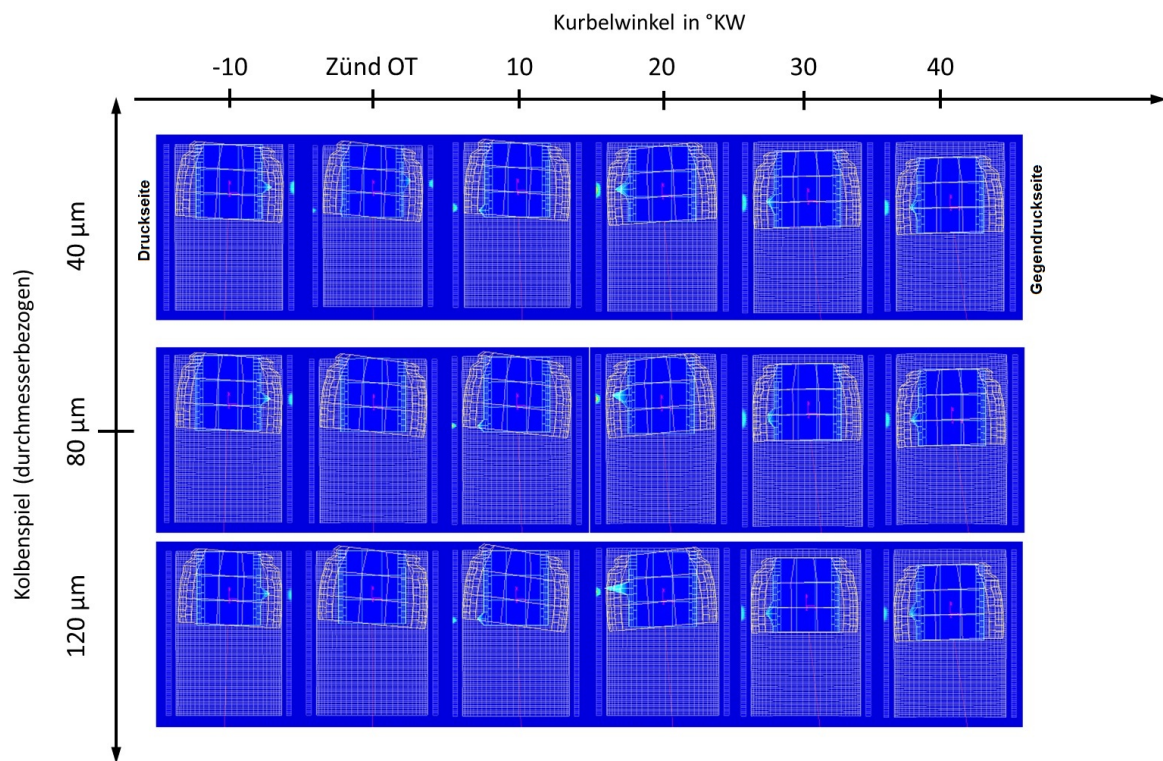


Abbildung 6.19: Veränderung der Anlagewechselsituation des Kolbens durch verschiedene Kolbenspiele

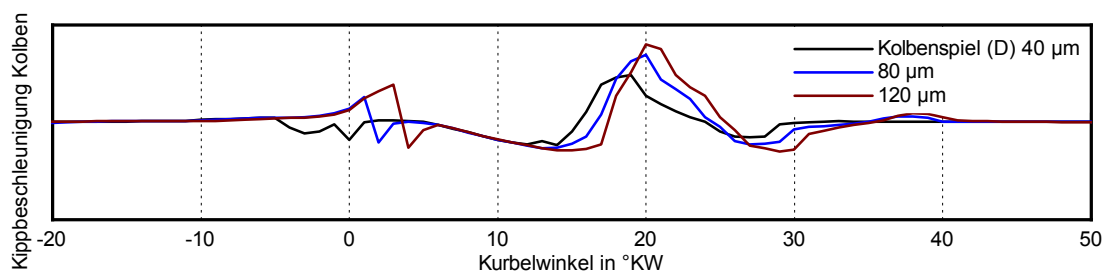


Abbildung 6.20: Veränderung der Anlagewechselsituation des Kolbens durch verschiedene Kolbenspiele – Kippbeschleunigung

6.4 Elastohydrodynamische Simulationsmodelle

Das vorliegende Kapitel dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Simulation der Reibleistung des Grundmotors mittels der EHD-Methode.

Diese Simulationsrechnungen wurden mit der Software AVL-Excite Powerunit durchgeführt. Diese Simulationsmodelle beinhalten im Wesentlichen die strukturdynamischen Zusammenhänge sowie die Berechnungen der Zusammenhänge im Ölfilm der Kontaktstellen unter gewissen Belastungen. Für eine detaillierte Betrachtung der im Hintergrund stehenden Berechnungsabläufe bzw. der theoretischen Zusammenhänge sei auf [3] verwiesen. Des Weiteren wird auch in [27] über grundlegende Zusammenhänge berichtet.

Die Simulationsmodelle basieren darauf das Gesamtsystem in mehrere Teilsysteme zu zerlegen, welche über Verbindungsstellen miteinander gekoppelt sind. Zu diesem Zweck interagieren die linear elastischen Körper über die nichtlinearen Verbindungsstellen (z.B.: Ölfilm in einem Gleitlager oder innerhalb Kolben-Liner Kontakt) [5].

Um das elastische Verhalten der Strukturkomponenten zu berücksichtigen ist es in einem Pre-Processing Schritt notwendig, die Strukturen sämtlicher betrachteter Bauteile mittels sogenannter Kondensierungsprozesse zu reduzieren. Hierbei wird im Wesentlichen die Steifigkeits- und Masseninformation, unter Einbezug definierter Freiheitsgrade, auf Knotenpunkte (z.B.: an den Kontaktflächen) kondensiert, welche später die Basis für die eigentlichen EHD-Berechnungen mit AVL-Excite Powerunit bilden. Auch das modale Verhalten findet in den Kondensierungsprozessen Einzug.

Diese Kondensierungsarbeiten sind im Wesentlichen als Vorarbeiten zu sehen, welche zum Teil mit hohen Zeitaufwänden verbunden sind. Einerseits erfordern diese Prozesse oftmals hohen Zeitaufwand hinsichtlich der Vernetzungsoperationen der CAD-Geometrien mittels einer externen Software, zum anderen sind die Rechenzeiten für die eigentlichen Kondensierungsprozessen von langer Dauer gekennzeichnet.

Der typische Arbeitsablauf dieser sogenannten Vorarbeiten ist in Abbildung 6.21 am Beispiel eines Kolbens dargestellt. Beginnend vom CAD-Modell wird mittels eines externen FE-Programms, im konkreten Fall Abaqus 6.11, ein FE-Modell mit bestimmten Vernetzungs- und Kontaktregeln erstellt. Dieses Modell beinhaltet bereits die für den Kondensierungsprozess benötigten Knotenpunkte. Der eigentliche Kondensierungsvorgang wurde bei den im Zuge dieser Arbeit erstellten Modellen mittels der Software Abaqus 6.11 durchgeführt. Der rechte Teil der Abbildung zeigt das kondensierte Modell des Kolbens. Im oberen Bereich sind die kondensierten Knotenpunkte dargestellt. Im konkreten Fall beinhalten diese Kontaktknoten für die Krafteinleitung, Knoten für die Anbindung des Kolbenbolzens, sowie Kontaktknoten für das Kolbenhemd und den oberen Kronenbereich, sowohl druck- als auch gegen druckseitig. Der untere Teil des Bildes zeigt die jeweiligen Freiheitsgrade dieser kondensierten Knotenpunkte.

Kolben und das Pleuel in Form von kondensierten Strukturen mittels des in Abbildung 6.21 dargestellten Arbeitsablaufs erstellt.

Die Rotationsbewegung der Kurbelwelle wurde über einen drehenden Kurbelzapfen dargestellt. Die Belastung wird in Form des gemessenen Brennraumdrucks durch Kräfte am Kolben aufgebracht.

Bei dem untersuchten Versuchsträger handelt es sich um einen Pkw-Dieselmotor mit einem Einzelzylinderhubraum von 0.5 Liter. Der Kolben sowie das Zylinderkurbelgehäuse sind aus dem Werkstoff Aluminium gefertigt.

Eine wichtige Tatsache ist, dass das Zylinderkurbelgehäuse über keine Zylinderlaufbuchsen sondern eine Beschichtung verfügt. Sämtliche konstruktive Randbedingungen wurden aus CAD-Zeichnungen abgeleitet. Des Weiteren finden detaillierte Abbildungen des Kolbenschliffbilds und des Zylinderwarmverzugs im Modell Einzug. Auf Basis gemessener Kolbentemperaturen wurde die Warmverformung des Kolbens berechnet. Für die Berechnung relevante Belastungsgrößen sowie thermischer Randbedingungen (z.B.: vorgegebene Schmierfilmtemperaturen) wurden aus experimentellen Untersuchungen abgeleitet.

Die Berechnungen wurden mit den Viskositätseigenschaften eines 0W-30 Motoröls durchgeführt.

Seitens der Erfassung der Festkörperkontakt drücke wurde ein Kontaktmodell nach Greenwood & Tripp verwendet. Sämtliche für die Modellierung erforderliche Oberflächenkennwerte wurden aus Rauheitsmessungen sowie Konstruktionszeichnungen abgeleitet.

Von wesentlichem Interesse sind die im Modell dargestellten elastischen Kolben/Liner Kontakte in Form zweier sogenannter EPIL-Joints (EPIL = elastic piston liner contact). Im unteren Kontakt („EPIL Skirt“) werden unter anderem die tribologischen Zusammenhänge am Kolbenhemd berechnet. Der obere Kontakt („EPIL Crown“) umfasst einen Kontakt des oberen Kronenbereichs des Kolbens. Da der Kolben in diesem Bereich jedoch aufgrund seiner konstruktiven Ausführung relativ stark im Durchmesser zurückgenommen wurde, besitzt dieser Bereich keinen Kontakt zum Liner.

Die Simulation wurde für einen zyklusrelevanten Lastpunkt bei einer Drehzahl von 1750 min^{-1} und einem indizierten Mitteldruck von 3.7 bar durchgeführt.

Eine wesentliche, im Zuge des Modellaufbaus relevante, Tatsache ist, dass für jede später untersuchte Kolbenbolzendesachsierung jeweils ein neues kondensiertes Kolbenmodell erstellt werden musste. Wesentliche Gründe hierfür waren sowohl die Geometrieänderung, als auch der Anspruch die Steifigkeitsänderung des Kolbens durch die Desachsierungsänderung richtig wiederzugeben.

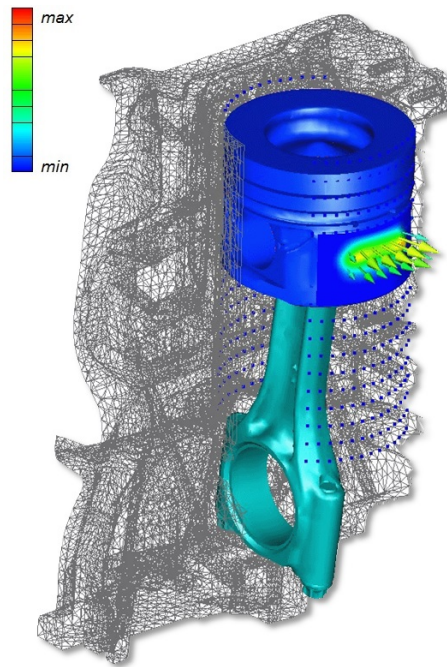


Abbildung 6.23: Darstellung des hydrodynamischen Drucks am Kolbenhemd und Knotenkräfte am Zylinderkurbelgehäuse (Pfeillinien) – Desachsierung Kolbenbolzen 0 mm – Kolbenspiel $60\ \mu\text{m}$ – 25°KW nach Zünd OT – Blickrichtung auf Druckseite

Abbildung 6.23 zeigt ein Berechnungsergebnis des Modells, in welchem sowohl die hydrodynamische Druckverteilung am Kolbenhemd als auch die Knotenkräfte am Zylinder dargestellt sind.

6.4.2 Bewertung Kolbenbolzendesachsierung

In diesem Kapitel soll der Parameter der Kolbenbolzendesachsierung in Bezug auf die Reibleistung am Kolbenhemd mit dem zuvor erstellten EHD-Modell untersucht werden. Abbildung 6.24 zeigt die Abhängigkeit der Kolbenhemdreibung von diesem untersuchten konstruktiven Parameter.

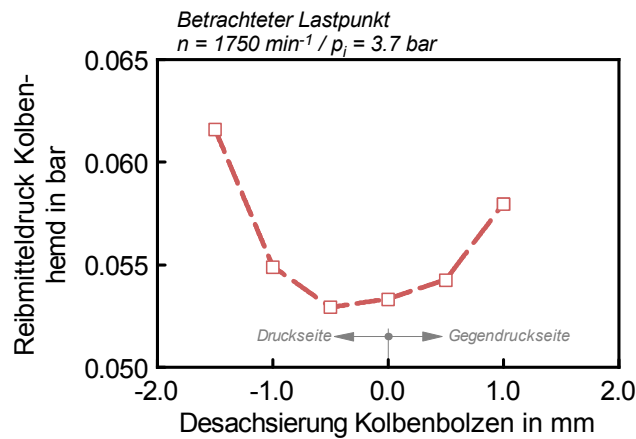


Abbildung 6.24: Einfluss der Kolbenbolzendesachsierung auf die Kolbenhemdreibung – EHD-Modell

Erkennbar sind qualitativ idente Ergebnisse wie jene, welche in Kapitel 6.2 mittels des geschwindigkeitsbasierten Stribeckmodells ermittelt wurden. Im Falle der mittels des EHD-Modells ermittelten Ergebnisse ist ebenfalls ein Ansteigen des Reibmitteldrucks am Kolbenhemd infolge steigender Kolbenbolzendesachsierungen ersichtlich.

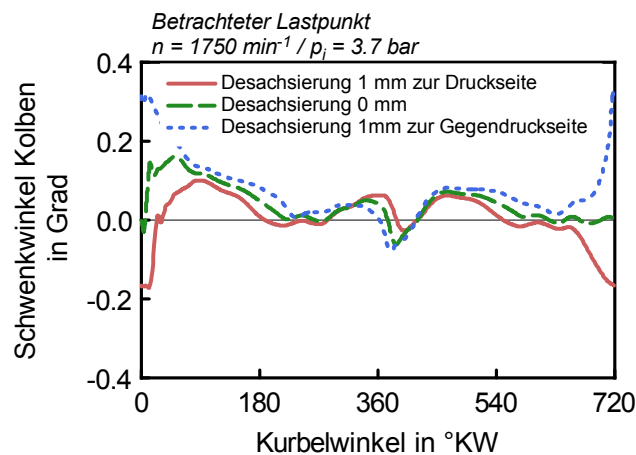


Abbildung 6.25: Einfluss der Kolbenbolzendesachsierung auf die Kolbensekündärndynamik – Schwenkwinkel – EHD-Modell

Diese Abhängigkeit wird wiederum durch die ausgeprägtere Kolbensekundärdynamik erklärt. Diese Dynamikänderung ist in Form des Verlaufs des Kolbenschwenkwinkels in Abbildung 6.25 für drei verschiedene Kolbenbolzendesachsierungen dargestellt. Wie bereits in vorangegangenen Kapiteln erwähnt, tritt bei Änderung dieses konstruktiven Parameters eine Änderung der Anlagewechselsituation speziell im Bereich des Zünd-OT's auf.

Diese Änderung ist des Weiteren in Form der dargestellten, in gleicher Größenordnung skalierten, Totaldruckverläufe (hydrodynamischer und Festkörperkontakt) am Kolbenhemd in Abbildung 6.26 dargestellt.

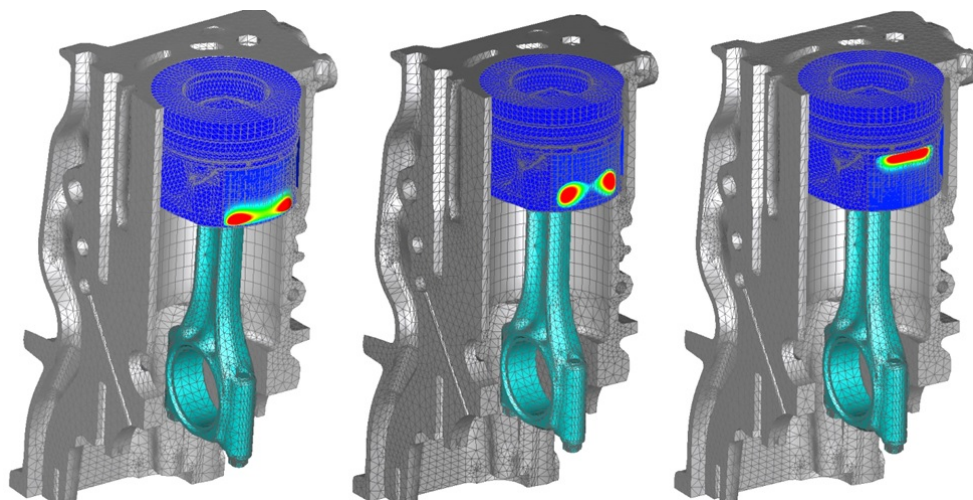


Abbildung 6.26: Berechnete Totaldruckverteilungen am Kolbenhemd für verschiedene Kolbenbolzendesachsierungen – Lastpunkt $1750 \text{ min}^{-1} / p_i = 3.7 \text{ bar} - 5^\circ \text{KW}$ nach Zünd-OT – Kolbenspiel $60 \mu\text{m}$ – Blickrichtung auf Druckseite – Desachsierung Kolbenbolzen: links: 1 mm zur Druckseite – Mitte: 0 mm – rechts: 1 mm zur Gegendruckseite

Einer der wesentlichen Vorteile dieses Modelltyps liegt in der detaillierteren Betrachtung der auftretenden Reibungsarbeiten. Da sowohl hydrodynamische als auch Mischreibungsanteile betrachtet werden können, ist eine Interpretation der ermittelten Effekte einfacher möglich. Diese Tatsache bzw. die Interpretation des in Abbildung 6.24 dargestellten Verlaufs ist mittels der in Abbildung 6.27 dargestellten Erkenntnisse einfacher möglich. Mischreibung tritt auf, wenn die lokalen Schmierfilmdicken absinken und es zu einem Kontakt der Rauigkeitsspitzen der Kontaktpartner kommt, was zur Ausprägung von Festkörperkontakt drücken führt.

Abbildung 6.27 zeigt die Darstellung der berechneten Reibleistung durch Festkörperkontakt der verschiedenen Kolbenbolzendesachsierungen. Hierbei sind erhöhte Reibleistungen durch Festkörperkontakt im Bereich des Zünd OT's bei den steigenden Kolbenbolzendesachsierungen infolge ausgeprägterer Sekundärdynamik ersichtlich.

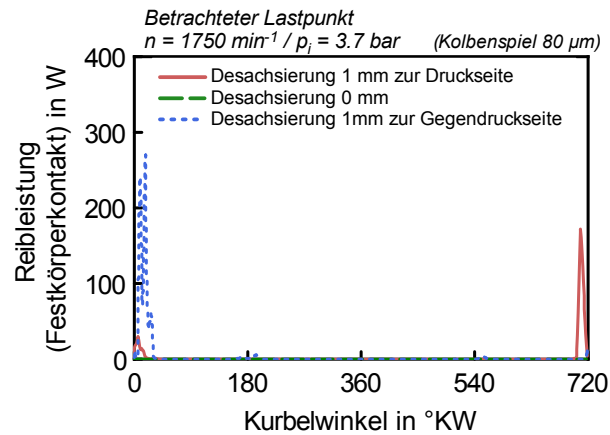


Abbildung 6.27: Reibleistung durch Festkörperkontakt für verschiedene Kolbenbolzende-sachsierungen – Lastpunkt $1750 \text{ min}^{-1} / p_i = 3.7 \text{ bar}$

Dieser Effekt ist auch in den in Abbildung 6.28 berechneten Ölfilmhöhen am Kolbenhemd dargestellt.

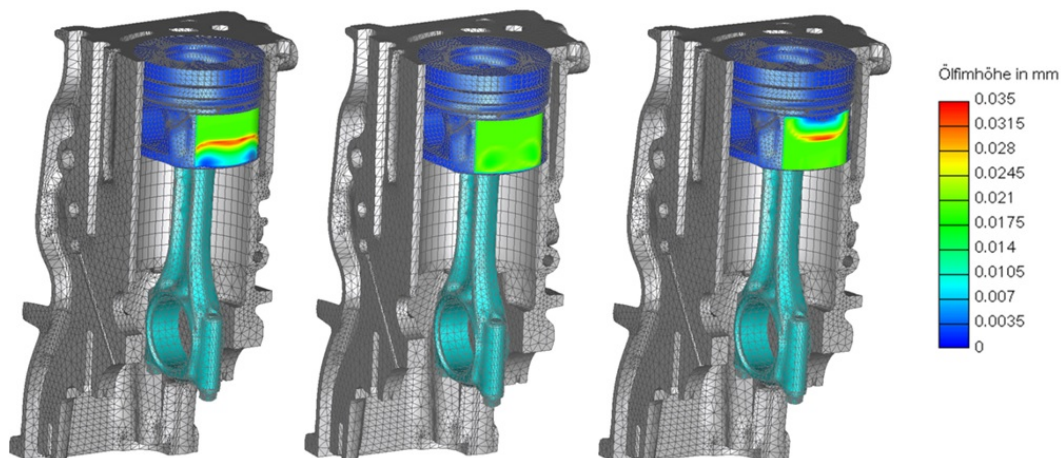


Abbildung 6.28: Berechnete Ölfilmthicken am Kolbenhemd für verschiedene Kolbenbolzende-sachsierungen – Lastpunkt $1750 \text{ min}^{-1} / p_i = 3.7 \text{ bar} - 5^\circ\text{KW}$ nach Zünd-OT – Kolbenspiel $60 \mu\text{m}$ – Blickrichtung auf Druckseite – Desachsierung Kolbenbolzen: links: 1 mm zur Druckseite – Mitte: 0 mm – rechts: 1 mm zur Gegendruckseite

Während diese Abbildung die lokalen Ölfilmhöhen an der Druckseite für verschiedene Kolbenbolzende-sachsierungen zeigt, sind in Abbildung 6.29 die minimalen Ölfilmthicken am Kolbenhemd dargestellt. In beiden Darstellungsformen ist für steigende absolute Desachsierungswerte des Kolbenbolzens ein lokaler Abfall der Ölfilmthicken im Bereich des Zünd OT's ersichtlich, was zum verstärkten Auftreten von Reibleistungsanteilen

durch partielle Festkörperkontakte führt.

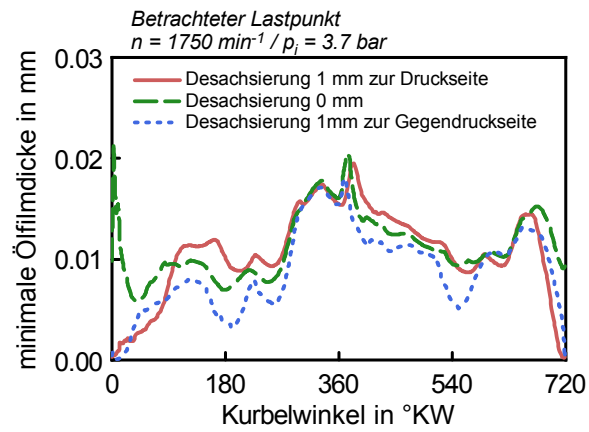


Abbildung 6.29: Minimale Ölfilmthicken am Kolbenhemd für verschiedene Kolbenbolzende-sachsierungen

6.4.3 Kombinierte Betrachtung mehrerer Parameter

In diesem Abschnitt werden die Parameter Kolbenbolzendesachsierung und Kolbenspiel hinsichtlich eines gemeinsamen Optimums untersucht. Die folgende Abbildung 6.30 zeigt eine Parameterstudie der Auswirkungen der Parameter Kolbenbolzendesachsierung und Kolbenspiel bezüglich des Kriteriums Reibleistung am Kolbenhemd, bewertet nach der EHD-Methode.

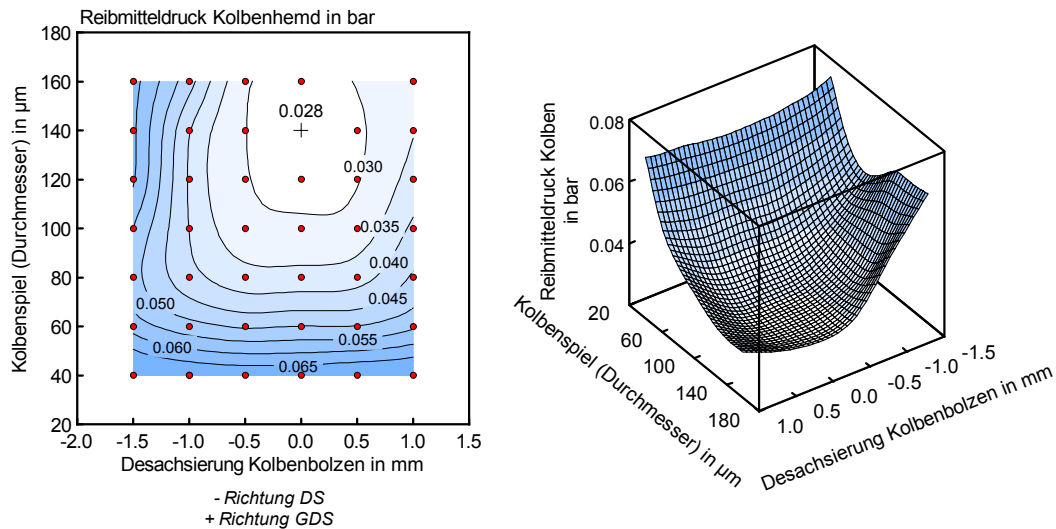


Abbildung 6.30: Optimierung der Parameter Kolbenbolzendesachsierung und Kolbenspiel in Bezug auf Kolbenhemdreibung – Lastpunkt 1750 min^{-1} / $p_i = 3.7 \text{ bar}$

Erkennbar hierbei ist eine starke Abhängigkeit der Kolbenhemdreibung vom Kolbenspiel. Des Weiteren ist eine Abhängigkeit der Kolbenhemdreibung von der Kolbenbolzendesachsierung erkennbar, welche jedoch geringer ausfällt. Mit steigenden Desachsierungen des Kolbenbolzens steigt die Reibung des Kolbenhemds an, was in der Tatsache erhöhter Schwenkwinkel und daraus folgend erhöhter Mischreibungsanteile (speziell im Bereich des Anlagewechsel beim Zünd OT) begründet liegt.

Da bei konstruktiven Veränderungen an der Kolbengruppe auch die Akustik ein wichtiges zu bewertendes Kriterium darstellt, ist in der folgenden Abbildung 6.31 der berechnete Körperschall für die Parameterstudie abgebildet.

Dieser Körperschallwert wurde aus den berechneten Beschleunigungen eines Messpunktes an der Oberfläche des Zylinderkurbelgehäuses ermittelt. Um speziell die Anlagewechselsituation beurteilen zu können, wurde die Lage des Messpunkts druckseitig im oberen Zylinderbereich gewählt. Ersichtlich ist, dass die Verschlechterung des Akustikverhaltens bei Vergrößerung des Kolbenspiels aufgrund größerer Beschleunigungsamplituden an der Außenstruktur des Kurbelgehäuses mit dem Simulationsmodell abgebildet werden konnte. Des Weiteren ist eine positive Beeinflussung des Akustikverhaltens mit

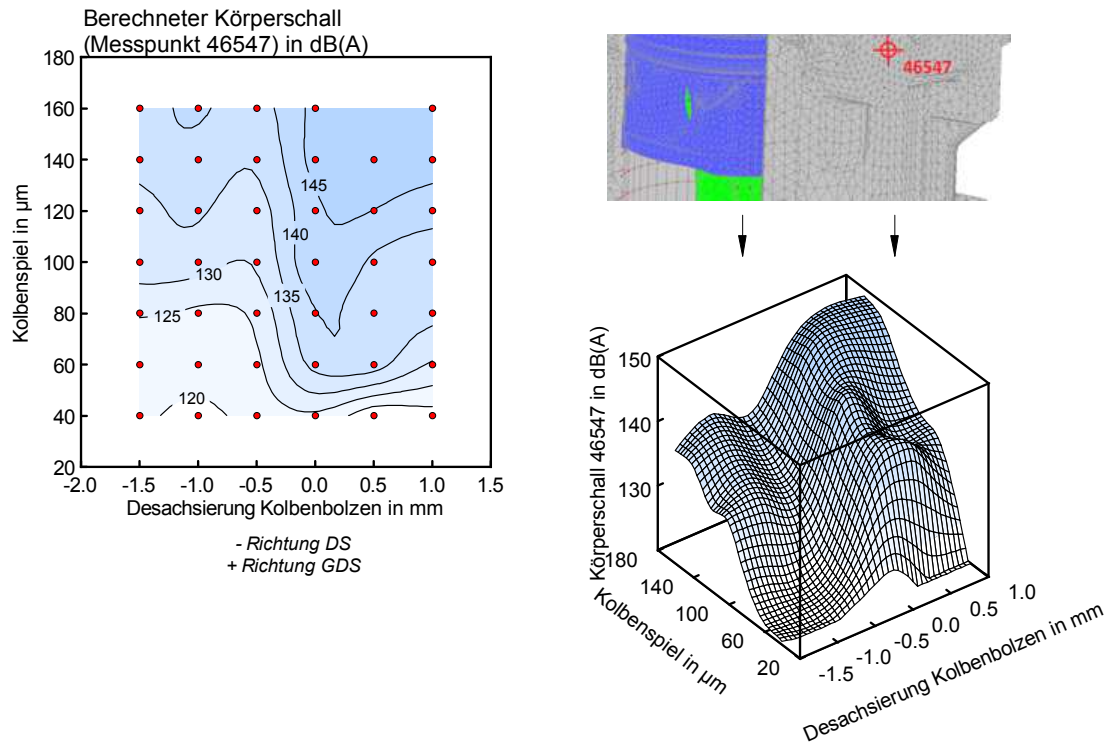


Abbildung 6.31: Einfluss der Parameter Kolbenspiel und Kolbenbolzendesachsierung auf Körperschall (Messstelle 46547 – druckseitig außen auf Zylinderkurbelgehäuse – oberer Zylinderbereich) – Lastpunkt $1750 \text{ min}^{-1} / p_i = 3.7 \text{ bar}$

steigender Kolbenbolzendesachsierung in Richtung Druckseite mit diesem Modell erkennbar. Diese Vorgehensweise ermöglicht demnach eine qualitative Beurteilung des Akustikverhaltens.

Abbildung 6.32 zeigt die an der Messstelle berechneten Beschleunigungen und Geschwindigkeiten über einem Arbeitsspiel für verschiedene Kolbenspiele (durchmesserbezogen). Gut ersichtlich in diesen Verläufen sind die Anlagewechsel des Kolbens, welche zu Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsamplituden an der Außenstruktur des Kurbelgehäuses führen.

Auch anhand dieser Verläufe kann die negative Auswirkung auf das Akustikverhalten durch die Vergrößerung des Kolbenspiels abgeleitet werden. Über interessante Geometrieoptimierungen zu diesem Themengebiet wird auch in [23, 29] berichtet.

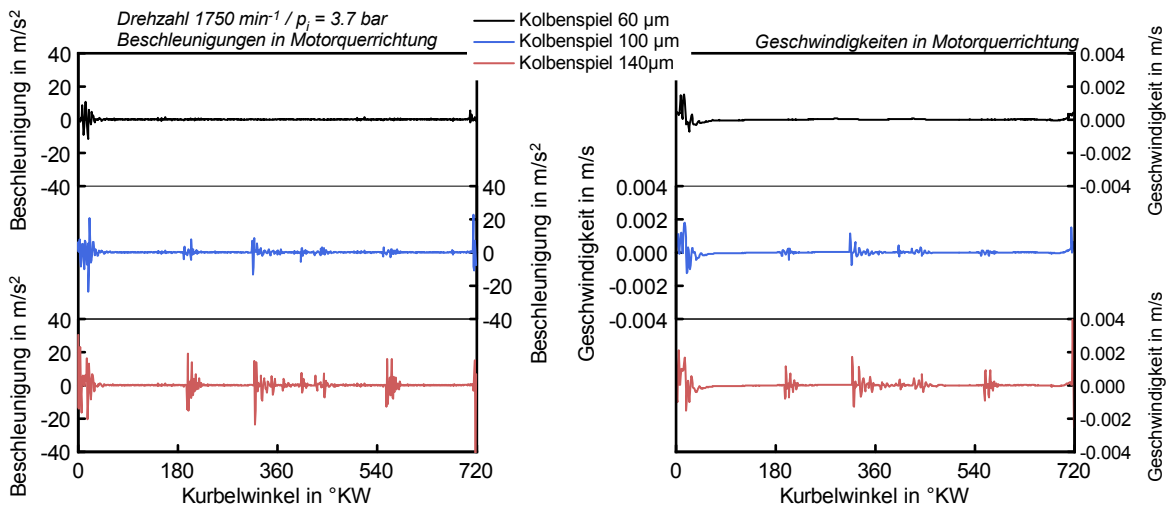


Abbildung 6.32: Einfluss der Parameters Kolbenspiel – Beschleunigung und Schwinggeschwindigkeit der Messstelle 46547 – druckseitig außen auf Zylinderkurbelgehäuse – oberer Zylinderbereich)

6.4.4 Einfluss Kolbenschliffbild

Aufgrund der Auflösung lokaler tribologischer Effekte sind EHD-Modelle sehr gut dazu geeignet, den Einfluss des Kolbenschliffbilds auf das Reibungsverhalten wiederzugeben. Um dies zu zeigen wurden im Zuge dieser Arbeit drei verschiedene Kolbenschliffbilder an einem Pkw-Dieselmotor untersucht, welche in den Abbildungen 6.33 und 6.34 dargestellt sind.

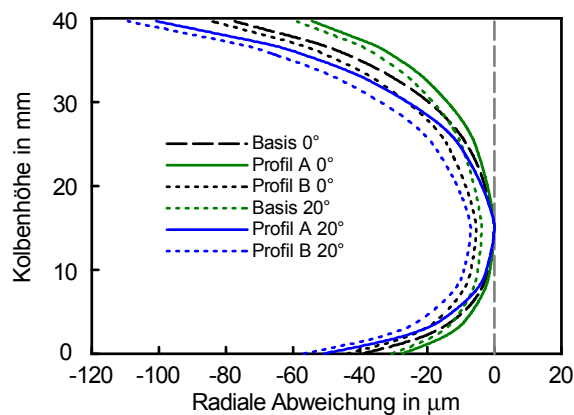


Abbildung 6.33: Untersuchte Kolbenschliffbilder

Erkennbar ist, dass es sich beim Profil A um ein breiteres, und bei Profil B um ein schmäleres Kolbenschliffbild handelt.

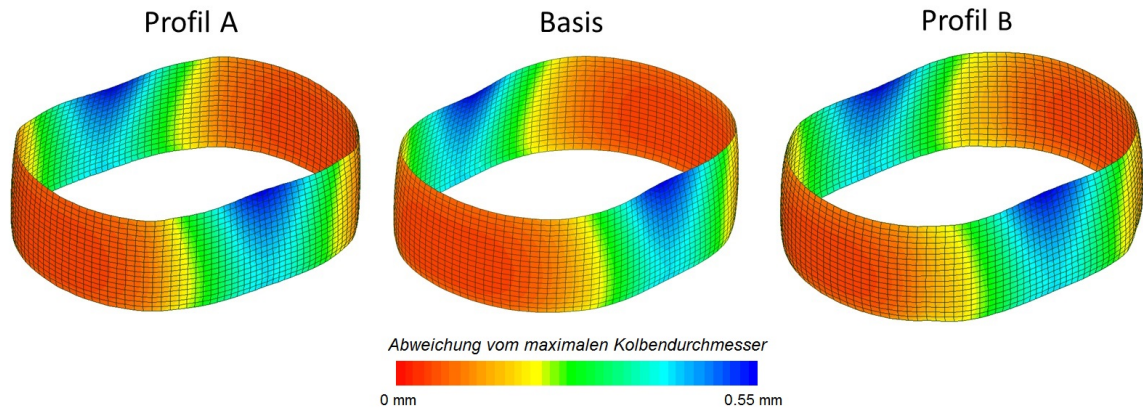


Abbildung 6.34: Untersuchte Kolbenschliffbilder – 3D

Die Auswirkungen auf die Reibleistung am Kolbenhemd sind in Abbildung 6.35 dargestellt. Demzufolge ist erkennbar, dass das breitere Kolbenschliffbild (Profil A) die höchsten Werte bezüglich der Kolbenhemdreibung mit sich bringt.

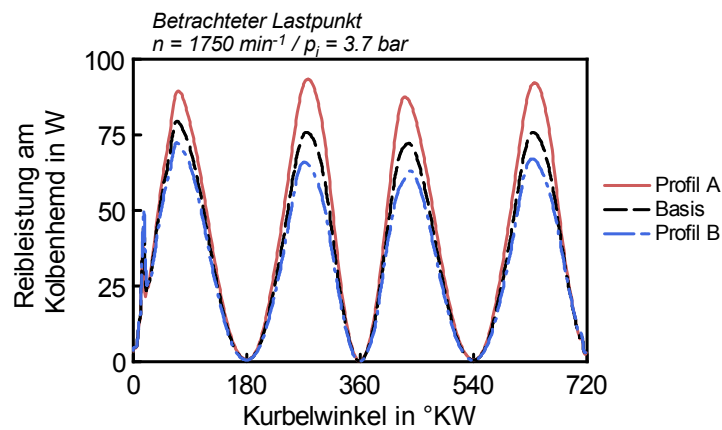


Abbildung 6.35: Berechnete Reibleistung am Kolbenhemd für verschiedene Kolbenschliffbilder

Die Erhöhung der Reibleistung im Falle des breiteren Kolbenschliffbilds (Profil A) wird durch eine größere Kontaktzone des Kolben-Liner Kontakts verursacht.

Über experimentelle Reibungsuntersuchungen zum Themengebiet des Kolbenschliffbilds bzw. Schaftgeometrie wird auch in [13, 10] berichtet.

6.4.5 Einfluss des elastischen Verhaltens der Kontakte

Ein wesentlicher Vorteil der EHD-Berechnungsmethode ist neben der Erfassung der Zusammenhänge im Schmierfilm auch die korrekte Erfassung der Verformung der Bauteile, insbesondere an den Kontaktflächen. Wesentlich für die EHD-Methode ist die Interaktion zwischen Bauteilverformung in den Kontaktzonen und den hydrodynamischen Zusammenhängen im Schmierfilm.

Die folgenden Abbildungen 6.36 und 6.39 zeigen die Auswirkungen der elastischen Verformung im Kontaktgebiet der Bauteile Kolben und Kurbelwelle auf die Berechnung der Totaldrücke in den jeweiligen Kontaktbereichen.

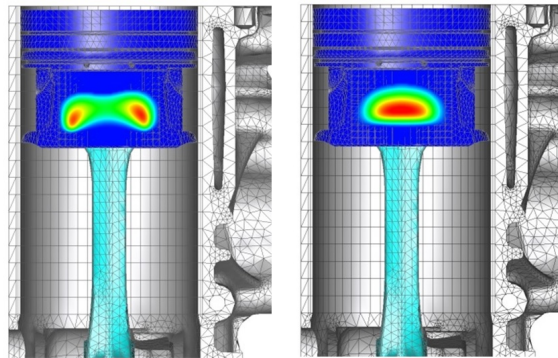


Abbildung 6.36: Einfluss der elastischen Bauteilverformung am Kolben auf Totaldruckverteilung – links: korrekte Steifigkeiten – rechts: sehr hohe Kolbensteifigkeit

Der linke Teil von Abbildung 6.36 zeigt die druckseitige Totaldruckverteilung am Kolbenhemd eines Aluminiumkolbens in Kombination mit einem Aluminiumzylinderkurbelgehäuse 15 °KW nach Zünd OT. Erkennbar ist eine infolge der elastischen Nachgiebigkeit des Kolbenmittenbereichs typische Form der Totaldruckverteilung am Kolbenhemd.

Im rechten Teil der Abbildung wurde die Steifigkeit des Kolbens um den Faktor 1000 erhöht, was einem sehr steifen Kolben entspricht. Hierbei ist eine gänzliche Veränderung der Totaldruckverteilung, infolge der fehlenden Nachgiebigkeit im Mittenbereich, erkennbar.

Abbildung 6.37 zeigt den Vergleich der real am Kolben auftretenden Tragbilder im Vergleich zu den berechneten Totaldruckverteilungen sowohl druck- als auch gegen-druckseitig. Im Zuge der linken Darstellungen ist die typische Ausprägung der Belastungszonen infolge der elastischen Nachgiebigkeit des Mittenbereichs des Kolbens sehr gut ersichtlich. Erkennbar ist, dass dieser Effekt mit dem EHD-Modell sehr gut wiedergegeben werden konnte.

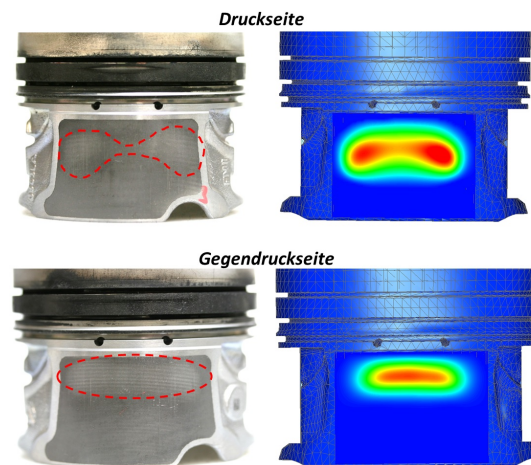


Abbildung 6.37: Vergleich der Tragbilder eines realen Kolbens mit berechneter Totaldruckverteilung aus EHD-Modell

Abbildung 6.38 zeigt ein weiteres Beispiel für die Notwendigkeit der korrekten Abbildung der Kolbenstruktur. Demnach ist in dieser Darstellung eine Erhöhung des Drucks am Kolbenhemd durch die erhöhte Stützwirkung der Hintergrundstruktur (Ölpfeife des Kolbens – rechte Seite) ersichtlich.

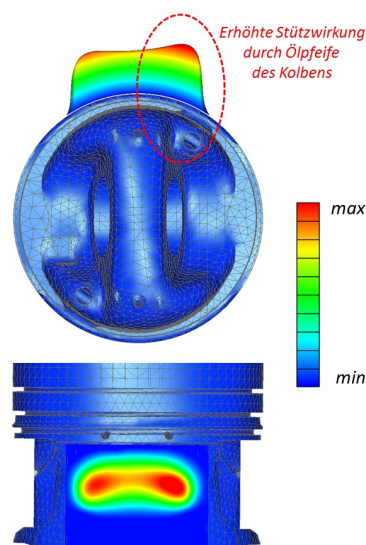


Abbildung 6.38: Totaldruckverlauf am Kolbenhemd - Unterschiede durch Hintergrundsteifigkeit der Ölpfeife des Kolbens

Abbildung 6.39 zeigt ein ähnliches Szenario am Beispiel des ersten Hubzapfens, kurz nach dem Zünd OT, eines Dieselmotors.

Während der linke Teil der Abbildung typische Kantenbelastungen der Hauptlager

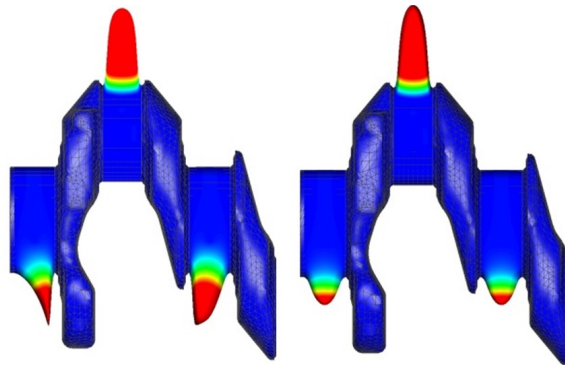


Abbildung 6.39: Unterschiede in der Totaldruckverteilung durch elastische Bauteilverformung – links: korrekte Steifigkeiten – rechts: Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwelle steif

infolge der elastischen Bauteilverformung im Totaldruck zeigt, ist dies im rechten Teil der Abbildung nicht der Fall. In diesem Bild wurden die Bauteile Kurbelwelle und Zylinderkurbelgehäuse als steife Körper angenommen, wodurch es zu keinen Verformungen der Bauteile kommt. Dies resultiert in symmetrischen Druckverteilungen in den Hauptlagern, was jedoch nicht der realen Situation entspricht.

Diese Beispiele sollen die Notwendigkeit der korrekten Abbildung der elastischen Verformungen der Bauteile aufzeigen.

6.4.6 4-Zylinder EHD-Modell

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Erstellung und anschließenden experimentellen Validierung eines EHD-Modells zur differenzierten Betrachtung der Grundkurbeltriebsreibung eines 4-Zylinder Dieselmotors.

Dieser Motor wurde zusätzlich im Zuge experimenteller Untersuchungen am Motorprüfstand vermessen [34]. Diese experimentellen Daten bildeten die Grundlage für die anschließende Modellvalidierung.

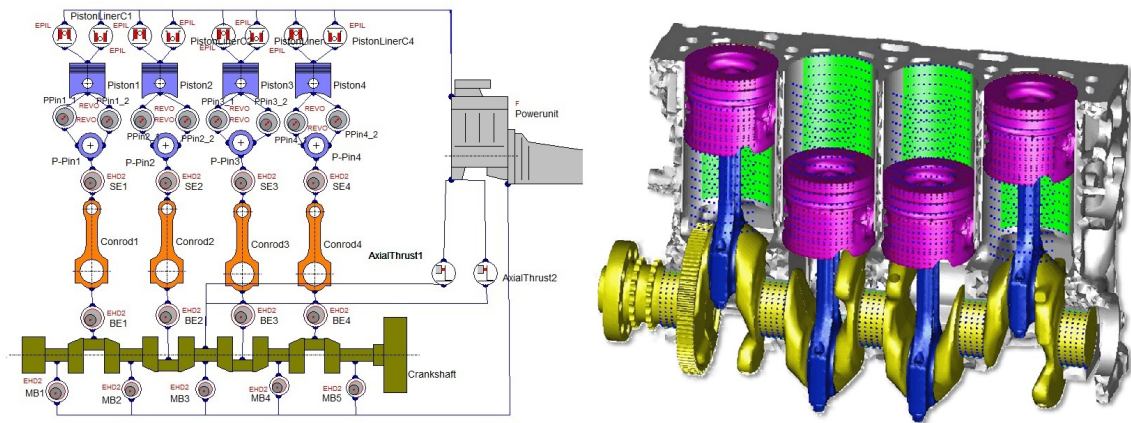


Abbildung 6.40: EHD-Vollmotormodell eines 4-Zylinder Dieselmotors

Das 4-Zylinder EHD-Modell ist in Abbildung 6.40 dargestellt und beinhaltet insgesamt 21 Kontaktstellen, an welchen die jeweiligen Reibungszusammenhänge berechnet werden. Diese Kontaktstellen umfassen die Kolben-Liner Kontakte (jeweils Kronen und Hemdkontakt), große und kleine Pleuellager, sowie die Hauptlager des Motors. Die für den Modellaufbau benötigten Geometriedaten wurden aus CAD-Zeichnungen entnommen.

Mittels der experimentellen Untersuchungen [34] war es möglich eine Vielzahl benötigter Randbedingungen (z.B.: Schmierfilmtemperaturen, Belastungen,...) direkt in das Modell zu implementieren.

Grundsätzlich funktionierte dieses Modell, jedoch erfolgte aufgrund der sehr langen bzw. zu langen Rechenzeit, sowie zum Teil auftretender Instabilitäten, eine Reduktion auf zwei Teilmodelle.

Abbildung 6.41 zeigt die mittels des Vollmotor EHD-Modells berechnete Druckverteilungen in allen untersuchten Kontaktbereichen.

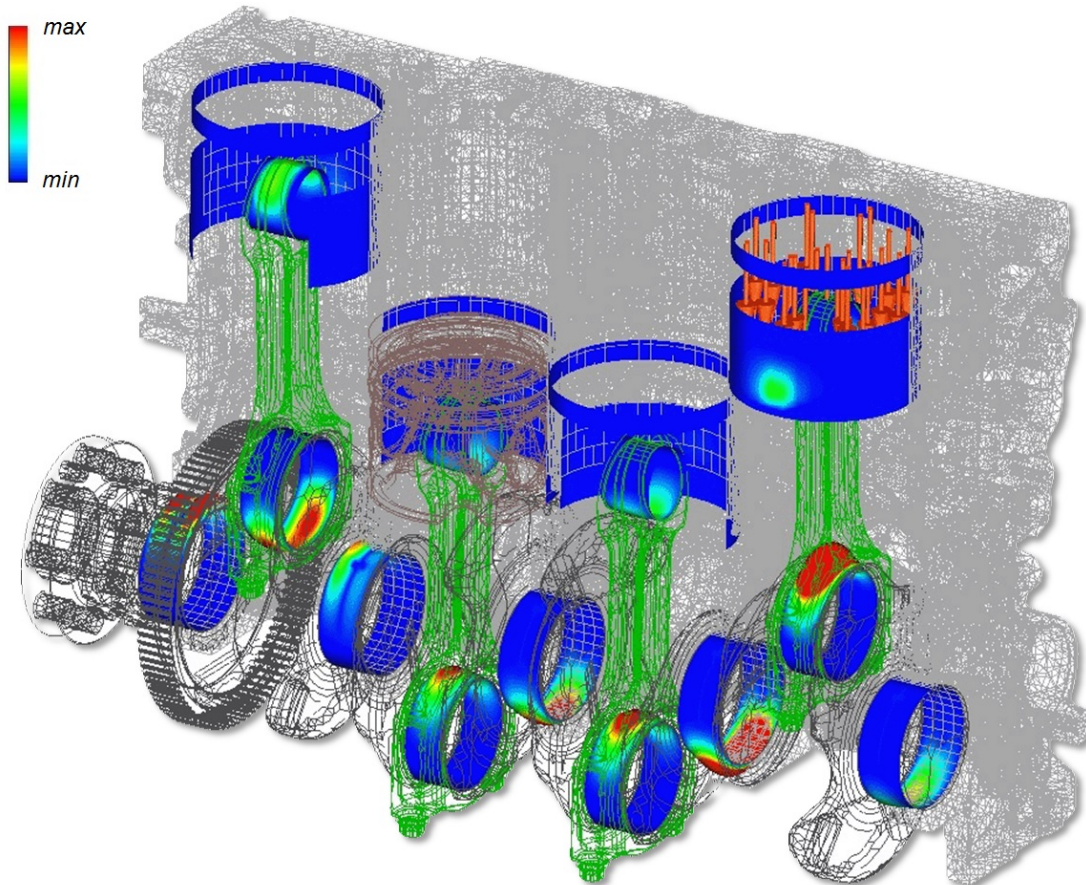


Abbildung 6.41: Berechnete Druckverteilungen in sämtlichen Kontaktstellen des 4-Zylinder Vollmotor EHD-Modells

Eine wesentliche Zielsetzung im Zuge der Erstellung der Teilmodelle lag in den Tatsachen der Verringerung der Berechnungszeit sowie Verbesserung der Modellstabilität. Zielsetzung dieser Teilmodelle war es die Berechnungsabläufe zeitlich deutlich effizienter zu gestalten. Aus diesem Grund wurde zum einen ein Modell erstellt, welches die Reibung der Hauptlager, sowie jene der großen und kleinen Pleuellager berechnete (Abbildung 6.42). Im zweiten Teilmodell wurde der Kolben-Liner Kontakt, sowie die Reibung im großen und Pleuellager berechnet (Abbildung 6.43). Somit gelang es die Berechnungszeit entscheidend zu verkürzen bzw. die Modellstabilität zu erhöhen.

Abbildung 6.42 zeigt das erste Teilmodell zur Berechnung der Hauptlager sowie der großen Pleuellager. Hierbei werden die durch den Zylinderdruck vorgegebenen Kräfte auf die kleinen Pleuellager der Pleuellagen aufgebracht. Die Bewegung der Pleuel wird im oberen Bereich über sogenannte "Guide-Lines" gesteuert. Dadurch wird das obere Ende des Pleuels wie bei einer Linearführung in der Zylinderachse gehalten.

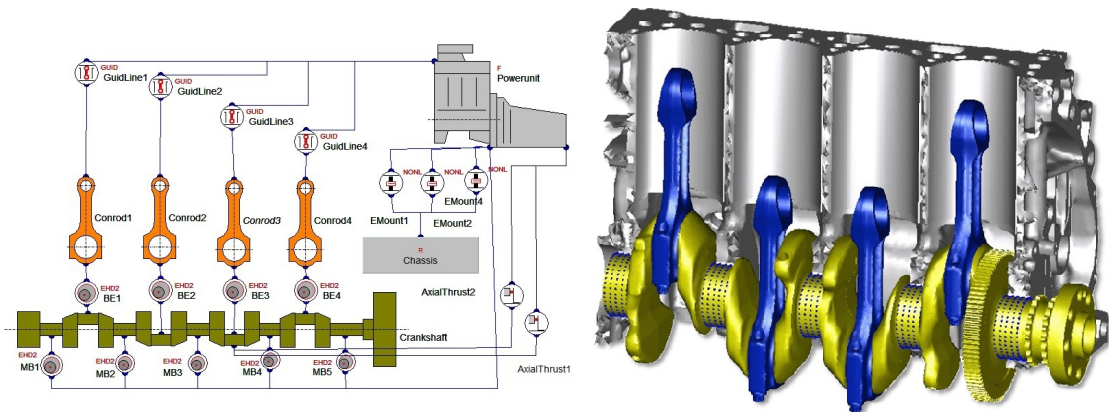


Abbildung 6.42: Teilmodell 1: EHD-Modell zur Berechnung der Kurbelwellen- und großen Pleuellagerreibung eines 4-Zylinder Dieselmotors

Abbildung 6.43 zeigt das zweite Teilmodell zur Berechnung der Kolbengruppenreibung. Dieses Modell ist jenem von Kapitel 6.4.1 sehr ähnlich. Der wesentliche Unterschied hierbei liegt in geänderten Bauteilen, sowie der zusätzlich zum Kolben-Liner Kontakt durchgeführten EHD-Berechnung des kleinen und großen Pleuellagers.

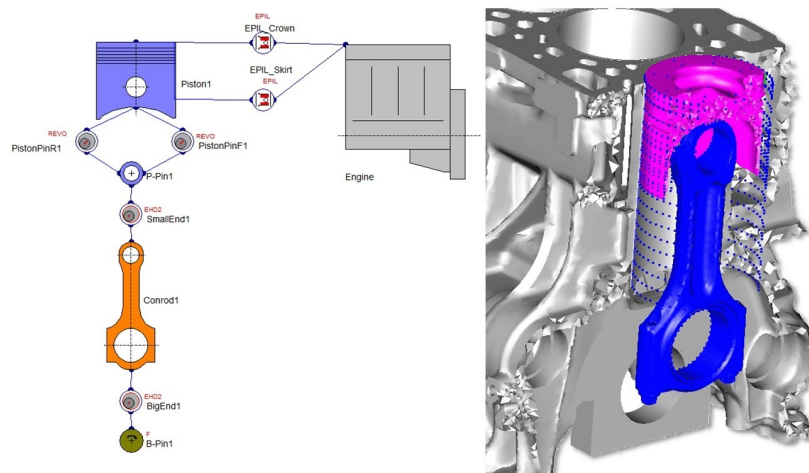


Abbildung 6.43: Teilmodell 2: EHD-Modell zur Berechnung des Kolben-Liner Kontakts sowie der Reibung der Pleuellager eines 4-Zylinder Dieselmotors

Um die Modellqualität zu verbessern wurden im Zuge der experimentellen Tätigkeiten zusätzlich die Lagerschalentrückentemperaturen an den ersten beiden Hauptlager des 4-Zylinder Dieselmotors vermessen.

Hierbei wurde besonderer Wert darauf gelegt die Temperaturen in der hochbelasteten Zone der Hauptlager zu messen. Diese experimentell ermittelten Daten bildeten wesentliche und wichtige Eingangsgröße für die EHD-Berechnung der Lagerstellen.

Abbildung 6.44 zeigt die Applikation der Temperaturmessstellen am Versuchsträger.

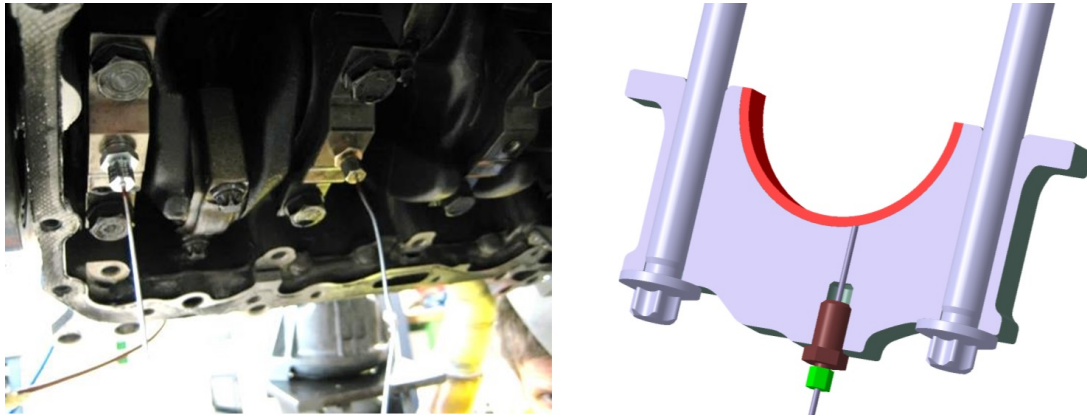


Abbildung 6.44: Messung Hauptlagertemperaturen

Abbildung 6.45 zeigt die, mittels des in Abbildung 6.42 dargestellten Teilmodells 1, berechneten Druckverteilungen für den zyklusrelevanten Teillastpunkt von 1750 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$ in den Haupt- und großen Pleuellagern des 4-Zylinder Dieselmotors.

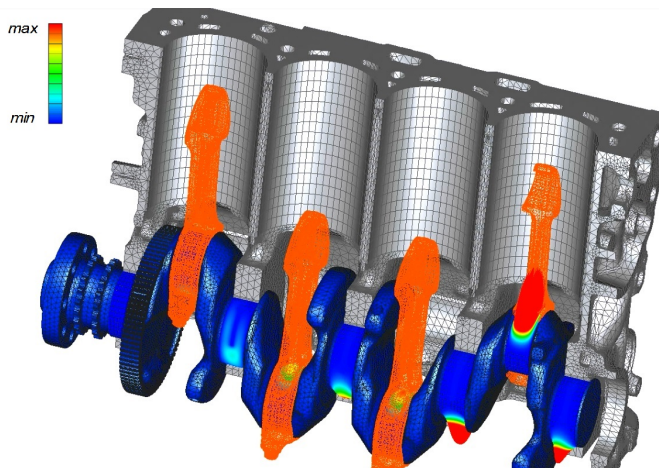


Abbildung 6.45: Druckverteilungen an den Haupt- und Pleuellagern eines 4-Zylinder Dieselmotors nach der Zündung des ersten Zylinders

Die folgende Abbildung 6.46 zeigt die hydrodynamischen Druckverteilungen an den Haupt- und Pleuellagern des untersuchten Lastpunktes zu verschiedenen Zeitpunkten. Konkret handelt es sich hierbei jeweils um Momentaufnahmen zu den Zündzeitpunkten der 4-Zylinder.

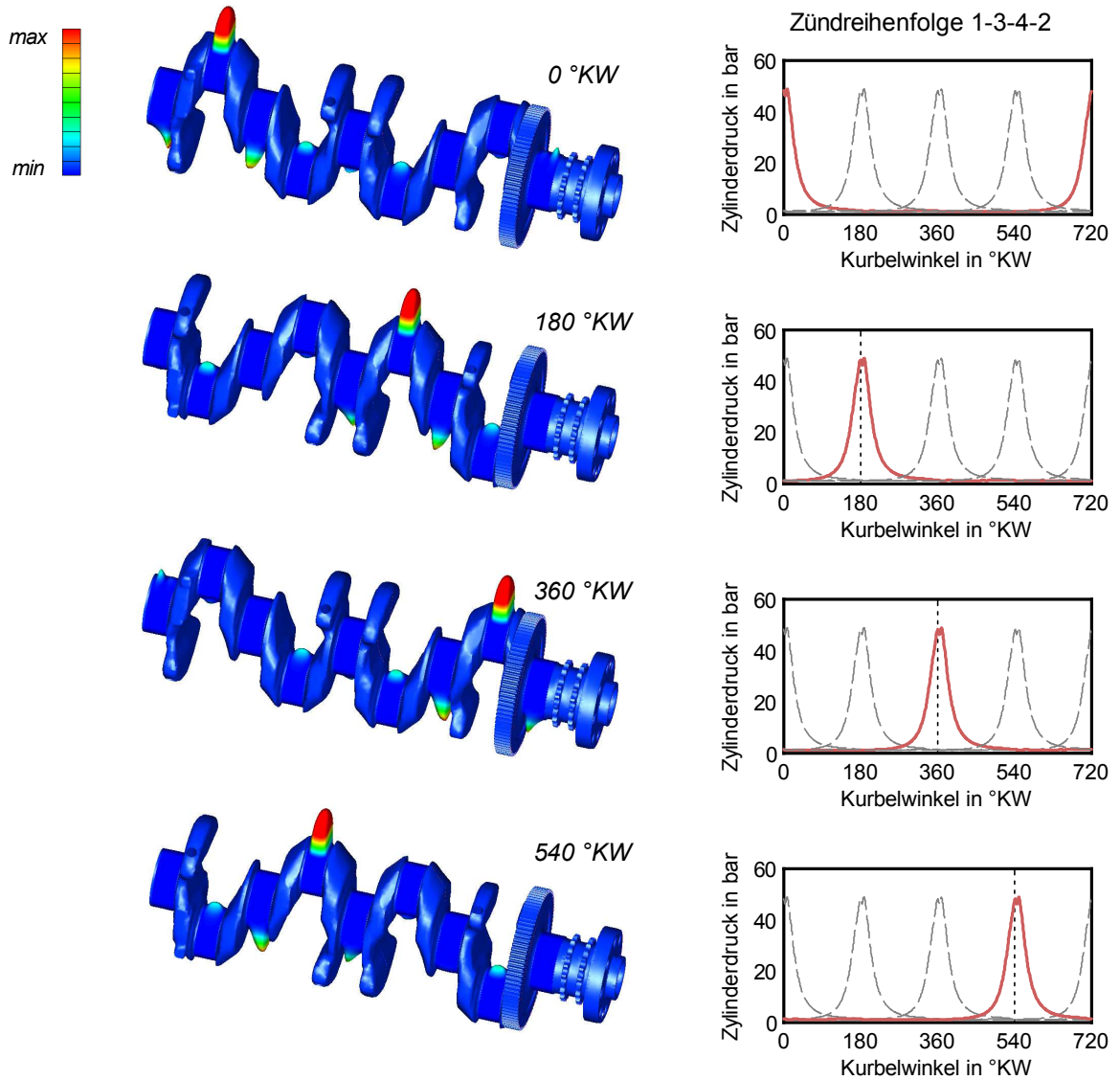


Abbildung 6.46: Hydrodynamische Druckverteilungen an den Haupt- und Pleuellagern eines 4-Zylinder Dieselmotors bei 1750 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$

Die folgende Abbildung 6.47 soll einer Beschreibung der Lagerungen im Grundkurbeltrieb des 4-Zylinder Dieselmotors der im Folgenden dargestellten berechneten Reibleistungsverläufe dienen. Demzufolge wurden die Reibleistungen sowohl an den 5 Hauptlagern als auch an den 4 Pleuellagern berechnet.

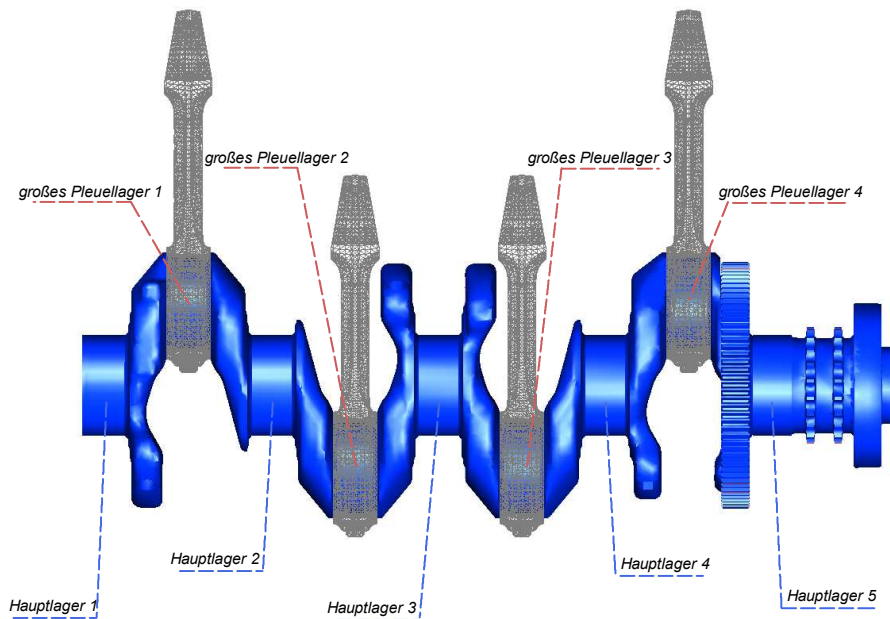


Abbildung 6.47: Bezeichnung der Kontaktstellen der Haupt- und Pleuellagerkontakte

Die Ergebnisse dieser Reibleistungsberechnungen sind in Abbildung 6.48 dargestellt. Im Zuge dieser Ergebnisse werden sowohl Reibungsanteile durch Festkörperkontakt als auch hydrodynamische Reibungsanteile dargestellt. Die Summe dieser Anteile wird von der gesamten Reibung gebildet. Erkennbar sind relativ geringe zeitliche Anteile der Festkörperreibung in den Lagerungen des Grundkurbeltriebs. Demzufolge kann abgeleitet werden, dass die Reibungsvorgänge aus Sicht dieser Berechnungsergebnisse der Grundlage für den betrachteten Lastpunkt von 1750 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$ zum Großteil im hydrodynamischen Bereich liegen. Eine weitere Erkenntnis dieser Darstellung liegt in der Tatsache des Auftretens der maximalen Reibleistungen im Bereich maximaler Belastungen der verschiedenen Lagerungen.

Das Auftreten der in Abbildung 6.48 dargestellten Festkörperreibungsanteile führt zur Ausbildung von Verschleißzonen an den Gleitlagern. Repräsentativ für diese Zonen sollen die folgenden Darstellungen das Auftreten dieser Zonen (partielles Auftreten von Festkörperkontakten) zeigen.

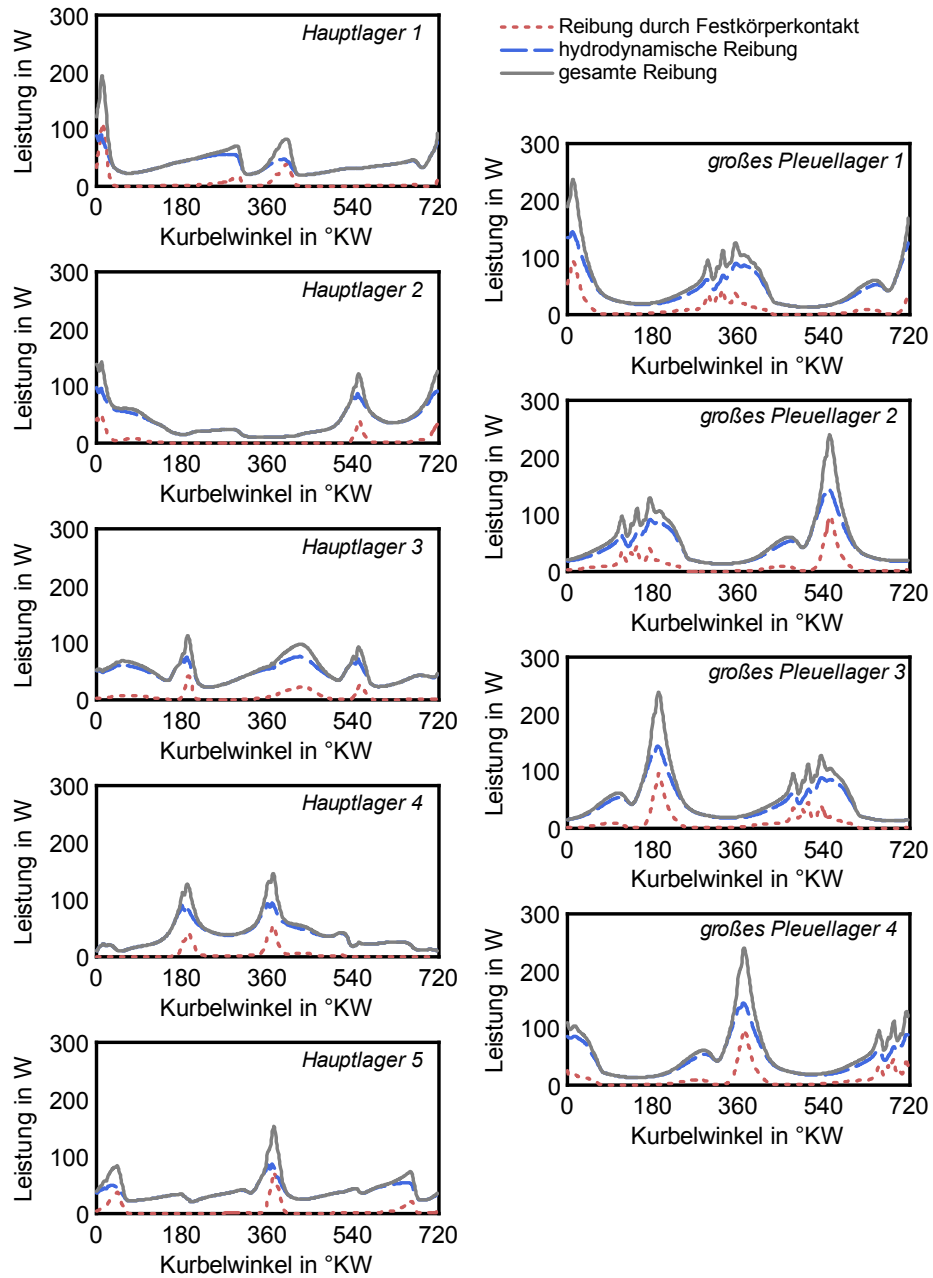


Abbildung 6.48: Berechnete Reibleistungen an den Haupt- und Pleuellagern eines 4-Zylinder Dieselmotors bei 1750 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$

Demzufolge ist in Abbildung 6.49 die Ausprägung dieser Zonen anhand des Festkörperkontaktendrucks zum Zeitpunkt der Zündung des ersten Zylinders für die Hauptlager 1 und 2, sowie das erste große Pleuellager dargestellt.

Für das Lagerversagen selbst ist nur der Druckanteil des Festkörperkontakts verantwortlich [20].

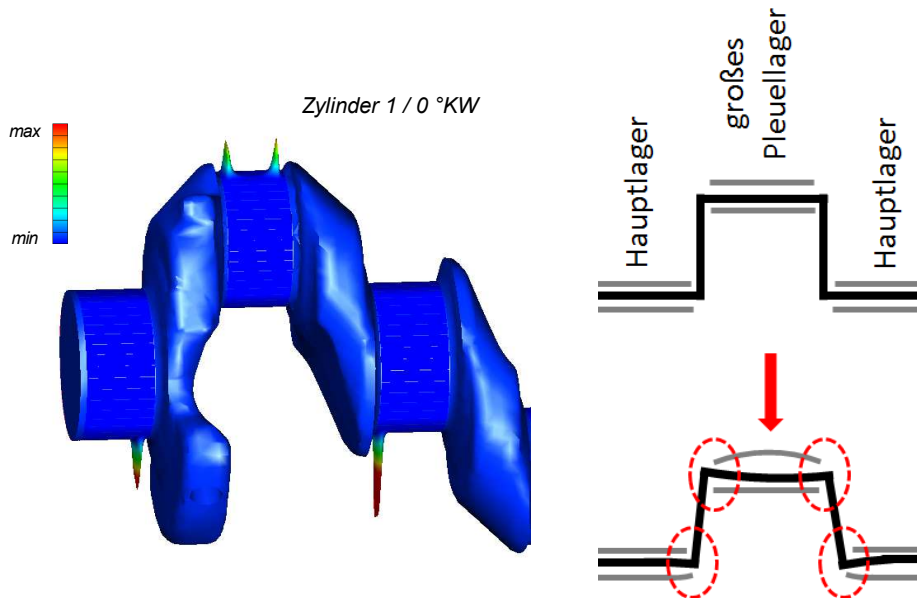


Abbildung 6.49: Berechnete Festkörperkontaktendrücke an den Hauptlagern 1,2 und dem Pleuellager 1 – Zünd-OT – eines 4-Zylinder Dieselmotors bei 1750 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$

Anhand der Prinzipdarstellungen im rechten Teil der Abbildung soll die Ausbildung dieser Zonen durch die Geometrieverformung im Belastungsfall erklärt werden. Demzufolge kommt es in den Randbereichen der Lager zur Ausbildung sogenannter „Kantenträger“. Grundsätzlich wird die Pleuellagerschale infolge der Belastung durch die Gaskraft einer Biegebeanspruchung ausgesetzt.

Infolge des hydrodynamischen Druckverlaufs im Lager kommt es trotz einer geringfügig konkaven Ausführung der Pleuellagerschale zu einer Ausbildung dieser Kantenträger infolge der Lagerschalendeformation. Diese Tatsache ist in Abbildung 6.50 in Form des hydrodynamischen Druckverlaufs und der Pleuellagerschalendeformation dargestellt.

Diese mit dem EHD-Modell berechneten Mischreibungszonen (Ausbildung eines Festkörperkontaktendrucks) sollen in Abbildung 6.51 mit realen Verschleißbildern an der Pleuellagerschale (großes Pleuellager) des Versuchsträgers verglichen werden. Entsprechend dieser Darstellung ist eine gute qualitative Korrelation der Verschleißzonen zwischen Simulation und Messung ersichtlich.

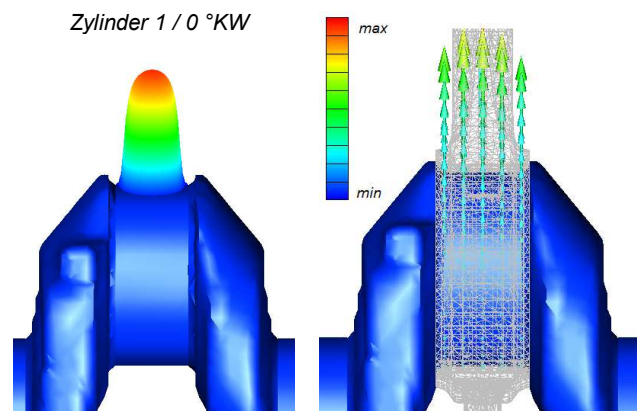


Abbildung 6.50: Berechnete hydrodynamische Druckverteilung (links) und Verformung der Pleuellagerschale (rechts) – Zünd-OT – eines 4-Zylinder Dieselmotors bei 1750 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$

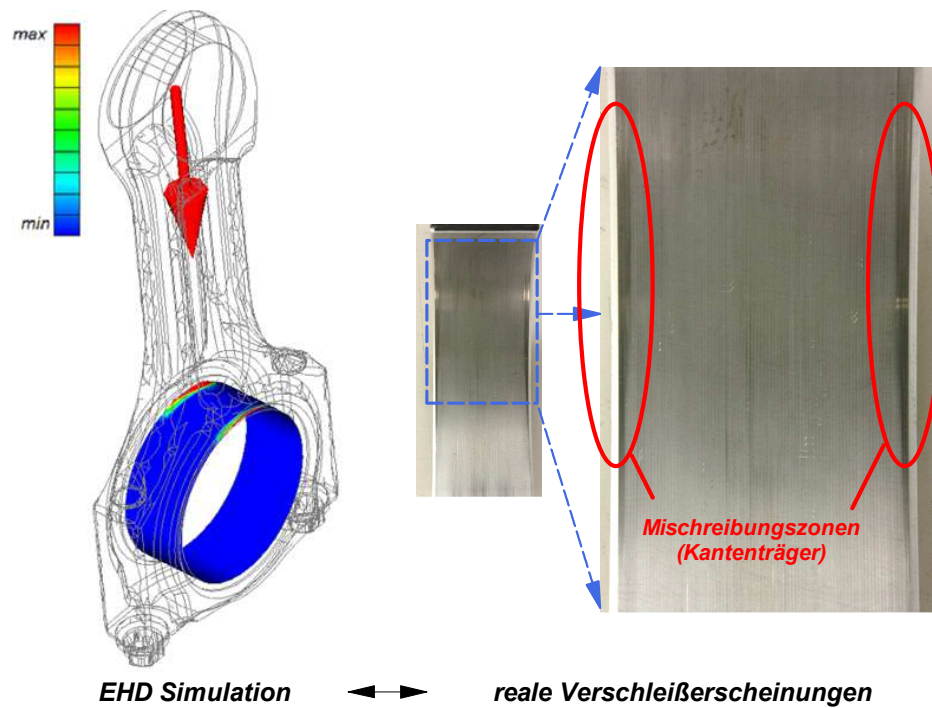


Abbildung 6.51: Vergleich der berechneten Festkörperkontakt drücke im großen Pleuellager des ersten Zylinders unmittelbar nach der Zündung bei 1750 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$ und den realen Verschleißerscheinungen an diesem Lager

Ein ähnlicher Vergleich ist in der folgenden Abbildung 6.52 am Beispiel des vierten Hauptlagers dargestellt. Auch in dieser Darstellung kann eine qualitative Korrelation zwischen Berechnung und realen, am Lager in Form von „Kantenträgern“ auftretenden, Verschleißzonen festgestellt werden.

Infolge dieser qualitativen Korrelationen kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass das erstellte EHD-Berechnungsmodell in der Lage ist Effekte dieser Art abbilden zu können.

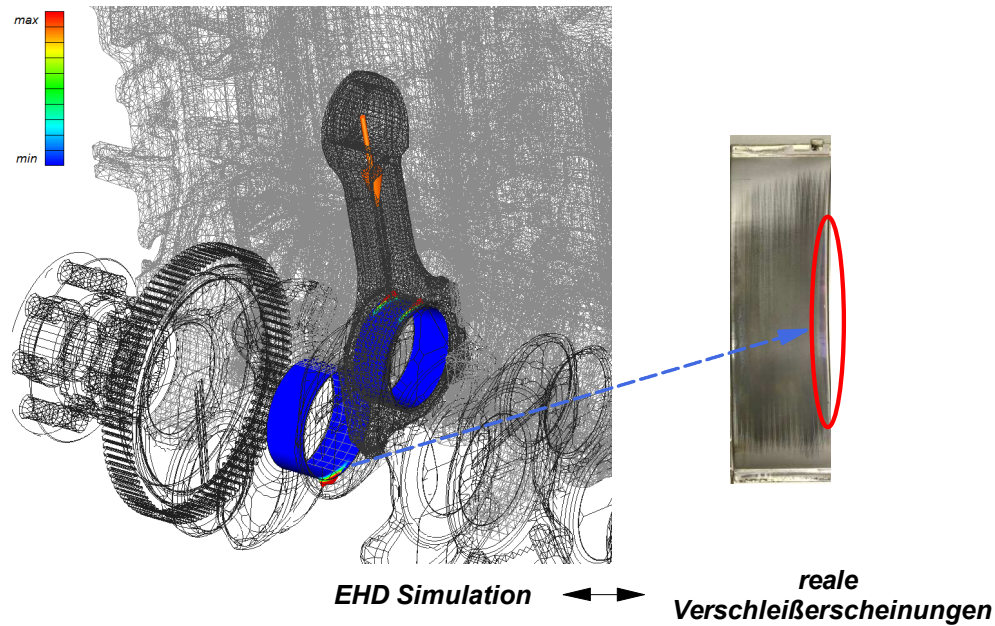


Abbildung 6.52: Vergleich der berechneten Festkörperkontaktdrücke im großen Pleuellager des dritten Zylinders und vierten Hauptlager unmittelbar nach der Zündung bei 1750 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$ und den realen Verschleißerscheinungen

6.4.7 Validierung des 4-Zylinder EHD-Modells

Dieser Abschnitt soll eine Validierung der mittels des EHD-Modells (bzw. der beiden Teilmodelle) ermittelten Reibungen der verschiedenen Kontaktbereiche des Grundkurbeltriebs mit den experimentell am Prüfstand ermittelten Ergebnissen bilden.

Hierbei soll noch einmal ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass die für den Modellabgleich erforderlichen experimentellen Daten im Zuge der in [34] durchgeführten Arbeit ermittelt wurden. Für den Modellabgleich wurde ein zyklusrelevanter Lastpunkt von 1750 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar gewählt.

Ein wesentlicher Vorteil der Simulation liegt in der Möglichkeit der Berechnung der Reibungsaufteilung der verschiedenen Kontaktzonen, was mittels der Messung nicht möglich ist.

Die Prüfstandsmessungen wurden mittels eines mechanischen Spezialaufbaus durchgeführt, mit welchem es möglich war die Reibung des Grundkurbeltriebs (Kolben und Hauptlager) separiert von den anderen Motorkomponenten erfassen zu können. Da dieser Spezialaufbau im Zuge von [34] durchgeführt wurde, soll darauf nicht eingegangen werden.

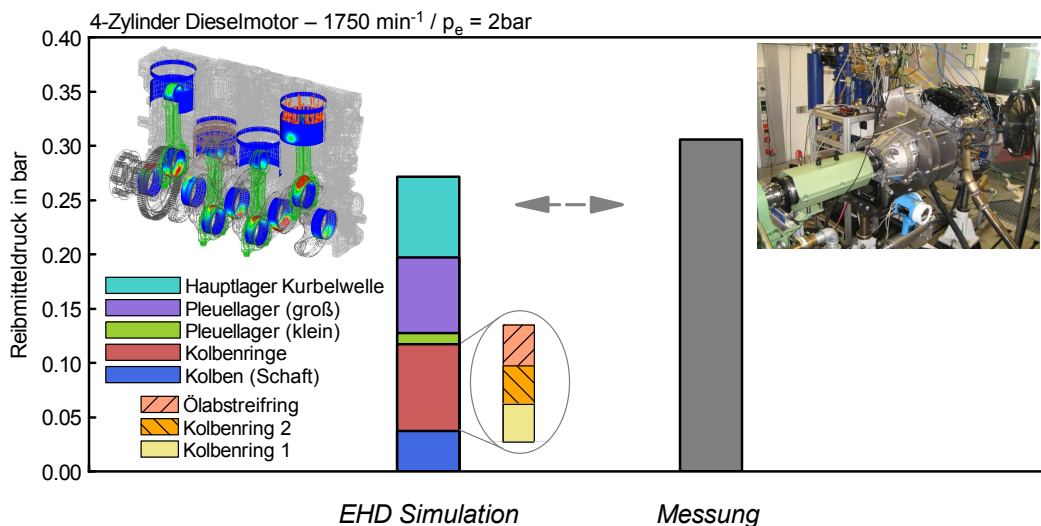


Abbildung 6.53: Validierung der 4-Zylinder EHD-Modelle mit experimentellen Daten – 1750 min^{-1} und $p_e = 2 \text{ bar}$

Abbildung 6.53 zeigt den Vergleich zwischen Simulation und Messung für den untersuchten Betriebspunkt des Motors. Erkennbar ist eine gute Korrelation zwischen Simulation und Messung. Entsprechend dieser Aufteilung ist erkennbar, dass in diesem Lastpunkt wesentliche Reibungsanteile von den Kolbenringen, den großen Pleuellager- sowie den Hauptlagern erzeugt werden.

Die Reibung der Kolbenringe wurde wiederum mittels der Software AVL Excite Piston & Rings berechnet.

6.5 Modellgrenzen

Abschließend soll dieses Kapitel einen Vergleich der im Zuge dieser Arbeit dargestellten Methoden der Reibleistungssimulation am Grundkurbeltrieb von Verbrennungsmotoren darstellen. Exemplarisch soll, entsprechend der folgenden Abbildung 6.54, die Bewertung des reibungsbeeinflussenden Parameters Kolbenspiel mit den verschiedenen Modellansätzen gezeigt werden. Eine wesentliche Zielsetzung dieses Beispiels liegt im Aufzeigen von Modellgrenzen.

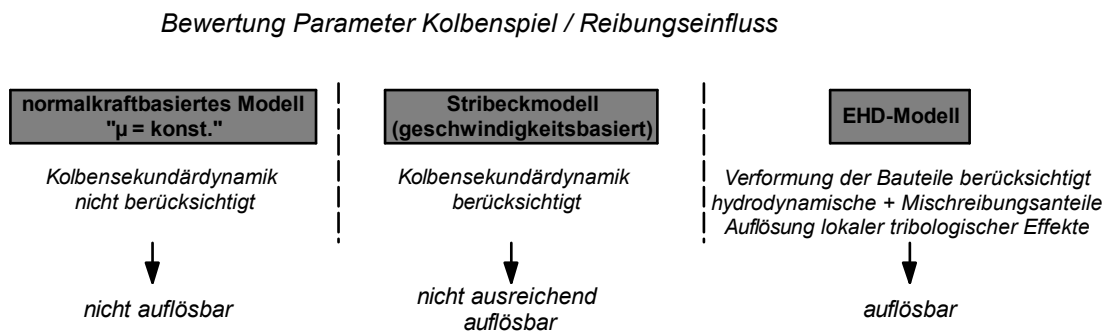


Abbildung 6.54: Bewertung des konstruktiven Parameters Kolbenspiel mit verschiedenen Modellen – Modellgrenzen

Erkennbar ist, dass die korrekte Auflösung dieses Parameters nur mit dem EHD-Modell möglich ist, da dieses als einziges in der Lage ist, lokale tribologische Effekte ausreichend aufzulösen.

Mit dem normalkraftbasierten Modell (ohne Sekundärdynamik) kann dieser Parameter nicht aufgelöst werden, da das Kolbenspiel als Parameter in diesem Modell keinen Einfluss findet.

Auch die Auflösung des Kolbenspiels mit einem geschwindigkeitsbasierten Stribeck Modell (inkl. Berücksichtigung der Kolbensekündärdynamik) kann keine befriedigenden Ergebnisse liefern.

Aufgrund der Auflösung lokaler tribologischer Effekte ist lediglich das EHD-Modell in der Lage diesen konstruktiven Parameter zufriedenstellend aufzulösen.

Abbildung 6.55 zeigt den mittels EHD-Modell berechneten Reibungseinfluss am Kolbenhemd des Parameters Kolbenspiel an einem Pkw-Dieselmotor. Die Berechnungen wurden in einem Lastpunkt von $p_i = 3.7 \text{ bar}$ bei einer Drehzahl von 1750 min^{-1} durchgeführt. Die Desachsierung des Kolbenbolzens dieses Versuchsträgers betrug 0.5 mm zur Druckseite.

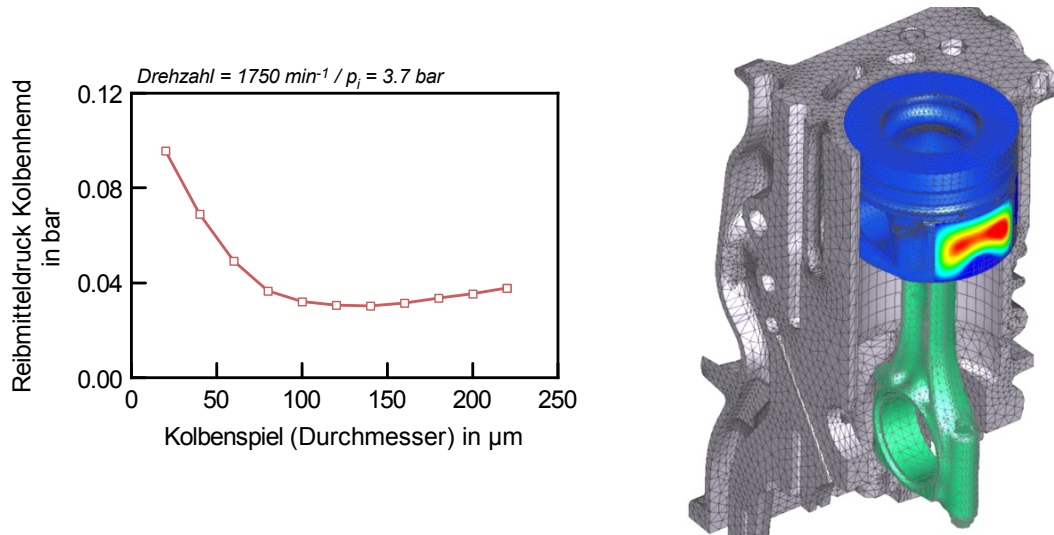


Abbildung 6.55: Einfluss des konstruktiven Parameters Kolbenspiel auf die Reibung des Kolbenhemds

Der rechte Teil von Abbildung 6.55 zeigt die Totaldruckverteilung am Kolbenhemd einige Grad Kurbelwinkel nach dem Zünd-OT. Die dargestellte Form der Druckverteilung resultiert aus der elastischen Nachgiebigkeit bzw. geringeren Steifigkeit des Kolbenschafts im Mittenbereich.

Erkennbar ist eine deutliche Absenkung des Reibmitteldrucks am Kolbenhemd mit einer Steigerung des Kolbenspiels. Diese Ergebnisse korrelieren qualitativ mit den in [11] gemessenen Erkenntnissen. Ab einem Kolbenspiel von $\approx 120\text{-}140 \mu\text{m}$ ist wiederum ein geringfügiger Anstieg der Kolbenhemdreibung mit steigendem Kolbenspiel ersichtlich. Diese Tatsache geht aus der Berechnung erhöhter Schwenkwinkel bzw. einer ausgeprägteren Sekundärdynamik des Kolbens hervor (siehe Abbildung 6.56), wodurch partiell ein Ansteigen von Festkörperreibunganteilen zu verzeichnen ist.

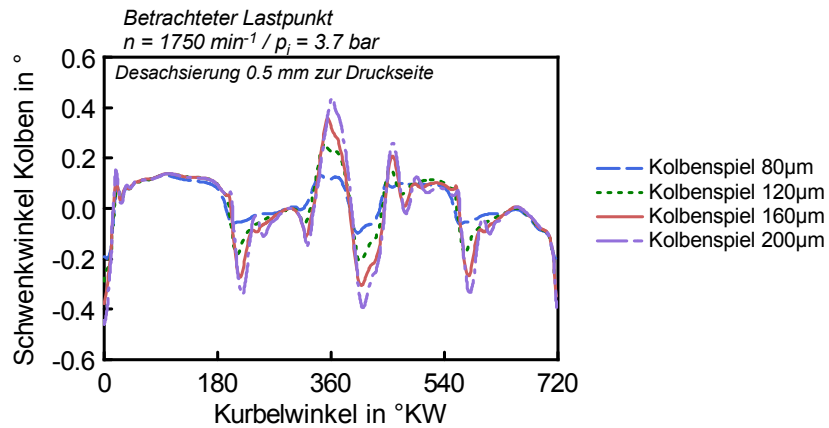


Abbildung 6.56: Verlauf des Kolbenschwenkwinkels für verschiedene Kolbenspiele

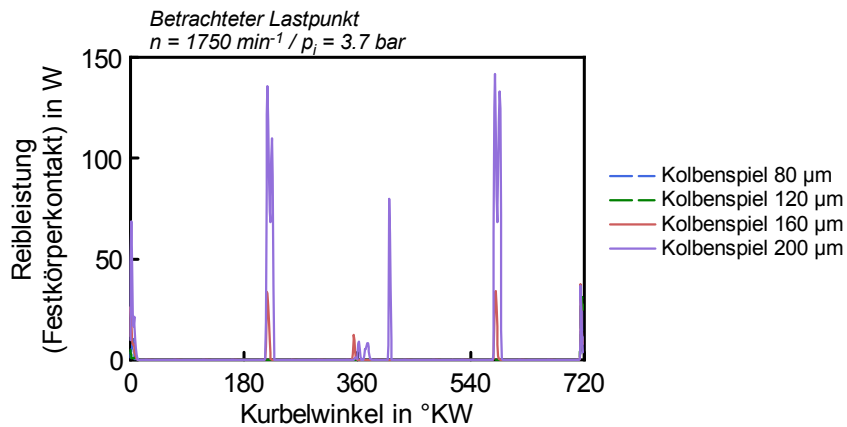


Abbildung 6.57: Verlauf der Reibleistungen durch Festkörperkontakt für verschiedene Kolbenspiele

Diese Tatsache ist in Abbildung 6.57 in Form der Reibleistungen durch Festkörperkontakt für verschiedene Kolbenspiele dargestellt. Demzufolge ist ein Anstieg dieser Reibungen im Falle einer Erhöhung des Kolbenspiels ersichtlich.

Die im Falle eines steigenden Kolbenspiels ausgeprägtere Sekundärdynamik ist auch im Verlauf der Kolbenposition in Motorquerrichtung für verschiedene Kolbenspiele ersichtlich (Abbildung 6.58).

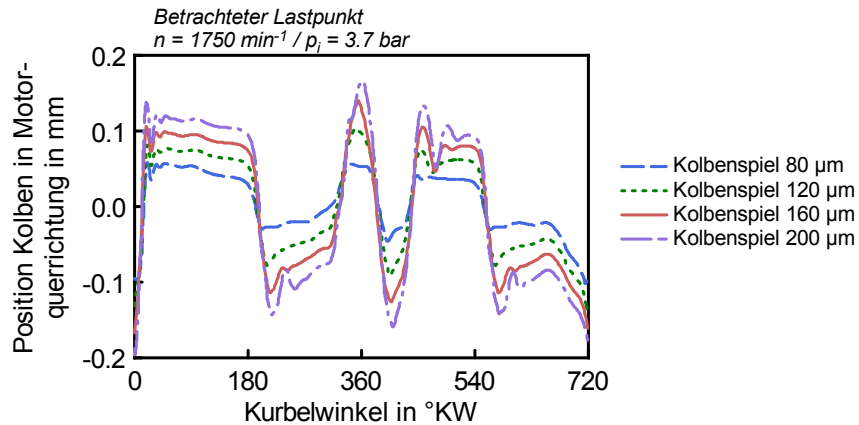


Abbildung 6.58: Verlauf der Kolbenposition in Motorquerrichtung für verschiedene Kolbenspiele

Die Reibungsabsenkung durch eine Erhöhung des Kolbenspiels ist exemplarisch für ein kleines, sowie ein großes Kolbenspiel ($40\mu\text{m}$ und $120\mu\text{m}$) in Abbildung 6.59 dargestellt. In dieser Darstellung ist die hydrodynamische Schubspannungsverteilung am Kolbenhemd druck- und gegendruckseitig für den Zeitpunkt 90°KW nach Zünd OT ersichtlich. Erkennbar ist, dass im Falle des geringeren Kolbenspiels hydrodynamische Schubspannungskonzentrationen sowohl auf der Druck- als auch auf der Gegendruckseite des Kolbens auftreten. Dieser Umstand führt zu einer Erhöhung der Reibleistung. Im Falle des größeren Kolbenspiels ist dieser Effekt nicht ausgeprägt, da hierbei durch den größeren Abstand zur Gegendruckseite keine hydrodynamischen Schubspannungskonzentrationen ersichtlich sind.

Diese Tatsache wird zusätzlich in der in Abbildung 6.60 dargestellten Radialspielverteilung des Kolbens (90°KW nach Zünd OT) ersichtlich. Im Falle des kleinen Kolbenspiels ist ein Minimum des Radialspiels auf beiden Seiten erkennbar, was zu einem „Zwängen“ des Kolbens führt.

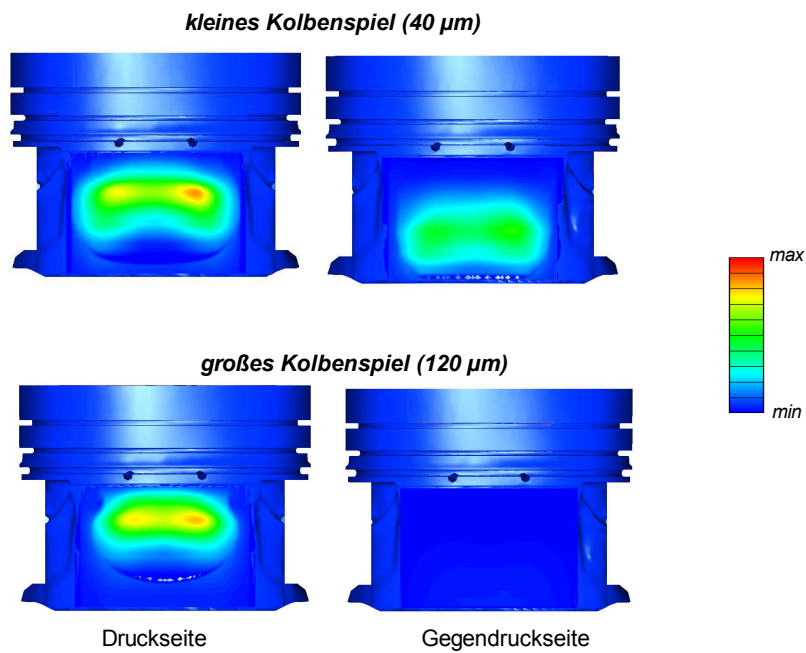


Abbildung 6.59: Hydrodynamische Schubspannungsverteilung am Kolbenhemd für kleines und großes Kolbenspiel – betrachteter Lastpunkt $p_i = 3.7 \text{ bar}$ bei einer Drehzahl von 1750 min^{-1} – 90°KW nach Zünd OT

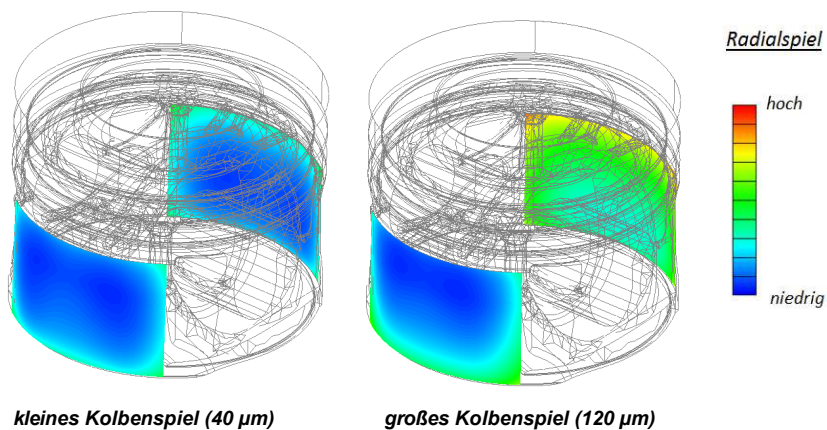


Abbildung 6.60: Radialspielverteilung am Kolbenhemd für kleines und großes Kolbenspiel – betrachteter Lastpunkt $p_i = 3.7 \text{ bar}$ bei einer Drehzahl von 1750 min^{-1} – 90°KW nach Zünd OT – Blick auf Druckseite

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Aufgrund des Treibhauseffekts sowie knapper werdender Rohstoffreserven liegt ein maßgebliches Ziel der Motorenentwicklung in der Reduktion des CO₂-Ausstoßes bzw. einer möglichst effizienten Umwandlung der Brennstoffenergie. Die Reduktion der Reibleistung von Verbrennungsmotoren stellt einen möglichen und wesentlichen Beitrag zur Erreichung dieser Entwicklungsziele dar.

Aufgrund dessen beschäftigt sich das Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik seit mehreren Jahren mit der Thematik der Reibleistung von Verbrennungsmotoren. Dabei wurden sowohl umfangreiche experimentelle Untersuchungen als auch Simulationsarbeiten zu diesem Themengebiet durchgeführt. Aufgrund der steigenden Bedeutung dieses Themengebiets beschäftigt sich auch diese Arbeit mit Reibleistungsuntersuchungen, sowohl experimentell als auch simulatorisch.

Im Zuge des experimentellen Teils der vorliegenden Dissertation wurde eine Vielzahl verschiedener Motortypen untersucht. Die Variationsbreite reicht hierbei von verschiedensten Pkw-Dieselmotoren, einem Pkw-Ottomotor über einen NFZ- und einen Baumaschinenmotor.

Ein Schwerpunkt der Arbeit liegt in der Untersuchung verschiedenster konstruktiver Parameter an der Kolbengruppe von Pkw-Dieselmotoren. Ein wesentliches Kriterium stellte hierbei die Messung der Reibleistung nach verschiedenen Methoden neben Akustikbewertungen und Ölverbrauchsverhalten dar. Da Reibungsmessungen an Verbrennungsmotoren sehr hohe Anforderungen an die Messtechnik und Messgenauigkeit stellen, erfolgte im Zuge dieser Tätigkeiten die Entwicklung einer methodischen Vorgehensweise zur Durchführung dieser Messungen.

Ein wesentlicher wissenschaftlicher Beitrag wird vom methodischen Vergleich verschiedener experimenteller Verfahren der Reibleistungsermittlung gebildet. Dies erfolgte durch die Bewertung verschiedener konstruktiver Parameter an der Kolbengruppe eines Pkw-Dieselmotors mittels befeuerter Reibungsmessungen nach der Indiziermethode sowie verschiedener Schleppmethoden. Diese Schleppmethoden unterschieden sich im Wesentlichen durch den konstruktiven Motoraufbau sowie die auf den Kurbeltrieb wirkenden Kräfte. Eine wesentliche Erkenntnis dieser methodischen Vergleiche ist, dass mit steigender Abweichung des Aufbauzustandes vom Realsystem ein sich vergrößernder Bewertungsfehler der reibungsbeeinflussenden konstruktiven Maßnahmen zu verzeichnen ist.

Die im Zuge der Reibungsmessungen erreichte hohe Messgenauigkeit konnte mehrmals durch real gemessene Verbrauchsunterschiede in verschiedenen Fahrzyklen messtechnisch bestätigt werden.

Um die in den Reibungsmessungen ermittelten Potenziale durch die real gemessenen Verbrauchspotenziale plausibilisieren zu können, wurden eine Vielzahl von Verbrauchspotenzialsimulationen, in welchen auch Längsdynamikzusammenhänge Einzug finden, unter anderem in verschiedensten Fahrzyklen getätigt.

Um die verschiedenen Reibungsanteile unterschiedlicher Motorkomponenten auflösen zu können, wurden eine Vielzahl von Motoren in Zuge von Strip-Down Reibungsmessungen untersucht.

Ein weiteres untersuchten Themengebiet stellt die Bewertung des Reibleistungsverhaltens bei einer Zylinderabschaltung an einem Pkw-Ottomotor dar. Hierbei konnte dieses aus Reibungssicht der Kolbengruppenreibung als neutral bewertet werden.

Da sich das Ziel der Reibungsreduktion an Verbrennungsmotoren nicht nur auf Pkw-Motoren beschränkt, wurden auch Motoren mit größeren Hubräumen in Bezug auf deren Reibungsverhalten untersucht. Entsprechend deren verschiedenen Anwendungsgebieten ergaben sich dabei interessante Unterschiede bezüglich deren Reibungsverhaltens. Des Weiteren wurde bei dem untersuchten NFZ-Motor der Einfluss der Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe sowie jener des Zylinderdrucks auf die Motorreibung untersucht. Eine wesentliche Erkenntnis, welche auch auf andere moderne Dieselmotoren übertragen werden kann, liegt in der Tatsache begründet, dass die Common-Rail Hochdruckpumpe zu einem maßgeblichen Reibungsverursacher zählt.

Der zweite wesentliche Teil dieser Arbeit wird von der Thematik der Simulation der Reibleistung am Grundkurbeltrieb von Verbrennungskraftmaschinen gebildet. Im Zuge dieser Untersuchungen wurden verschiedenste Methoden der Reibungssimulation angewandt und miteinander verglichen. Die dabei verwendeten Modelle reichen von relativ einfachen normalkraftbasierten Modellen, über geschwindigkeitsbasierte Striebeckmodelle, bis hin zu zum Teil relativ aufwändigen elastohydrodynamischen Simulationsmodellen. Diese Modelle unterschieden sich wesentlich hinsichtlich der Parameter Bedatungsaufwand, Komplexität, Berechnungszeit sowie Modellgrenzen. Beim Aufbau der verschiedenen Modelle stellte die experimentelle Validierung immer ein wesentliches Zielkriterium dar.

Ein hervorzuhebender Aspekt wird von der Erstellung eines elastohydrodynamischen Simulationsmodells (bzw. mehrerer Modelle) gebildet, mit welchem die Erfassung der Reibung sämtlicher im Grundkurbeltrieb vorhandener Kontaktstellen ermöglicht wurde. Auch hierbei konnten die Simulationsrechnungen mittels eines experimentellen Spezialaufbaus [34] verifiziert werden. Von entscheidender Wichtigkeit war es, die Berechnungen qualitativ mit Verschleißindikatoren an verschiedenen Bauteilen zu plausibilisieren. Hierbei konnten durchwegs zufriedenstellende qualitative Korrelationen festgestellt werden.

Des Weiteren wurden verschiedene EHD-Modelle zur Untersuchung unterschiedlicher konstruktiver Parameter an der Kolbengruppe eines Dieselmotors erstellt. Konkret er-

folgte die simulatorische Untersuchung der Parameter Kolbenbolzendesachsierung, Kolbenspiel und Kolbenschliffbild mittels des EHD-Modells.

7.2 Ausblick

Die Absenkung der Reibleistung an Verbrennungsmotoren bietet hohe Potenziale hinsichtlich einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. Die gleichzeitige Einhaltung verschiedener, mit der Reibung oft implizit in Verbindung stehender Kriterien wie Akustikverhalten, Ölverbrauch, mechanische Haltbarkeit usw. stellt eine wesentliche Herausforderung dar. Speziell an der Kolbengruppe, welche einen maßgeblichen Anteil an der Reibleistung eines Verbrennungsmotors bildet, konnten hohe Potenziale erkannt werden. Von wesentlichem Interesse ist es hierbei, weitere konstruktive Änderungen dieser Baugruppe zu untersuchen. Da jedoch auch die Nebenaggregate oftmals maßgebliche Anteile an der Gesamtreibungen bilden, gilt es auch hier Optimierungspotenziale auszuschöpfen.

Da die experimentelle Ermittlung geringer reibungsbeeinflussender Maßnahmen einen hohen messtechnischen Aufwand erfordert, stellt die Integration der Reibungssimulation in den Entwicklungsprozess ein wichtiges bzw. mögliches Werkzeug dar. Beispielsweise können damit künftig Einzelmaßnahmen in der Simulation identifiziert und als Maßnahmenpaket experimentell bewertet werden.

Ein wichtiger weiterer und auf dieser Arbeit aufbauender Schritt ist es die EHD-Simulationsmodelle zu erweitern bzw. die Arbeiten auf diesem Themengebiet fortzusetzen.

Literaturverzeichnis

- [1] Affenzeller, J., Gläser, H.: *„Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren“*, Die Verbrennungskraftmaschine / Neue Folge / Band 8, Springer Wien New York, 1996
- [2] Allmaier, H., Sander, D.E., Knauder, C., Reich, F.M.: *„Bestimmung der Reibungsverluste in Serienmotoren unter hohen Belastungen“*, Reibungsminimierung im Antriebsstrang - 3.ATZ-Fachtagung - CD-Rom, 2013
- [3] AVL: *„Theory - AVL Excite Power Unit / Version 2011.1“*, AVL List GmbH, 2. Auflage, 12/2011
- [4] AVL: *„Bedienungsanleitung OT-Sensor 428“*, Motorenmesstechnik, AVL List GmbH, 2002
- [5] AVL: *„Users Guide - AVL Excite Power Unit / Version 2011.2“*, AVL List GmbH, 05/2012
- [6] Basshuysen, R., Schäfer, F.: *„Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Systeme, Perspektiven“*, 5. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, 2002
- [7] Bartel, D., Schorgel, M., Hammer, E.: *„Messung des Einflusses verschiedener Honstrukturen auf die Reibung der Kolbengruppe in einem Dieselmotor“*, Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel - 7.VDI Fachtagung, VDI Berichte 2230, 2014
- [8] Bauder, R., Fröhlich, A., Rossi, D.: *„Neue Generation des 3.0-L-TDI Motors von Audi“*, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, Band 72, April 2011
- [9] Berberich, N., Knoll, G., Groß, T., Fischers-worring-Bunk, A., Kornprobst, W., Spitznagel, T.: *„Berechnungsmethodik zur tribologischen Funktionsoptimierung im Kolben-Zylinder-System“*, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 70. Jahrgang, Juni 2009
- [10] Deuss, T., Ehnis, H., Freier, R., Künzel, R.: *„Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Potenziale der Kolbengruppe“*, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 71. Jahrgang, Mai 2010
- [11] Deuss, T., Ehnis, H., Rose, R., Künzel, R.: *„Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Einfluss von Kolbenschaftbeschichtungen“*, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 72. Jahrgang, April 2011

- [12] Deuss, T., Ehnis, H., Bassett, M., Bisordi, A.: „*Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Zyklusrelevante CO₂-Ersparnis*“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 72. Jahrgang, November 2011
- [13] Deuss, T., Ehnis, H., Freier, R., Künzel, R.: „*Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Einfluss der Schaftgeometrie*“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 74. Jahrgang, Dezember 2013
- [14] Deuss, T., Ehnis, H., Freier, R., Künzel, R.: „*Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Einfluss der Schaftgeometrie*“, Reibungsminimierung im Antriebsstrang - 3.ATZ-Fachtagung - CD-Rom, 2013
- [15] Eichlseder H.: „*VKM-Funktionsentwicklung und Antriebskonzepte*“, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2012
- [16] Golloch, R., Kessen, U., Merker, G.P.: „*Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe eines Nfz-Dieselmotors*“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 63. Jahrgang, Juni 2002
- [17] Golloch, R.: „*Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*“, Springer Berlin Heidelberg New York, 2005
- [18] Hausberger, S., Luz, R.: „*PHEM User Guide für Version 10*“, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, 2010
- [19] IST Strukturanalyse Tribologie GmbH, Aachen.: „*TOWER-MBS, Hydrodynamic bearings and sliders in commercial MKS programs*“, http://www.simpack.com/uploads/media/um04_ist_tuzcu_08.pdf (abgerufen am 22.07.2014)
- [20] Knaus, O., Loibnegger, B., Hubert, M. Herbst, Kreuzwirth, G.: „*Einfluss von Strukturodynamik und elastohydrodynamischer Lagerung auf die Pleuelgestaltung*“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 63. Jahrgang, Juli-August 2002
- [21] Knoll, G., Reipert, P., Voigt, M., Lang, J.: „*Tribologische und strukturdynamische Auslegung des Kolben-Zylinder-Systems durch rechnergestützte Simulation*“, <http://ist-aachen.com/pimo1.pdf> (abgerufen am 22.07.2014)
- [22] Knoll, G., Lechtape-Grüter, R., Schönen, R., Träbing, C., Lang, J.: „*Simulationstools für strukturdynamisch/elastohydrodynamisch gekoppelte Motorkomponenten*“, <http://www.ist-aachen.com/simulation.pdf> (abgerufen am 22.07.2014)
- [23] Lagemann, V., Bosler, A., Mueller, F., Rösch, H., Ruoff, A., Ströer, M.: „*Optimierung der Kolbenreibung durch konsequenten Einsatz virtueller Prüfläufe in der Motorenentwicklung*“, Reibungsminimierung im Antriebsstrang - 3.ATZ-Fachtagung - CD-Rom, 2013

-
- [24] Mahle GmbH: „*Kolben und motorische Erprobung*“, Praxis / ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg + Teubner Verlag, 2011
- [25] Merker, G. P., Schwarz, C., Teichmann, R.: „*Grundlagen Verbrennungsmotor - Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*“, 5. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, 2011
- [26] Middendorf, H., Theobald, J., Lang, L., Hartel, K.: „*Der 1.4-L-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung*“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 73. Jahrgang, 2012
- [27] Offner, G., Priebisch, H.: „*Strukturodynamik, Akustik und numerische Methoden*“, Vorlesungsskriptum, Institut für Maschinendynamik und thermische Turbomaschinen, Technische Universität Graz, 2013
- [28] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, 3. Auflage, Der Fahrzeugantrieb - Herausgegeben von Helmut List, Springer Wien New York
- [29] Rienäcker, A., Felbinger, F., Wolf, C., Brands, C., Hensen, K.: „*Simulation: Reibungsoptimierung im Kurbeltrieb*“, Reibungsminimierung im Antriebsstrang - 3.ATZ-Fachtagung - CD-Rom, 2013
- [30] Schaffer, K.M.: „*Maßnahmen zur Verbesserung des Arbeitsprozesses und des Reibungsverhaltens von Pkw Dieselmotoren*“, Dissertation, Technische Universität Graz, 2011
- [31] Scholz, B.: „*Dreidimensionale Simulation der Hydrodynamik bewegter Bauteile in Verbrennungsmotoren*“, Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart - Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren - Herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende - Band 21, expert Verlag, 2004
- [32] Spitznagel, T., Berberich, N., Gabbert, U.: „*Reduktion der Zylinderverzüge zur Effizienzsteigerung von Verbrennungsmotoren - Eine numerische Potenzialstudie*“, technisches Kolloquium Garching, 11-12. April 2011, CD-Rom, 2011
- [33] Ullmann, J.: „*Die Reibungs- und Pumpverluste des schnelllaufenden Otto- und Dieselmotors*“, ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, Heft 14, 1939
- [34] Wichtl, R.: „*Dissertation in Arbeit*“, Technische Universität Graz, 2014
- [35] Wimmer, A.: „*Motorenmesstechnik*“, Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2008