

VORSTAND: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Helmut EICHLSEDER

Diplomarbeit

REIBUNGSUNTERSUCHUNG DES KURBELTRIEBES EINES MODERNEN PKW-DIESELMOTORS

Verfasser

Markus Reitzinger

**Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und
Thermodynamik der Technischen Universität Graz**

Betreuender Professor: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

Betreuer:

DI. Rudolf Wichtl

Graz,

27.11.2013

Eidesstattliche Erklärung

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

Markus Reitzinger

Graz, 27.11.2013

Vorwort

Die Verbrauchsreduktion der Verbrennungskraftmaschine (VKM) stellt in der heutigen Zeit große Anforderungen an die Motorenentwicklung. In Anbetracht dieser Tatsache ist eine Reduktion der Reibung im Motor ein Weg, um den Kraftstoffverbrauch zu senken. Die Messung der Reibungsverhältnisse im Motor sowie das Verstehen der Zusammenhänge unter realen Betriebsbedingungen stellt hierbei eine der großen Herausforderungen dar.

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Rahmen der in Arbeit befindlichen Dissertation von Rudolf Wichtl. Mit dieser Diplomarbeit soll ein Beitrag zum Verständnis der reibungsbeeinflussenden Parameter in der VKM geleistet werden. Durch die Ermittlung einer innermotorischen Reibungsverteilung der Motorkomponenten soll ein Einblick über mögliche Reduktionspotentiale erbracht werden. Zur Messung der Reibungsverteilung kommt ein neuartiges Messverfahren zum Einsatz.

Ganz besonders möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. DI. Dr. techn. Helmut Eichlseder für die Möglichkeit zur Durchführung dieser Diplomarbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU Graz bedanken.

Besonderer Dank gilt auch meinem Betreuer, DI. Rudolf Wichtl, für die tatkräftige Unterstützung und Hilfestellung während meiner Zeit am Institut.

Bedanken möchte ich mich auch bei DI. Andreas Wagner und Michael Barth, die mich im Laufe des Projektes unterstützt haben.

Ein weiterer großer Dank gilt meiner Freundin, die mich während meines Studiums mit sehr viel Verständnis und Ermutigung unterstützt hat.

Vor allem möchte ich mich bei meinen Eltern für die Unterstützung während des gesamten Studiums bedanken. Ihre Hilfestellung in den schwierigen Phasen meines Studiums war für mich von unschätzbarem Wert.

Markus Reitzinger

November, 2013

Kurzfassung

Die Verbrauchsreduktion der VKM stellt große Anforderungen an alle Motorenentwickler. Aufgrund der bereits sehr ausgereiften Dieselmotorentechnik, setzt eine verbrauchsverringende Maßnahme das detaillierte Verständnis über die reibungsverursachenden Vorgänge in der VKM voraus.

Um das Verständnis über die reibungsbeeinflussenden Komponenten im Motor zu erweitern, sollte eine weiterentwickelte Version eines Vierzylinder Dieselmotors am Prüfstand vermessen werden. Für die Vermessung des Reibkennfeldes stand die Konstruktion einer neuartigen Messvorrichtung im Vordergrund. Durch diese neuartige Messvorrichtung sollte eine direkte Ermittlung der Kurbeltriebsreibung im befeuerten Betrieb ermöglicht werden. Ein erweitertes Verständnis bezüglich der lastabhängigen Veränderungen der Reibungszustände in der VKM konnte durch dieses neuartige Messverfahren erlangt werden.

Durch Ausbau der Nebenaggregate und Fremdkonditionierung der Betriebsmittel (Öl, Kühlmittel, Ladeluft, Kraftstoff) wurde eine Strip-Down-Messung im befeuerten Betrieb durchgeführt. Durch die Differenzenbildung der Strip-Schritte wird eine Erfassung der Nebenaggregatsreibung ermöglicht und Reduktionspotentiale der Einzelkomponenten werden aufgezeigt.

Ein Ziel dieser Diplomarbeit war die Ermittlung der Reibungsveränderung infolge einer Vergrößerung der Desachsierung zur Druckseite. Zu diesem Zweck sollte an einem modernen Vierzylinder Dieselmotor eine Kennfeldvermessung im befeuerten Betrieb durchgeführt werden. Durch den Vergleich des 1. Versuchsträgers, mit einem bis auf den Kolben baugleichen Motor, kann eine Beurteilung der veränderten Desachsierung erfolgen. Das Vergleichs-Reibkennfeld wurde in einem Vorprojekt am Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU Graz ermittelt.

Die Kolbenreibung entspricht bei einer geschleppten Messung aufgrund veränderter Betriebsparameter nicht der Reibung, die im realen Motorbetrieb auftritt. Kolbenkräfte, Bauteiltemperaturen, Kolbensekundärbewegung, Schmierfilmttemperaturen im Kolben-Liner-Kontakt sowie in den Lagerstellen, verändern sich infolge der niedrigeren Zylinderdrücke im geschleppten Betrieb. Deshalb wurde ein Vergleich zwischen geschleppter und befeuerter Messung durchgeführt. Dieser Vergleich ermöglicht die Abschätzung der Abweichung zwischen befeuerter und geschleppter Messung.

Abstract

Reducing the fuel consumption in combustion engines is one of the biggest challenges for every motor developer. Diesel engines are already highly optimised and fuel reducing measures require a detailed understanding of the combustion engine's friction processes.

An advanced version of a modern 4 cylinder diesel engine was measured on the test rig in order to increase the understanding of friction influencing motor components. Here, the emphasis was laid on the construction of a measurement which enabled to derive the friction diagram. With the new measurement device it was possible to capture the piston group friction in the fired mode of the engine. This new measurement process helped to gain a more advanced understanding about the load dependent change of friction in the engine.

A Strip-Down measurement was carried out by demounting auxiliary devices step by step and externally conditioning oil, cooling liquid, supercharged air and fuel. The friction reduction potential of particular components was captured by applying the "strip-steps" and measuring the changes.

An aim of this thesis was to measure changing friction in relation to an increasing piston pin offset towards the pressure side. For this purpose the engine characteristic mapping was conducted for a modern 4 cylinder diesel engine in fired operation mode. Two almost identical motors, with the only difference being the piston design, were compared. Thus it was possible to measure the effect of a different piston pin offset. The friction diagram itself had been derived in course of a project at the institute of combustion engines at the TU-Graz.

The piston friction does not necessarily represent friction in a real fired engine because of the changed operation parameters when the motor is driven externally. Examples are the low pressure in the cylinders and the piston forces, the temperature of parts as well as the piston's secondary movements and lubrication film temperatures in the piston and bearing areas. Hence, a comparison of the fired and externally driven motor mode was compared. This comparison enabled the estimation of the deviation between measurements of the fired and non fired mode.



Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

a	m/s^2	Beschleunigung
A	m^2	Fläche, Oberfläche, Querschnittfläche
b_e	g/kWh	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
d	m	Durchmesser
f	s^{-1}	Frequenz
F	N	Kraft
F_N	N	Normalkraft
$F_{N_{zus}}$	N	zusätzliche Kolbennormalkraft
$F_{N_{ges}}$	N	gesamte Kolbennormalkraft
F_R	N	Reibkraft
$F_{R_{ges}}$	N	gesamte Reibkraft
F_{ST}	N	Stangenkraft
g	m/s^2	örtliche Fallbeschleunigung
l	m	Länge
m	kg oder mol	Masse
M_d	$\text{N}\cdot\text{m}$	Drehmoment
M_K	Nm	Kippmoment des Kolbens
n	Min^{-1}	Drehzahl
p	bar , Pa	Druck
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
p_r	bar	Reibmitteldruck
$p_{r_Aufbauschritt}$	bar	Reibmitteldruck des jeweiligen Aufbauschnittes
$p_{r_Kurbeltrieb}$	bar	Reibmitteldruck des Kurbeltriebes mit Zahnriemen
$p_{r_Kurbeltrieb_real}$	bar	Reibmitteldruck des Kurbeltriebes mit Steuerkette
p_{r_offset}	bar	Reibmitteldruck-Offset
p_e	bar	effektiver Mitteldruck
P	$(\text{k})\text{W}$	Leistung
P_e	$(\text{k})\text{W}$	effektive Leistung
P_i	$(\text{k})\text{W}$	indizierte Leistung
P_r	$(\text{k})\text{W}$	Reibleistung
s	m	Weg
t	$^{\circ}\text{C}$	Celsius-Temperatur
U	V	elektrische Spannung
V	m^3	Volumen
w	J/kg	spezifische Arbeit
W	J	Arbeit
x	m	Koordinate
x_K	m	Kolbenweg
\dot{x}_K	m/s	Kolbengeschwindigkeit
\ddot{x}_K	m/s^2	Kolbenbeschleunigung
y	m	Koordinate
z	m	Koordinate

Griechische Formelzeichen

α	Grad	Schränkungswinkel
ε	–	Leistungszahl; Verdichtungsverhältnis
η	–	Wirkungsgrad
η_e	–	effektiver Wirkungsgrad
η_i	–	innerer Wirkungsgrad
η_m	–	mechanischer Wirkungsgrad
μ	–	Reibungskoeffizient
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	s	Zeit
φ	Grad KW	Kurbelwinkel
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
δ	unvollständiges Differential
∂	partiell Differential
Π	Produkt
Σ	Summe

Weitere Indices und Abkürzungen

1D	eindimensional
3D	dreidimensional
abs	absolut
chem	chemisch
DI	Direct Injection (Direkteinspritzung bzw. Direkteinblasung)
el	elektrisch, Elektron
engl	englisch
EN	Europäische Norm
EU	Europäische Union
FS	Füllstand
ges	gesamt
ggf	gegebenenfalls
h	Hubraum (des Zylinders)
H	Hochdruck(phase), Hubraum (des Motors), Heizung
HDP	Hochdruckpumpe
IVT	Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
k	Kilo (10 ³); Anzahl der Komponenten
kin	kinetisch
konst	konstant
max	maximal
min	minimal
MFB	Mass Fraction Burnt

NEDC	New European Driving Cycle
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OT	oberer Totpunkt
pot	potentiell
PU	Pumpe
R	Reibung
VA	Versuchsaufbau
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WAPU	Wasserpumpe
ZMS	Zweimassenschwung

INHALT

1	EINLEITUNG	1
2	AUFGABENSTELLUNG	3
3	THEORETISCHE GRUNDLAGEN	4
3.1	REIBUNG IN DER VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINE	4
3.2	GLEITLAGERREIBUNG.....	4
3.3	REIBUNGSBEEINFLUSSENDE KOMPONENTEN IN DER VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINE	6
3.3.1	Kolben	6
3.3.2	Kolbenringe	7
3.3.3	Kurbelwelle	9
3.3.4	Ausgleichswelle.....	10
3.3.5	Ventiltrieb.....	10
3.3.6	Ölpumpe	10
3.3.7	Riementrieb	11
3.4	MESSMETHODEN	12
3.4.1	Schleppleistungsmessung	12
3.4.2	Indiziermethode	13
3.5	KINEMATIK DES KURBELTRIEBES MIT DESACHSIERUNG	14
3.5.1	Kinematikberechnung.....	15
3.5.2	Kräfteberechnung	16
4	VERSUCHSTRÄGERBESCHREIBUNG	17
5	MESSTECHNIK	18
5.1	MESSSTELLENPLAN	18
5.1.1	Messstellenliste und Verwendungsüberblick	18
5.1.2	Messstellen am ersten Versuchsträger.....	20
5.1.3	Messstellen am zweiten Versuchsträger	20
5.2	DREHMOMENTMESSTECHNIK.....	21
5.3	ZYLINDERDRUCKINDIZIERUNG	23
5.4	MESSDATEN AUS MOTOR-STEUERGERÄT	25
6	PRÜFSTANDSAUFBAU DES 1. VERSUCHSTRÄGERS	26
6.1	VERSUCHSTRÄGERANBINDUNG AN DEN MOTORENPRÜFSTAND.....	26
6.2	BETRIEBSMITTELKONDITIONIERUNG DES 1. VERSUCHSTRÄGERS	28
6.2.1	Kühlmittelkonditionierung	28
6.2.2	Ladeluftkonditionierung	30
6.2.3	Kraftstoffkonditionierung.....	32

7	MESSERGEBNISSE MOTOR 1.....	33
7.1	KENNFELDVERMESSUNG	33
7.2	LASTSCHNITTAUSWERTUNG DES 1. VERSUCHSTRÄGERS	34
7.3	BERECHNUNGSMODELL.....	37
7.4	AKUSTIKBEWERTUNG.....	40
7.5	NEDC VERGLEICH MOTOR 1 / VERGLEICHSMOTOR.....	41
8	PRÜFSTANDSAUFBAU DES 2. VERSUCHSTRÄGERS	42
8.1	MOTIVATION FÜR DIE ENTWICKLUNG DER MESSVORRICHTUNG	42
8.2	MESSVORRICHTUNG	43
8.2.1	Konstruktion Messvorrichtung	44
8.2.2	Ölkonditionieranlage	51
8.2.3	Aufbau des Versuchsträgers am Prüfstand	52
8.3	AUFBAUKONFIGURATIONEN	54
8.3.1	1. Versuchsträgeraufbau	54
8.3.2	2. Versuchsträgeraufbau	55
8.3.3	3. Versuchsträgeraufbau	57
8.3.4	4. Versuchsträgeraufbau	58
8.3.5	5. Versuchsträgeraufbau	59
9	MESSERGEBNISSE MOTOR 2.....	60
9.1	ERMITTLUNG DES ÖL-TEMPERATURKENNFELDES	60
9.2	LASTSCHNITTAUSWERTUNG DES 2. VERSUCHSTRÄGERS	61
9.3	REIBUNG DES KURBELTRIEBES.....	62
9.4	REIBUNG DES VENTILTRIEBES UND DER HOCHDRUCKPUMPE	64
9.5	REIBUNG DER WASSERPUMPE	65
9.6	REIBUNG DER ÖLPUMPE	66
9.7	REIBUNGSaufTEILUNG DER KOMPONENTEN IM VOLLMOTOR	68
9.8	PLAUSIBILISIERUNG DER MESSERGEBNISSE DURCH KRAFTSTOFFVERBRAUCH.....	70
9.9	KONDITIONIERUNG UND REPRODUZIERBARKEIT DER VERSUCHSAUFBAUTEN.....	72
9.10	VERGLEICH GESCHLEPPTER ZU BEFEUERTER MESSUNG.....	73
9.11	VERGLEICH NEDC-ZYKLUS MOTOR 1 / MOTOR 2	74
9.12	KENNFELDVERGLEICH MOTOR1/MOTOR2.....	76
9.13	DREHMOMENTWERTE DER MESSFLANSCH.....	77
10	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	80
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	81
	TABELLENVERZEICHNIS	85
	LITERATURVERZEICHNIS	86
	ANHANG:	87

1 Einleitung

Der Umweltaspekt im Bereich des Individualverkehrs erlangt immer mehr an Bedeutung. Die Reduzierung des Kraftstoffverbrauches sowie nachhaltiger Umgang mit den Ressourcen sind immer wichtiger werdende Aspekte der Automobilentwicklung. Zugleich steigen die Anforderungen der Kunden in Bezug auf die Wirtschaftlichkeit des Automobils.

Gesetzliche Forderungen nach immer strengeren Schadstoff-Emissions-Grenzwerten und Reduzierung der CO₂-Emissionen wirken sich direkt auf die Senkung der Flottenverbrauchs-Grenzwerte aus. Dies erhöht den Druck auf die Automobilhersteller zur weiteren Effizienzsteigerung der Verbrennungskraftmaschine (VKM).

Daraus folgt zwangsläufig die Notwendigkeit zur Steigerung des effektiven VKM-Wirkungsgrades.

Die Erhöhung des Wirkungsgrades kann durch die Reduzierung der Verluste im Bereich von Thermodynamik und Ladungswechsel erreicht werden. Optimierungen in diesen Bereichen steigern den inneren (indizierten) Wirkungsgrad. Aufgrund der enormen Entwicklungsfortschritte der letzten Jahre werden weitere Verbesserungen diesbezüglich immer schwieriger und aufwendiger.

Der effektive Wirkungsgrad setzt sich aus dem Produkt von indiziertem η_i und mechanischen Wirkungsgrad η_m zusammen.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (1)$$

Die Reduktion der mechanischen Verluste der VKM stellt ein großes Potential zur Kraftstoffeinsparung dar. Durch Reduzierung der Reibung in der VKM wird eine Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades erreicht, wodurch eine unmittelbare Senkung des Kraftstoffverbrauches erfolgt.

Unter dem mechanischen Wirkungsgrad versteht man das Verhältnis von abgegebener Leistung zu der durch die Verbrennung an den Kolben zugeführter Leistung. Dies entspricht auch dem Verhältnis von effektivem zu indiziertem Mitteldruck.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (2)$$

Der prozentuelle Anteil der mechanischen Verluste sinkt mit steigender Last, was sich durch die Verschiebung des Bezugspunktes von effektivem und indiziertem Mitteldruck begründen lässt. Diese Tendenz ist anhand des nachfolgenden Berechnungsbeispiels 1 erkennbar, in dem zwei Lastpunkte bei konstanter Motordrehzahl von 2000 min⁻¹ verglichen werden.

Berechnungsbeispiel 1:

2. Versuchsträger	
2000 min ⁻¹ p _e = 1,978 bar p _r = p _i - p _e = 0,618 bar	$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,998}{2,641} = 0,7490 \triangleq 74,9 \%$ <i>mechanische Verluste: 25,1 %</i>
2000 min ⁻¹ p _e = 15,953 bar p _r = p _i - p _e = 1,016 bar	$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{15,953}{17,016} = 0,9375 \triangleq 93,75 \%$ <i>mechanische Verluste: 6,25 %</i>

Mit den ermittelten p_e und p_i Werten eines Lastschnittes kann der Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades über Last berechnet werden. Die sich dadurch ergebenden prozentuellen mechanischen Verluste entsprechen dem prozentuellen Kraftstoffverbrauch, der zur Überwindung der Reibung aufgewendet werden muss. Infolge dessen kann eine mögliche Verbrauchsreduktion in Abhängigkeit der Reibungsreduktion berechnet werden. In Abb. 1.1 ist die theoretisch mögliche prozentuelle Verbrauchsreduktion im Lastschnitt bei einer Motordrehzahl von 2000 min⁻¹ des zweiten Versuchsträgers abgebildet. Die für die Berechnung erforderlichen p_e- und p_i-Daten stammen aus dem in Kapitel 9.2 gezeigten Lastschnitt bei einer Motordrehzahl von 2000 min⁻¹. Die theoretisch mögliche Verbrauchsreduktion wurde unter der Voraussetzung konstant gehaltener p_i-Messwerte berechnet. Die rot gekennzeichneten Messpunkte bei der Reibungsreduktion von 100% entsprechen den mechanischen Verlusten aus dem oben angeführten Berechnungsbeispiel.

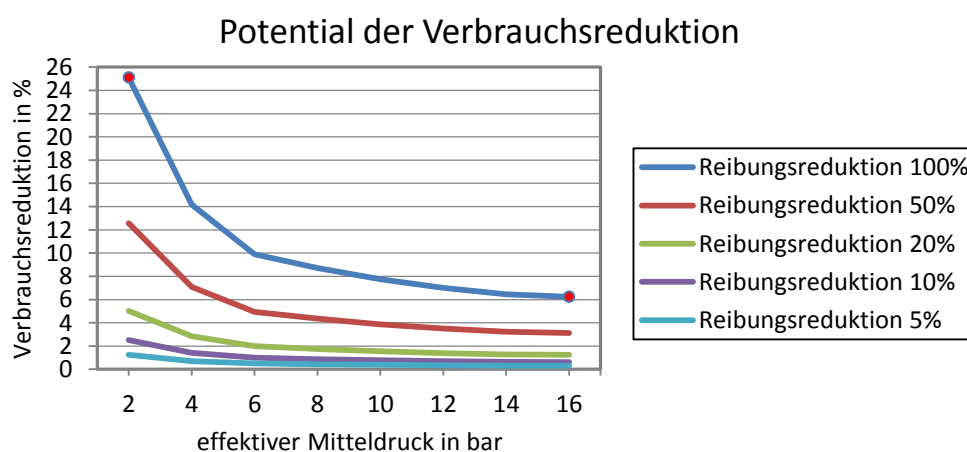


Abb. 1.1: Potential der Verbrauchsreduktion bei einer Motordrehzahl von 2000 min⁻¹

Dieses mögliche Kraftstoffeinsparungspotential gibt Anlass zur genaueren Untersuchung der reibungsverursachenden Parameter in der Verbrennungskraftmaschine unter realen Betriebsbedingungen (befeuerter Betrieb der Verbrennungskraftmaschine, Konditionierung der Betriebsmitteltemperaturen und -durchflüsse).

2 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird die Reibleistung von zwei modernen PKW Diesel Motoren im befeuerten Betrieb untersucht. Die Messwerte sollen mittels stationärer und instationärer Messungen auf einem Motorenprüfstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) der TU Graz ermittelt werden.

Die Kennfeldvermessung des ersten Versuchsträgers dient der Untersuchung einer Desachsierungsänderung der Kolben zur Druckseite, in Bezug auf das Reibungsverhalten. Für die Ermittlung des Reduzierungspotentials der Reibleistung durch Desachsierungsänderung werden die Messungen mit den Ergebnissen eines Vorprojektes verglichen. In diesem Vorprojekt wurde ein baugleicher Motor mit Standard-Desachsierung verwendet. Weitere Ziele der Untersuchung sind die Ermittlung des Kraftstoffeinsparungspotentials durch Desachsierungsänderung in einem NEDC-Zyklus, sowie ein Vergleich des Akustikverhaltens.

Die direkte Messung der Kurbeltriebsreibung steht bei der Untersuchung des zweiten Versuchsträgers im Vordergrund. Zu diesem Zweck wurde im Zuge der in Arbeit befindlichen Dissertation von Rudolf Wichtl eine Messvorrichtung zur Reibungsermittlung des Kurbeltriebs am IVT entwickelt und eingesetzt. Mit diesem neuartigen Messverfahren wird zusätzlich ein Vergleich zwischen geschleppter und befeuerter Messung möglich. Untersuchungen bezüglich Reibung der Nebenaggregate, NEDC-Zyklus und die Ermittlung eines Vollmotor-Reibungskennfeldes werden durchgeführt.

Der nachfolgende Bericht dokumentiert die Vorgehensweise der Arbeiten und interpretiert die Messergebnisse.

3 Theoretische Grundlagen

3.1 Reibung in der Verbrennungskraftmaschine

Die mechanischen Verluste in einer Verbrennungskraftmaschine werden primär durch die Reibung zwischen den Bauteilen des Kurbeltriebes, des Steuertriebes und des Ventiltriebes verursacht. Sekundär treten durch den Antrieb der Nebenaggregate Reibungsverluste auf. Die Nebenaggregate des Motors gliedern sich in zwei Bereiche. Erster Bereich stellt die betriebsnotwendigen Aggregate dar. Wasserpumpe, Generator, Ölpumpe, Vakuumpumpe und Hochdruckpumpe fallen in diesen Bereich. Der zweite Bereich beinhaltet Nebenaggregate wie Klimakompressor oder Lenkhilfepumpe, die für den Motorbetrieb nicht zwingend erforderlich sind.

3.2 Gleitlagerreibung

Gleitlager werden aufgrund ihrer sehr guten Eignung für starke stoßartige Belastungen sowie bei geringem Platzbedarf in der Verbrennungskraftmaschine verwendet.

Die Reibung in einem Gleitlager lässt sich anhand der Stribeckkurve erklären und teilt sich prinzipiell in drei Bereiche auf (Abb. 3.1):

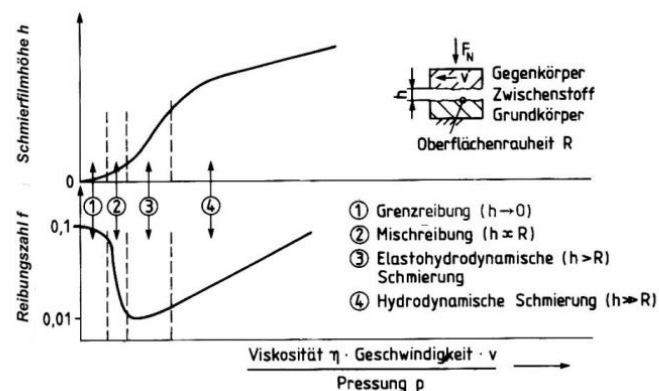


Abb. 3.1: Schematische Darstellung der Stribeckkurve [1]

Der Grenzreibungsbereich tritt am Beginn der Drehbewegung auf und besteht zum Großteil aus Festkörperreibung.

Der Mischreibungsbereich beschreibt den Übergang von Festkörperreibung zur Flüssigkeitsreibung. Dieser Reibungszustand tritt vorwiegend dann auf, wenn der tragende Schmierfilm

noch nicht ausreicht, um die Reibpartner vollständig zu trennen. Dies kann einerseits durch zu niedrige Relativgeschwindigkeiten oder zu hohe Belastungen auftreten.

Der elastohydrodynamische und hydrodynamische Bereich besteht aus reiner Flüssigkeitsreibung. Es tritt keine Festkörperberührung auf, da die Bauteile durch den tragenden Schmierfilm vollständig voneinander getrennt werden. Der Beginn dieses Bereiches wird durch den sogenannten Ausklinkpunkt am Ende des Mischreibungsbereiches gekennzeichnet. [2]

Der Reibwert der Gleitlagerpaarung hängt von der Gleitgeschwindigkeit, der Oberflächenbeschaffenheit, der Lagerbelastung und der Viskosität des Schmierfilms ab. Die Viskosität des Schmiermittels verändert sich mit der Temperatur, wodurch sich der Verlauf der Stribeckkurven ändert. In Abb. 3.2. sind die Stribeckverläufe für drei Öle unterschiedlicher Viskosität abgebildet. [2]

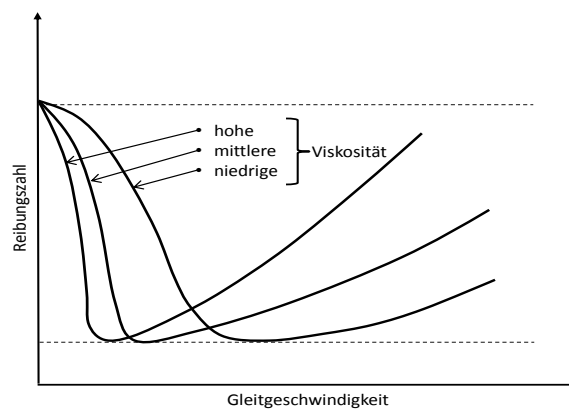


Abb. 3.2: Stribeckfunktion in Abhängigkeit der Viskosität [3]

Zusätzlich verändert sich der Verlauf der Stribeckkurve in Abhängigkeit der Belastung. Die Kurven für unterschiedliche Belastungsfälle bei konstanter Viskosität sind in Abb. 3.3 gezeigt. Es ist erkennbar, dass die Reibungszahl im Bereich der Flüssigkeitsreibung mit zunehmender Belastung abnimmt. [2]

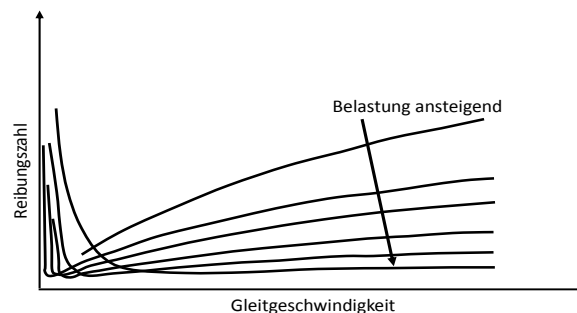


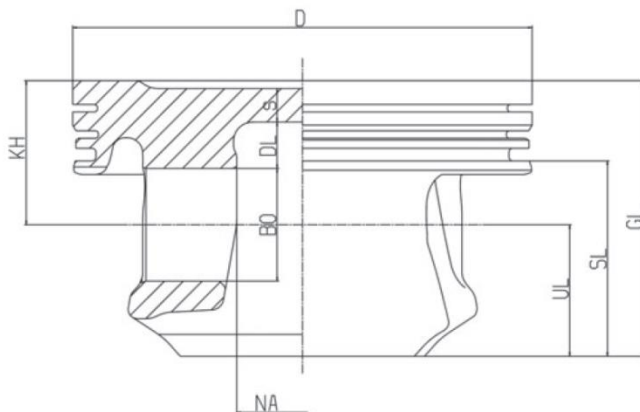
Abb. 3.3: Stribeckverläufe infolge geänderter Belastungszustände [3]

3.3 Reibungsbeeinflussende Komponenten in der Verbrennungskraftmaschine

Im Anschluss werden reibungsbeeinflussende geometrische Parameter des Kurbeltriebes behandelt. Die Auswirkungen der betriebsnotwendigen Nebenaggregate (Ölpumpe, Vakuumpumpe, Hochdruckpumpe und Wasserpumpe) auf die Reibung in der Verbrennungskraftmaschine werden nachfolgend beschrieben.

3.3.1 Kolben

Die Kolbengeometrie umfasst die geometrischen Abmessungen (Abb. 3.4) des Kolbens. Kolbendurchmesser, Schaftlänge, Kompressionshöhe, Ringstegbreite und Kolbenbolzenbohrung zählen zu den reibungsbeeinflussenden Parametern, wodurch Bewegungsablauf und Kolbenkräfte beeinflusst werden können.



- BO: Nabenbohrungsdurchmesser (Kolbenbolzendurchmesser)
- KH: Kompressionshöhe
- NA: Nabenabstand
- D: Kolbendurchmesser
- s: Bodendicke
- DL: Dehnlänge
- SL: Schaftlänge
- GL: Gesamtlänge
- UL: Untere Länge

Abb. 3.4: Hauptabmessungen von Leichtmetallkolben [4]

Kolbenspiel und Schliffbild sind weitere konstruktive Parameter, welche die Reibung zwischen Kolben und Zylinderlauffläche wesentlich beeinflussen. Durch die Wärmeausdehnung des Materials im Betrieb verändern sich die Reibungsverhältnisse in Abhängigkeit der Bauteiltemperatur. Um die Gleiteigenschaften zu verbessern werden Beschichtungen der Kolbenoberfläche eingesetzt. Diese Gleitschichten können unter anderem aus Zinn mit einer Schichtdicke von ca. 1 μm oder aus in Kunstharz gebundenem Graphit mit Schichtdicken bis ca. 20 μm bestehen. [5]

Die Desachsierung des Kolbenbolzens ist ein weiterer Parameter, der die Reibung zwischen Kolben und Liner beeinflusst.

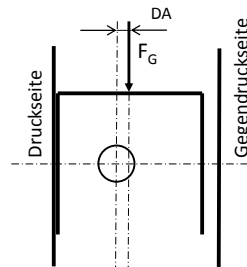


Abb. 3.5: Desachsierung des Kolbenbolzens

Wie in Abb. 3.5 zu erkennen, wird durch eine horizontale Verschiebung der Kolbenbolzenachse zur Kolbenmitte die Desachsierung erzeugt, welche zur Druck- oder Gegendruckseite erfolgen kann. Die Zylinderseite, an die der Kolben bei der Abwärtsbewegung durch den Gasdruck gedrückt wird, bezeichnet man als Druckseite. Durch die dezentrale Platzierung des Kolbenbolzens ändern sich Normalkräfte und Sekundärdynamik des Kolbens. Dadurch wird der Schmierfilmaufbau zwischen Kolben und Liner, sowie die Motorakustik, beeinflusst. [4]

3.3.2 Kolbenringe

Die Kolbenringe (Abb. 3.6) in einer Verbrennungskraftmaschine haben mehrere Aufgaben. Sie dienen der Abdichtung des Brennraumes gegenüber dem Kurbelgehäuse, leiten die Wärme des Kolbens an die Zylinderwand und streifen das überschüssige Öl an der Zylinderwand in die Ölwanne ab. All diese Aufgaben werden durch das so genannte Ringpaket übernommen. Dieses besteht in den hier untersuchten Motoren aus 3 Ringen, dem ersten und zweiten Verdichtungsring sowie einem Ölabstreifring.

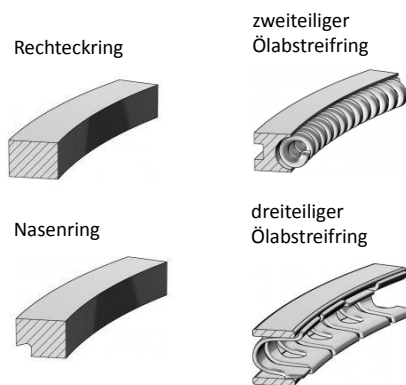


Abb. 3.6: Kolbenringbauformen [6]

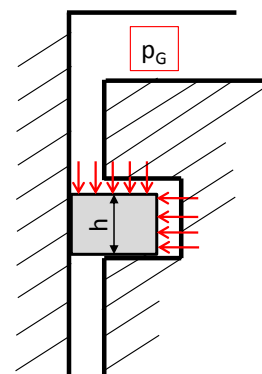


Abb. 3.7: Druckverteilung am 1. Kolbenring

Die Abdichtung gegenüber dem Kurbelgehäuse übernimmt primär der erste Verdichtungsring, welcher unterhalb des Feuersteiges sitzt. Dieser wird durch den Verbrennungsdruck sowie die radiale Federkraft des Ringes an die Zylinderwand gedrückt (Abb. 3.7). Ausschlaggebend für den Anpressdruck des Ringes an die Zylinderwand ist die Fläche hinter dem Kolbenring, auf die der Gasdruck wirkt. Dieser Anpressdruck beeinflusst wesentlich das Reibungsverhalten im Kolben-Liner-Kontakt und ist ein konstruktiv in engen Grenzen änderbarer Parameter. Durch eine Reduzierung der Ringhöhe (h) verkleinert sich die Fläche, auf die der Gasdruck wirkt wodurch der Anpressdruck abnimmt.

Der zweite Ring befindet sich unter dem ersten Verdichtungsring und ist meist als Nasenminuten- oder Nasenring ausgeführt. Diese Bauart wird aufgrund der guten Ölabbstreifwirkung auch Abstreifring genannt. Er vermindert die Ölrückstandsmenge an der Zylinderwand im Verbrennungsraum und reduziert somit den Ölverbrauch des Motors. [7]

Der Ölabbstreifring kann zwei- oder dreiteilig ausgeführt sein. Er befindet sich unter dem Abstreifring. Die an der Zylinderwand von der Ölspritzdüse aufgebrauchte überschüssige Ölmenge streift dieser Ring zurück in die Ölwanne.

Ölabbstreifring und Abstreifring (Nasenring), in Verbindung mit der Oberflächenrauigkeit der Zylinderwand, beeinflussen die Ölrückstandsmenge im Verbrennungsraum und dadurch die Schmiermittelbilanz (Abb. 3.8) des Motors wesentlich. Diese Ölrückstände im Verbrennungsraum verursachen ca. 80 - 90% des Ölverbrauchs und gelangen als unverbrannte Kohlenwasserstoffe in das Abgas der Verbrennungskraftmaschine. Nur geringe Anteile des Schmiermittels nehmen an der Verbrennung teil, wodurch Partikelemissionen beeinflusst werden. Eine genaue prozentuelle Verteilung der Ölverbrauchsanteile kann nicht allgemein gültig angegeben werden, da sie von verschiedenen motorspezifischen Randbedingungen abhängt. [4] [8] [9]

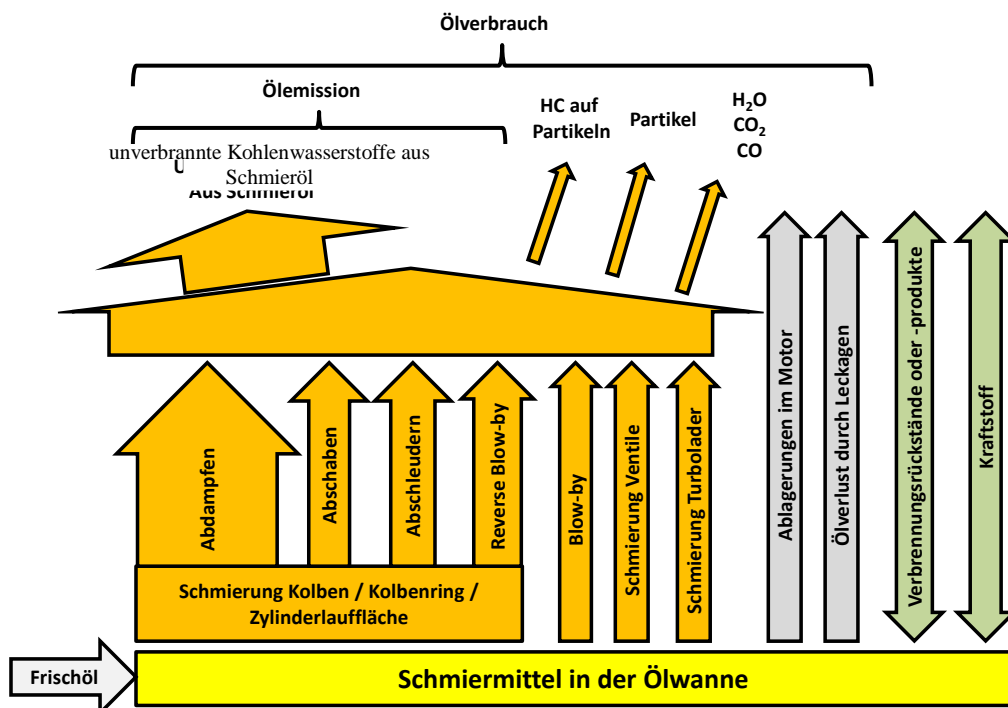


Abb. 3.8: Schmiermittelbilanz am Verbrennungsmotor [4] [9] [10]

Der Betriebspunkt des Kolbenrings auf der Stribeckkurve ist kurbelwinkelabhängig. Im Bereich der Totpunkte kommt es zu Mischreibung, während in Bereichen hoher Gleitgeschwindigkeiten hydrodynamische Schmierverhältnisse erreicht werden. Diese kurbelwinkelabhängige Änderung der Schmierverhältnisse beeinflusst die Reibungsverhältnisse wesentlich. [6]

3.3.3 Kurbelwelle

Die Lager der Kurbelwelle werden im befeuerten Betrieb durch die hohen Spitzendrücke sehr stark beansprucht. Die Auslegung der Haupt- und Pleuellager ist verantwortlich für die Reibung in den Lagerstellen. In Strip-Down-Messungen mit Meistergewichten kann die Reibung der Kurbelwelle im geschleppten Betrieb ermittelt werden. Diese aus der Schleppmessung ermittelte Reibung entspricht jedoch nicht der im befeuerten Betrieb auftretenden Reibung. Aufgrund der wesentlich niedrigeren Spitzendrücke im geschleppten Betrieb verändert sich der Reibungsanteil an der Motorgesamttriebung. Durch die elastische Deformation der Kurbelwelle, während des Arbeitsspieles im befeuerten Betrieb, kann es im Bereich der Lagerschalen zu Mischreibung kommen, wodurch höhere Reibwerte auftreten können.

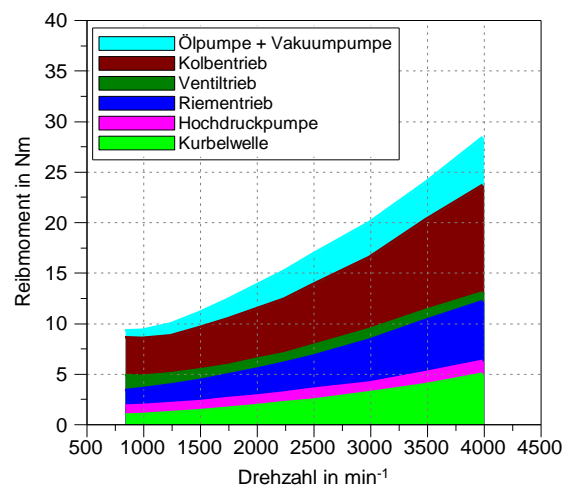


Abb. 3.9: Reibmomentverteilung in einem 6Zylinder Dieselmotor ermittelt durch geschleppte Strip-Down-Messung [11]

Abb. 3.9 zeigt die Reibmomentverteilung der Bauteile eines modernen Sechszylinder-Dieselmotors. Grün gekennzeichnet ist das Reibmoment der Kurbelwelle. Es ist ein Anstieg der Reibung mit steigender Drehzahl erkennbar. Dieser Reibungsverlauf spiegelt jedoch nicht das tatsächliche Reibungsverhalten während des befeuerten Betriebes wieder, da er in geschlepptem Motorbetrieb ermittelt wurde.

3.3.4 Ausgleichswelle

Ausgleichswellen werden zur Kompensation innermotorischer freier Massenkräfte und Momente eingesetzt. Bei 4 Zylinder Motoren treten Massenkräfte zweiter Ordnung auf. Für einen vollständigen Ausgleich dieser Massenkräfte werden zwei Ausgleichswellen benötigt. Durch einen Höhenversatz der Ausgleichswellen kann das durch Massenkräfte hervorgerufene Rückstellmoment fast vollständig kompensiert werden. Diese Ausgleichswellen müssen entgegengesetzt mit doppelter KW-Drehzahl rotieren. Reibungsverluste treten in den Lagerstellen der Ausgleichswellen sowie in den Antriebskomponenten (z.B.: Stirnradverzahnung) auf. Um die Reibung in den Lagerstellen der Ausgleichswellen zu reduzieren, werden Nadellager eingesetzt. [5]

3.3.5 Ventiltrieb

Die Reibung im Ventiltrieb ist wesentlich vom Konzept der Ventilbetätigung abhängig. Der Kontakt zwischen Nocken und Ventil kann durch einen Gleitabgriff (z.B.: Tassenstößel) oder Rollenabgriff (z.B.: Rollenschlepphebel) erfolgen. Rollenabgriffe können die Reibung im Ventiltrieb reduzieren. Die Federsteifigkeit der Ventildfeder beeinflusst den Kontaktpunkt zwischen Nocken und Betätigungselement zusätzlich. Durch eine Reduzierung der Ventildfederkräfte kann eine Reibungsreduktion erzielt werden. Zusätzlich erfordert diese Maßnahme jedoch die Reduzierung der bewegten Massen im Ventiltrieb.

Die als Gleitlager ausgeführte Nockenwellenlagerung und die Ventilfehrung haben zudem einen Anteil an der Gesamtreibung des Ventiltriebes. [5]

3.3.6 Ölpumpe

Die Ölpumpe stellt über den gesamten Motorbetriebsbereich die Schmierölversorgung sicher. Standardmäßig verbaute unregelmäßige Ölpumpen besitzen eine drehzahlabhängige Leistungscharakteristik. Derartige Schmiersysteme können nur für einen Betriebspunkt optimiert werden. Um bei niedrigen Drehzahlen einen ausreichenden Öldruck zu gewährleisten, wird in hohen Drehzahlbereichen ein zu hoher Öldruck in Kauf genommen. Dagegen bieten geregelte Ölpumpen die bedarfsgerechte Bereitstellung des Schmiermittels, was eine Reduzierung der Leistungsaufnahme bewirken soll. Die Regelung der Ölpumpe kann in mehrere Regelungsarten unterteilt werden.

Bei der direkten Regelung erfolgt die Öldruckregelung durch ein Regelventil in der Ölpumpe, wobei der Pumpendruck die Regelgröße vorgibt. Es stellt sich bei dieser Art der Regelung ein annähernd konstanter Pumpenausgangsdruck, unabhängig von Drehzahl und Temperatur, nach der Pumpe ein.

Bei der indirekten Regelung erfolgt die Öldruckregelung ebenfalls durch ein Regelventil in der Ölpumpe. Der Druck im Hauptölkanal wird unabhängig von Drehzahl und Temperatur annähernd konstant gehalten, sobald das System im Regelbereich arbeitet.

Volumenstrom-Regelpumpen ermöglichen zusätzlich durch die Anpassung der Förderleistung eine Reduzierung der hydraulischen Leistungsaufnahme. [5]

Vorteile einer geregelten Ölpumpe sind:

- Im Kaltstart kein überhöhter Öldruck.
- Die Reduzierung des Öldrucks bewirkt eine Reduzierung der Reibung in den Lagerstellen. (siehe Abb. 9.11)
- Bedarfsgerechte Schmiermittelzufuhr bei hohen Drehzahlen reduziert den Leistungsbedarf der Ölpumpe.

3.3.7 Riementrieb

Der Antrieb der Nebenaggregate erfolgt durch den Riementrieb, der sich an der Stirnseite gegenüber der Kraftabgabeseite des Motors befindet. Nachfolgend werden die Nebenaggregate beschrieben.

3.3.7.1 Wasserpumpe

Hauptaufgabe der Wasserpumpe ist die Sicherstellung einer ausreichenden Kühlmitteldurchflussmenge in allen Betriebspunkten, um die Kühlung der Verbrennungskraftmaschine zu gewährleisten. Die Heizung des Fahrzeuginnenraumes stellt zusätzliche Anforderungen an die Wasserpumpe. In Abhängigkeit der Antriebsart der Wasserpumpe (z.B.: durch Riementrieb an der Stirnseite des Motors) können die dadurch verursachten schwierigen Platzverhältnisse oft zu ungünstigen Anströmverhältnissen des Pumpenrades führen. Dies beeinflusst den Pumpenwirkungsgrad negativ. Das starre Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Wasserpumpe wirkt nachteilig auf das Reibungsverhalten.

Dagegen ermöglicht der Einsatz elektrischer Wasserpumpen eine bedarfsgerechte Regelung der Kühlmitteldurchsätze. Durch eine Reduzierung der Pumpendrehzahl in der Warmlaufphase kann die Aufheizzeit verkürzt und die Antriebsleistung der Kühlmittelpumpe bei hohen Motordrehzahlen reduziert werden. Zudem bietet die elektrische Wasserpumpe zusätzliche konstruktive Freiheitsgrade bezüglich des Anbauortes am Motor, da keine mechanische Kopplung des Antriebs der Pumpe mit dem Motor notwendig ist. [5]

Die hohen Kosten einer elektrischen Wasserpumpe, im Gegensatz zur mechanisch angetriebenen Variante, stehen den Vorteilen gegenüber. Lebensdauer, Wirkungsgradkette und Ausfallsicherheit der elektrischen Wasserpumpe stellen zusätzliche Herausforderungen an die Pumpenentwicklung.

3.3.7.2 Generator

Der Generator verursacht, aufgrund der immer umfangreicher werdenden Bordelektrik, einen großen Anteil an den mechanischen Verlusten. Diese Verluste wurden im Rahmen der Diplomarbeit nicht näher untersucht. Alle Versuchsträger wurden elektrisch fremdversorgt.

Die Kühlung des Generators wird durch ein Lüfterrad an der Generatorwelle sichergestellt. Dieses Lüfterrad verursacht mit der Drehzahl steigende mechanische Verluste. Bei der Messung der Riementriebsreibung sind diese Verluste enthalten.

3.4 Messmethoden

Zur Ermittlung der Reibleistungsverluste einer Verbrennungskraftmaschine können verschiedene Methoden angewandt werden. Die Indiziermethode und die Schleppleistungsmessung sind zwei sehr häufig angewandte Verfahren.

Eine Aussage über die Reibleistung einzelner Motorkomponenten kann getroffen werden, wenn im Zuge der Schleppleistungsmessung durch schrittweises Entfernen der zu beurteilenden Motorkomponenten, die Leistungsunterschiede ermittelt werden (Strip-Down-Verfahren).

3.4.1 Schleppleistungsmessung

Zur Schleppleistungsermittlung wird die unbefeuerte Verbrennungskraftmaschine durch einen Elektromotor (Asynchron- oder Gleichstrommaschine) angetrieben. Für die Ermittlung der Schleppleistung sind Messgeräte zur Erfassung von Drehzahl und Schleppmoment notwendig.

Die Schleppleistung, welche der Reibleistung entspricht, errechnet sich aus dem Produkt von Schleppmoment und Drehzahl [12].

$$P_e = M_e * \omega \quad (3)$$

Der Reib- bzw. Schleppmitteldruck lässt sich anschließend mit Hilfe des Hubvolumens der Verbrennungskraftmaschine errechnen.

$$p_e = \frac{M_e * \varphi}{V_h} \quad (4)$$

Für einen Viertaktmotor ist $\varphi = 4\pi$ zu wählen.

3.4.2 Indiziermethode

Die kontinuierliche Druckmessung im Zylinder über den Kurbelwinkel, ermöglicht eine Aussage über die Gasarbeit, welche an den Kolben abgegeben wird. Zur Druckmessung können gekühlte oder ungekühlte piezoelektrische Drucksensoren verwendet werden. Diese sogenannten Indiziersensoren ermitteln den Zylinderdruck, ohne den motorischen Betrieb wesentlich zu beeinflussen. Der Kurbelwinkel, welcher als Messgröße für die genaue Zuordnung des Zylinderdruckverlaufes benötigt wird, muss mittels Drehwinkelgeber (Kurbelwinkelauflösung $0,1^\circ$) direkt an der Kurbelwelle erfasst und dem 1. Zylinder zugeordnet werden.

Durch Integration der Änderung des gemessenen Druckes über dem Volumen eines Arbeitsspieles erhält man die, im „pV-Diagramm“ dargestellte, indizierte Arbeit.

$$W_i = \oint p * dV \quad (5)$$

Die Division der indizierten Arbeit durch das Hubvolumen der VKM ergibt den indizierten Mitteldruck.

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} = \frac{\oint p * dV}{V_h} \quad (6)$$

Die effektive Arbeit erhält man durch die Messung des vom Motor abgegebenen Drehmomentes M_e und der nachfolgenden Multiplikation mit dem Drehwinkel.

$$W_e = M_e * \varphi \quad (7)$$

Der effektive Mitteldruck ergibt sich durch die Division mit dem Hubvolumen.

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} = \frac{M_e * \varphi}{V_h} \quad (8)$$

Für einen Viertaktmotor ist $\varphi = 4\pi$ zu wählen.

3.5.1 Kinematikberechnung

Der Kolbenweg x_K errechnet sich für den geschränkten Kurbeltrieb nach Maass/Klier [13]:

$$x_K = r \cdot \left(1 - \cos\varphi + \frac{1}{\lambda_{Pl}} \cdot \left(\cos\alpha - \sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K)^2} \right) \right) \quad (10)$$

$$K = \frac{k}{l} \quad \text{Schränkungsverhältnis}$$

$$\lambda_{Pl} = \frac{r}{l} \quad \text{Pleuelstangenverhältnis}$$

$$\cos\alpha = \sqrt{1 - K^2}$$

k Kolbenbolzendesachsierung in m

r Kurbelwellenradius in m

l Pleuellänge in m

φ Kurbelwellenwinkel in rad

Durch die erste Ableitung des Kolbenweges nach der Zeit ergibt sich nach Tschöke [14] die Kolbengeschwindigkeit zu:

$$\dot{x}_K = \omega \cdot r \cdot \left(\sin\varphi + \frac{(\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K) \cdot \cos\varphi}{\sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K)^2}} \right) \quad (11)$$

ω Winkelgeschwindigkeit in rad/s

Nach Tschöke [14] ergibt sich in weiterer Folge die Kolbenbeschleunigung aus der zweiten zeitlichen Ableitung des Kolbenwegs:

$$\ddot{x}_K = \omega^2 \cdot r \cdot \left\{ \cos\varphi \cdot \frac{\lambda_{Pl} \cdot \cos^2\varphi - \sin\varphi \cdot (\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K)}{\sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K)^2}} + \frac{[1 - (\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K)^2]^{-1} \cdot (\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K)^2 \cdot \lambda_{Pl} \cdot \cos^2\varphi}{\sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K)^2}} \right\} \quad (12)$$

3.5.2 Kräfteberechnung

Die auf den Zylinder wirkende Gaskraft kann nach Fischer [15], unter der Vereinfachung, dass der Druck im Kurbelgehäuse (p_{Kg}) dem Umgebungsdruck ($p_{Umgebung}$) entspricht, berechnet werden:

$$F_G = A_K \cdot (p_{Zyl} - p_{Umgebung}) \quad (13)$$

Für die Berechnung der Kolbenkräfte muss die oszillierende Masse berücksichtigt werden, die sich aus den Massen folgender Komponenten ergibt: Kolben, Kolbenbolzen, Kolbenringe, Sicherungsringe und oszillierendem Teil der Pleuelmasse. Die Berechnung erfolgt nach:

$$F_{osz} = m_{osz} \cdot \ddot{x}_K \quad (14)$$

Durch die Überlagerung von Gaskraft und oszillierenden Kräften, kann die auf den Kolben wirkende Kraft berechnet werden:

$$F_K = F_G - F_{osz} \quad (15)$$

Die Normalkraft F_N , die durch den Kolben senkrecht auf die Zylinderlauffläche wirkt, berechnet sich nach Tschöke [14] für den desachsierten Kurbeltrieb nach folgender Beziehung:

$$F_N = F_K \cdot \frac{\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K}{\sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \cdot \sin\varphi + K)^2}} \quad (16)$$

4 Versuchsträgerbeschreibung

Bei den verwendeten Versuchsmotoren handelt es sich um zwei turboaufgeladene Reihenvierzylinder Dieselmotoren mit 2,0l Hubraum und Common-Rail-Einspritzsystem. Der im ersten Versuchsträger verbaute Kolben hat eine Desachsierung von 0,7 mm. Im Vergleichsmotor des Vorprojektes betrug die Desachsierung 0,55 mm. Der negative Desachsierungswert in Tabelle 4.1 verweist auf eine Desachsierung zur Druckseite.

Der Motor 2 stellt eine Weiterentwicklung des ersten Versuchsträgers dar. Wesentliche Unterschiede bestehen in der Ölpumpe, geändertem Kurbelgehäuse und geänderten Anbauteilen. Die Kurbelgeometrie wurde im Vergleich zu Motor 1 nicht verändert. Die Wasserpumpe ist bei beiden Motoren baugleich und wird über einen Keilrippenriemen von der Kurbelwelle angetrieben. Das Common-Rail-Einspritzsystem besteht bei beiden Motoren aus einer Einkolben-Hochdruckpumpe mit Doppelpexzenterwelle und magnetventilgesteuerten Injektoren.

Bei Motor 1 und Motor 2 kommt eine Sumpfpumpe zum Einsatz, die über einen Kettentrieb direkt von der Kurbelwelle angetrieben wird. Im Falle des ersten Versuchsträgers handelt es sich um eine unregelmäßige Ölpumpe. Der Druckaufbau ist wesentlich von Motordrehzahl und Öltemperatur abhängig. [5]

Der zweite Versuchsträger besitzt eine indirekt geregelte Ölpumpe. Durch ein Regelventil im Hauptölkanal wird der Öldruck durch Absteuern geregelt. In Bereichen unter 7 bar effektiven Mitteldrucks wird der Motor mit niedrigen Öldrücken betrieben. Dies bringt Vorteile in Bezug auf die von der Ölpumpe benötigte Antriebsleistung.

Kenngröße	Einheit	Motor 1	Vergleichsmotor	Motor 2
Zylinder / Ventile	-	4 / 4	4 / 4	4 / 4
Hubraum	cm ³	1999	1999	1999
Bohrung	mm	84	84	84
Hub	mm	90	90	90
Pleuellänge	mm	138	138	138
Desachsierung	mm	-0,7	-0,55	-0,7
Hauptlagerdurchmesser	mm	55	55	55
Verdichtung	-	16,5	16,5	16,5
Ölpumpe	-	ungeregelt	ungeregelt	geregelt

Tabelle 4.1: Kennwerte der Versuchsträger

5 Messtechnik

Am Prüfstand wird eine schnelle und langsame Messtechnik, mit zugehöriger Datenerfassung, verwendet. Die langsame Messtechnik beinhaltet Temperatur-, Druck- und Drehzahlmessung. Schnelle Messdatenerfassung wird zur Zylinderdruckindizierung und Drehmomenterfassung eingesetzt. Besonderes Augenmerk wurde auf die sorgfältige Kalibrierung und Überwachung der Sensorik gerichtet, um eine gute Reproduzierbarkeit der Messergebnisse zu gewährleisten.

Langsame Messtechnik:	Druckmessung Temperaturmessung Drehzahlmessung
Schnelle Messtechnik:	Zylinderdruck Drehwinkelerfassung (Auflösung: 0,1°KW)

5.1 Messstellenplan

Nachfolgend werden die verwendeten Messstellen beider Versuchsaufbauten beschrieben. Die Messstellenverwendung ist je nach Versuchsträgeraufbau im rechten Bereich der Messstellenliste (Tabelle 5.1) gekennzeichnet. Die Abkürzung VA bezieht sich auf die Versuchsaufbauschritte von Motor 2., die mit X gekennzeichneten Komponenten wurden verbaut. Eine detaillierte Erklärung der Aufbauschritte folgt in Kapitel 8.3.

5.1.1 Messstellenliste und Verwendungsüberblick

Tabelle 5.1: Messstellenliste

Messstellenbezeichnung	Messgröße	Messstellenverwendung	Motor1	Motor2
HBM-T40	Nm	Drehmoment gesamter Messaufbau	X	X
HBM-T12	Nm	Drehmoment HDP + Ventiltrieb	-	VA 2-4
Manner	Nm	Drehmoment der Kurbeltrieb	-	VA 1-4
Schall_1_Zyl_RP	dB	Schalldruckpegel Referenzpunkt	X	-
Schall_2_Zyl3	dB	Schalldruckpegel Zyl.3	X	X
Schall_3_Zyl4	dB	Schalldruckpegel Zyl.4	X	-

Messstellenbezeichnung	Messgröße	Verwendung	Motor1	Motor2
T_0	°C	Ansauglufttemperatur	X	X
T_10	°C	Temperatur im Luftfilterkasten	X	X
T_20	°C	Temperatur vor LLK	X	X
T_21	°C	Temperatur nach LLK	X	X
T_22	°C	Temperatur Ansaugkrümmer	X	X
T_31	°C	Temperatur im Abgaskrümmer	X	X
T_40	°C	Temperatur nach Turbolader	X	X
Temp_Zwlg_Hauptwelle	°C	Lagertemperatur Messvorrichtung	-	X
Temp_Lager_HDP_Welle	°C	Lagertemperatur Messvorrichtung	-	X
T_Raum	°C	Temperatur in der Prüfzelle	X	X
T_Ölwanne	°C	Temperatur in der Ölwanne	X	X
T_Hoek	°C	Temperatur im Hauptölkanal	X	X
T_Krst_VD	°C	Kraftstofftemperatur	X	X
p_Kgh	bar	Druck im Kurbelgehäuse	X	X
p_krst_VD	bar	Kraftstoff Vordruck	X	X
p_20	bar	Druck vor LLK	X	X
p_22	bar	Druck im Ansaugkrümmer	X	X
p_31	bar	Druck im Abgaskrümmer	X	X
p_40	bar	Abgasgegendruck	X	X
p_km	bar	Kühlmitteldruck	X	X
p_zyl_1	bar	Indiziersensor Zyl.1	X	X
p_zyl_2	bar	Indiziersensor Zyl.2	X	X
p_zyl_3	bar	Indiziersensor Zyl.3	X	X
p_zyl_4	bar	Indiziersensor Zyl.4	X	X

5.1.2 Messstellen am ersten Versuchsträger

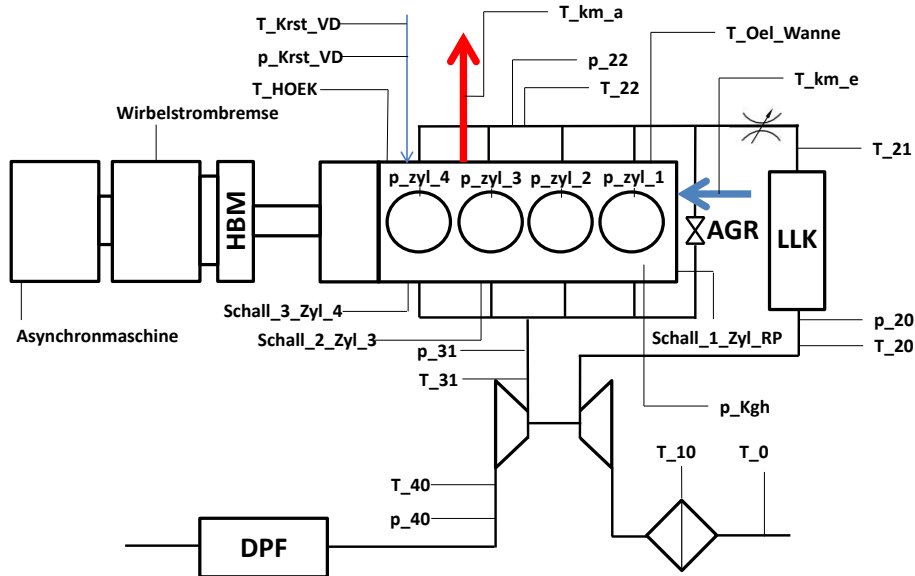


Abb. 5.1: Messstellen am ersten Versuchsträger

In Abb. 5.1 zeigt schematische die Messstellenanordnung am ersten Versuchsträger. Die Messstellenplatzierung wurde während der gesamten Kennfeldvermessung nicht verändert.

5.1.3 Messstellen am zweiten Versuchsträger

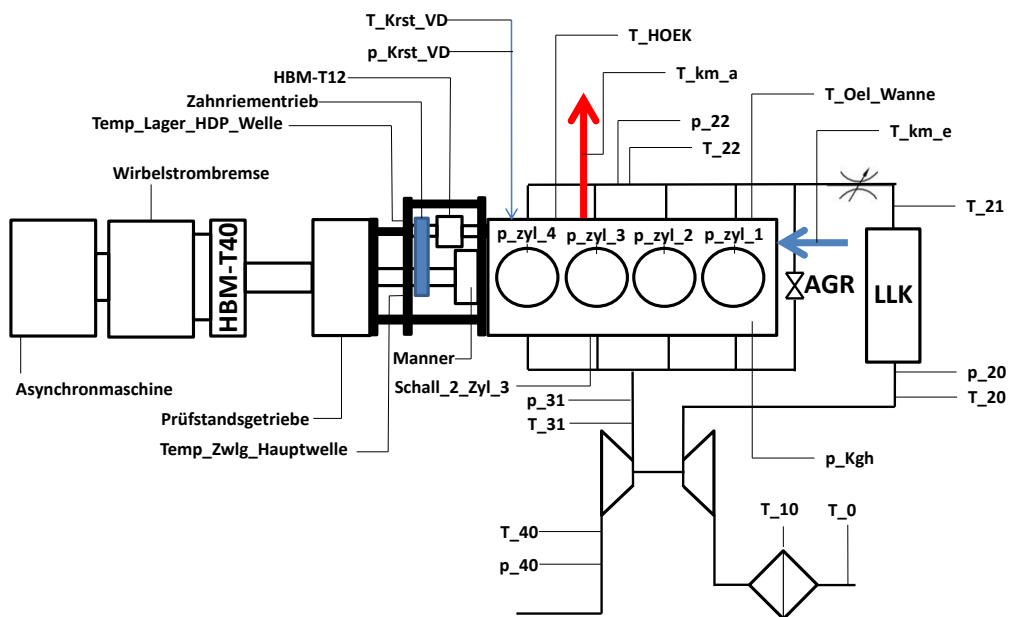


Abb. 5.2: Messstellen am zweiten Versuchsträger mit Messvorrichtung

Abb. 5.2 veranschaulicht die Positionen der Messstellen am 2. Versuchsträgeraufbau. Der gezeigte Aufbauzustand beinhaltet auch die neu konstruierte Messvorrichtung zwischen Prüfstandsgetriebe und Versuchsträger. Die Zahnriemenverbindung der beiden Wellen ist blau angedeutet.

5.2 Drehmomentmesstechnik

Zur Erfassung des Drehmomentes wurde ein Drehmomentmessflansch (Abb. 5.3), mit einem Betriebsbereich von 1000 Nm, der Firma HBM verwendet. Dieser Messflansch kam bei beiden Motoraufbauten zum Einsatz und war direkt an die Wirbelstrombremse angeflanscht.

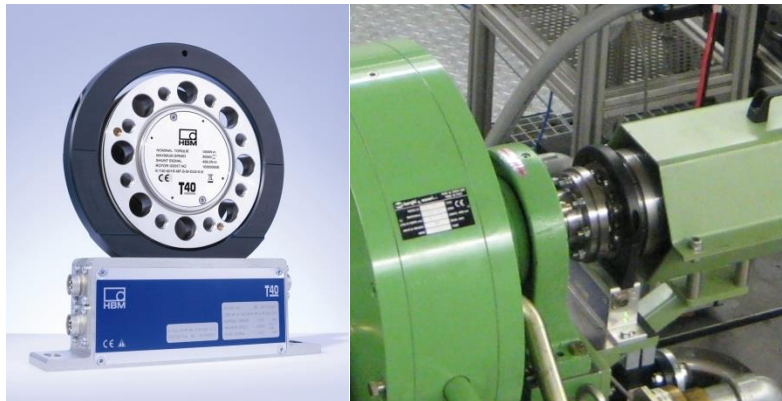


Abb. 5.3: Drehmomentmessflansch HBM-T40

Der Drehmomentmessflansch HBM-T12 (Abb. 5.4), welcher in der neu konstruierten Messvorrichtung des 2. Versuchsträgers zum Einsatz kam, wurde für die Erfassung des Antriebsmomentes von Hochdruckpumpe und Ventiltrieb verwendet. Dieser Messflansch ist für ein Nenndrehmoment von 200 Nm ausgelegt.

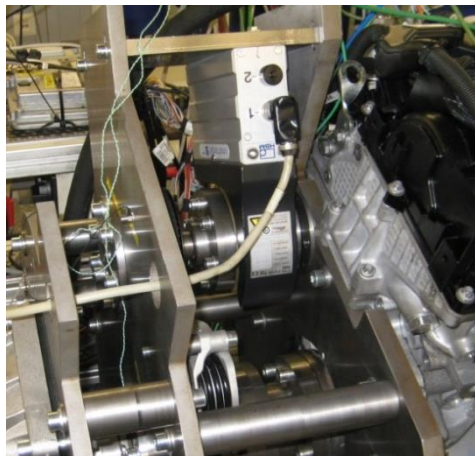


Abb. 5.4: Drehmomentmessflansch HBM-T12

Für die Erfassung des Drehmoments zwischen Zweimassenschwungrad und Kurbelwelle (Abb. 5.6) kam ein eigens für den Prüfstand gefertigter Drehmomentmessflansch der Firma Manner vom Typ RF-2000-164 (Abb. 5.5) zum Einsatz. Das maximal messbare Drehmoment ist mit 2000Nm angegeben. Bei diesem Messflansch wurde zusätzlich zur internen elektronischen Temperaturkompensation eine Kompensation der temperaturabhängigen E-Moduländerung durchgeführt. Diese Kompensation erfolgt in der Prüfstandsoftware mithilfe einer hinterlegten Kalibrierfunktion.

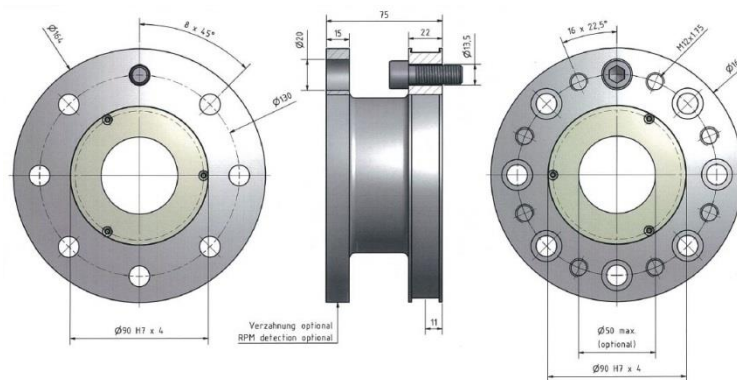
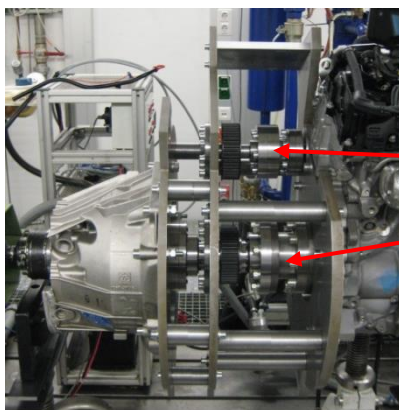


Abb. 5.5: Drehmomentmessflansch Manner Typ RF-2000-164

Das Anlegen eines Kalibriersprungs am Drehmomentmessflansch ermöglicht die Überprüfung der messtechnischen Signalkette. Mit Hilfe dieses softwareseitig generierten Kalibriersprungs kann ein definierter Drehmomentwert (lt. Herstellervorgaben) ohne Aufbringen eines realen Drehmomentes erzeugt und kontrolliert werden. Die Überprüfung des Nulldrehmoments erfolgt durch Ablesen der Drehmomentanzeige am Prüfstand bei stillstehender Welle.

Zusätzlich ist die Plausibilitätsprüfung der Drehmomentwerte durch Vergleich des analogen Ausgangs des Drehmomentmessflansches mit dem indizierten Drehmoment möglich. Wenn die oben genannten Drehmomentwerte voneinander abweichen deutet dies auf falsche Kalibrierung hin.



- Drehmomentmessflansch HBM-T12
- Drehmomentmessflansch Manner

Abb. 5.6: Messflanschanordnung in der Messvorrichtung

5.3 Zylinderdruckindizierung

Für die Messung des Zylinderdrucks wurden ungekühlte Zylinderdrucksensoren verwendet, die anstelle der Glühstifte am Zylinderkopf verschraubt wurden.

Die Messung des Zylinderdruckes erfolgt nach dem piezoelektrischen Prinzip. Durch die Ladungsabgabe, infolge einer Krafteinwirkung, kann der anliegende Druck bestimmt werden. Aufgrund der sehr kleinen Messgrößen muss die gesamte Messkette kalibriert werden.

Die Kalibrierung der Piezo Drucksensoren erfolgt mit einer Druckwaage (Abb. 5.7). Der Druckkolben wird bei der Kalibrierung mit den notwendigen Gewichtsscheiben beschwert, um den Sensor unter Kalibrierdruck zu setzen. Durch das Öffnen des Bypassventils der Druckwaage wird ein Entlastungssprung auf Umgebungsdruck ausgelöst, welcher zur Kalibrierung herangezogen wird. Für eine möglichst exakte Bestimmung des Zylinderdruckes muss der Kalibrierdruck nahe dem Spitzendruck des Versuchsträgers gewählt werden. Für den befeuerten Betrieb der beiden Versuchsträger wurde die Kalibrierung auf 200 bar durchgeführt. Hierbei wiesen die verwendeten Drucksensoren vom Typ GH13G-14 der Firma AVL eine Empfindlichkeit von ca. 16 pC/bar (pico Coulomb pro bar) auf. Bei der Kalibrierung ist darauf zu achten, dass die elektrische Druckwaagenmasse mit dem Massepotential der Ladungsverstärker verbunden ist (Motormasse), da ansonsten die Kalibrierwerte stark verfälscht werden.

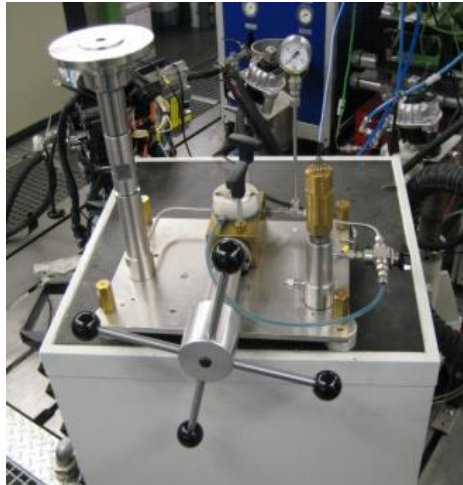


Abb. 5.7: Druckwaage zur Kalibrierung der Indiziersensoren

Für eine genaue Messung der indizierten Größen ist die präzise Zuordnung des Kurbelwellendrehwinkelsensors (Abb. 5.9) zum tatsächlichen oberen Totpunkt (OT) des Motors notwendig. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, diese Zuweisung durchzuführen. In allen Messungen erfolgte die OT-Erkennung durch den Einsatz einer kapazitiven OT-Sonde (Abb. 5.8). Die OT-Sonde wurde am ersten Zylinder anstelle des Einspritzinjektors verbaut. Der erste Zylinder wird aufgrund des geringsten Abstandes zwischen Drehwinkelsensor und Zylinderachse gewählt. Eine Zuordnung des OT durch den Einbau der OT-Sonde am 4. Zylinder könnte aufgrund einer Torsion der Kurbelwelle Messfehler verursachen. Nach Fixierung der Messsonde auf Kalibrierabstand zum Kolbenboden im OT-Bereich, wurde bei

anschließendem Schleppen des Motors bei 2000 min^{-1} die OT-Zuordnung des Drehwinkelsensors in der Softwareumgebung durchgeführt. Eine Kontrolle der OT-Zuordnung wurde nach jeder baulichen Veränderung am Motor durchgeführt.

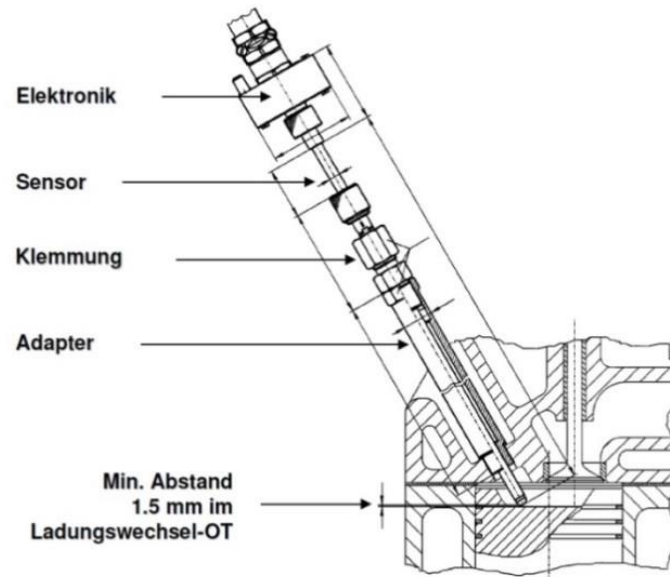


Abb. 5.8: Kapazitive OT-Sonde [16]

Zur Erfassung des Drehwinkels wurde ein Drehwinkelgeber der Firma AVL mittels Anschlussflansch am Drehschwingungsdämpfer der Kurbelwelle befestigt (Abb. 5.9). Dieser Drehwinkelsensor vom Typ 365C01 liefert eine Drehwinkelauflösung von $0,1^\circ$ Kurbelwinkel [17].



Abb. 5.9: Kurbelwellen-Drehwinkelsensor am Drehschwingungsdämpfer

Eine Kalibrierung des elektrischen OT-Signals zum Mechanischen OT des Motors ist Grundvoraussetzung für die exakte Reibmitteldruckbestimmung. Eine Verstellung, des durch die kapazitive OT-Sonde ermittelten Kalibrierwerts zum oberen Totpunkt, verursacht beträchtliche Fehler. Abb. 5.10 zeigt die prozentuelle Abweichung bezogen auf den Referenzmitteldruck. Diese Abweichungen wurden am ersten Versuchsträger durch Verstellung des OT-Kalibrierwertes in der Prüfstandssoftware ermittelt. Anhand dieser Ergebnisse wird erkennbar, dass eine sehr genaue OT-Zuordnung unerlässlich für exakte Reibmitteldruckmessung ist.

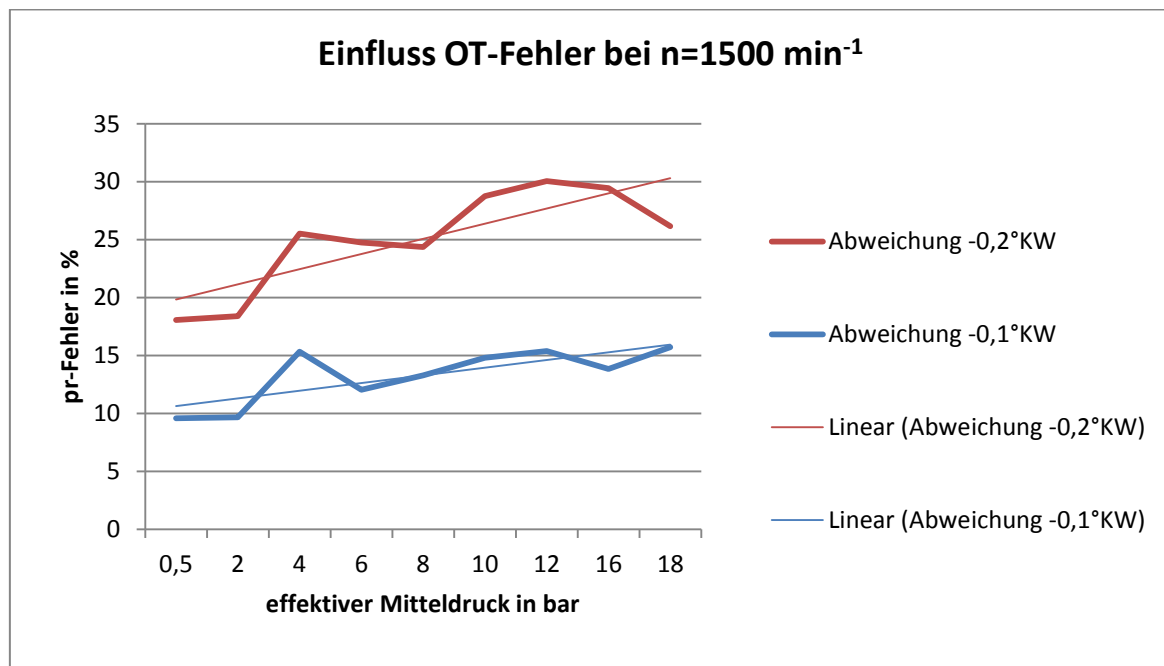


Abb. 5.10: Einfluss des OT-Fehlers auf die Reibmitteldruckmessung

5.4 Messdaten aus Motor-Steuergerät

Zusätzlich zur Erfassung der Messwerte durch die Prüfstandstechnik wurden Sensorikdaten des Motor-Steuergerätes mit aufgezeichnet. Die Datenübertragung zwischen Steuergerät und Prüfstandsrechner erfolgte über die CAN-Schnittstelle. Temperaturen, Drücke, AGR-Raten und Einspritzmengen wurden in jeder Messung erfasst.

6 Prüfstands-aufbau des 1. Versuchsträgers

6.1 Versuchsträgeranbindung an den Motorenprüfstand

Der Motorenprüfstand wurde so adaptiert, dass eine Montage des Versuchsträgers mit den originalen Motorlagern erfolgen konnte. Die Versuchsträgerbefestigung besteht aus drei geschweißten und höhenverstellbaren Formrohrkonstruktionen, welche bereits am Prüfstand zur Verfügung standen. Durch diese Aufhängungskonstruktion war eine variable Ausrichtung der Eingangswelle des Prüfstandgetriebes zur Wirbelstrombremse möglich.

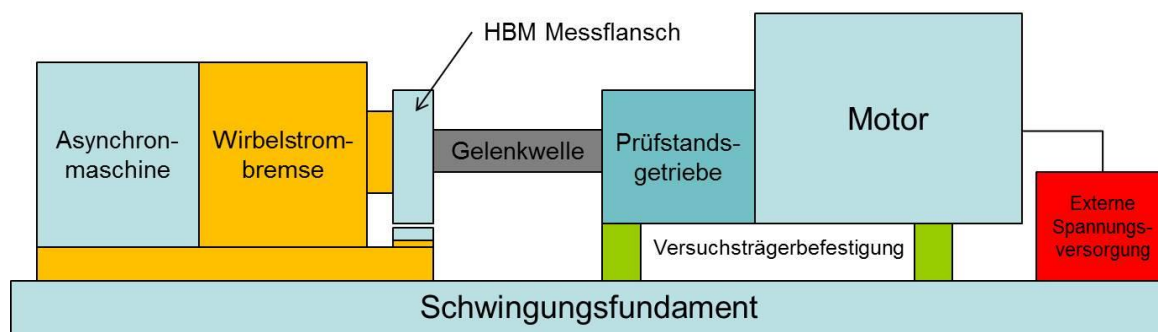


Abb. 6.1: Schematischer Prüfstands-aufbau des 1. Versuchsträgers

Das Abgassystem des Motors ist durch ein flexibles Abgasrohr mit der Absaugung des Prüfstands verbunden. Um den Abgasgegendruck äquivalent zur originalen Abgasanlage einstellen zu können, wurde eine Gegendruckklappe am Ende des flexiblen Rohres verbaut (Abb. 6.2).

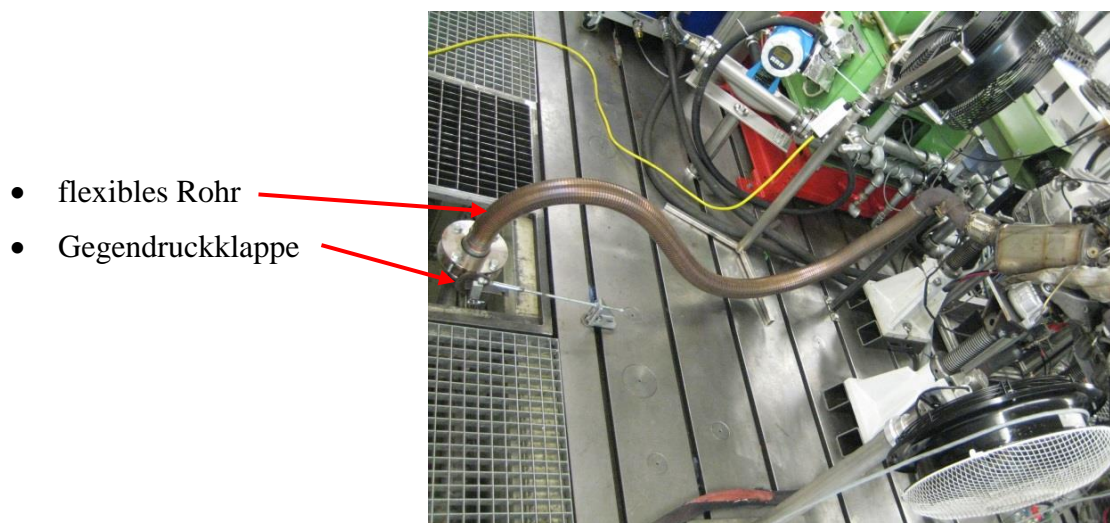


Abb. 6.2: Flexible Abgasabführung mit Gegendruckklappe

Die Wirbelstrombremse und der Drehmomentmessflansch (HBM-T40) sind durch eine geschraubte Flanschverbindung (Abb. 6.3) verbunden. Zur biegemomentfreien Kraftübertragung zwischen Motor und Drehmomentmessflansch wurde eine Gleichlaufgelenkwelle (Abb. 6.4) verwendet. Zwischen Motor und Gleichlaufgelenkwelle erfolgte die Kopplung durch ein adaptiertes Schaltgetriebegehäuse mit starrem Durchtrieb.

Bauteilkette der Versuchsträgeranbindung zeigt Abb. 6.1.:

- Asynchronmaschine
- Wirbelstrombremse
- Drehmomentmessflansch
- Gleichlaufgelenkwelle
- adaptiertes Schaltgetriebegehäuse mit starrem Durchtrieb
- originale Kupplung
- Zweimassenschwungrad
- Motor

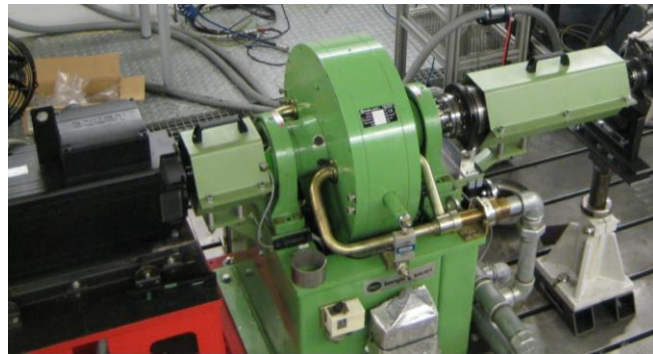


Abb. 6.3: Tandemaufbau des ersten Versuchsträgers

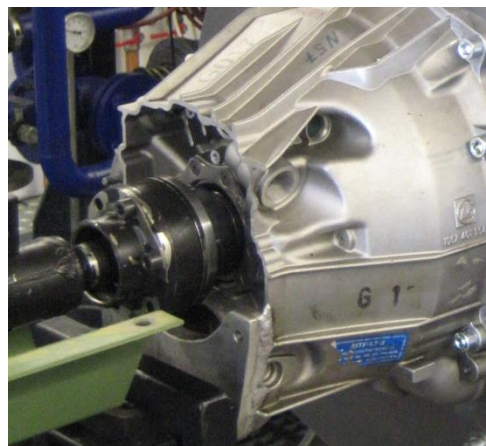


Abb. 6.4: Anbindung der Gleichlaufgelenkwelle an das adaptierte Schaltgetriebegehäuse

6.2 Betriebsmittelkonditionierung des 1. Versuchsträgers

Für die befeuerte Reibungsmessung bei konstant vorgegebenen Temperaturniveaus ist eine Konditionierung der Kühlwassertemperatur zwingend erforderlich. Zusätzliche Anforderungen werden bei einer befeuertem Messung aufgeladener Motoren an die Kühlung der Ladeluft gestellt. Der Aufbau eines regelbaren Ladeluftkühlers (LLK) erfolgte um die Ansaugtemperatur gemäß einem Kennfeld zu regeln. Dieses entspricht den Temperaturverhältnissen im Fahrzeug.

Die Konditionierung von Kraftstoffdruck und Kraftstofftemperatur waren für den Prüfstandsbetrieb ebenfalls notwendig. Die verwendeten Konditionieranlagen gewährleisteten im gesamten Betriebsbereich konstante Betriebsmitteltemperaturen. Nachfolgend werden die Anlagen schematisch beschrieben.

6.2.1 Kühlmittelkonditionierung

Die am Prüfstand vorhandene Kühlmittelkonditionieranlage der Firma AVL (Abb. 6.6) konnte ohne Adaptierungsarbeiten verwendet werden. Die Regelung der Anlage erfolgte eigenständig durch die Prüfstandsregelungssoftware, welche durch Verstellung des Regelventils die Kühlmitteltemperatur auf 90°C regelte. Als Regelgröße wurde die am Thermostatgehäuse erfasste Kühlmittelintrittstemperatur T_{KM_e} herangezogen. Die Messung der Kühlmittelaustrittstemperatur T_{KM_a} sowie der Kühlmitteldruck p_{KM} erfolgte unmittelbar am bzw. nach dem Befestigungsflansch der Rücklaufleitung zur Konditionieranlage. Das Bypassventil in Abb. 6.5 ersichtlich, wird in Aufbausritten mit motorinterner Wasserpumpe geöffnet, um ein ungehindertes Zirkulieren des Kühlmediums zu ermöglichen.

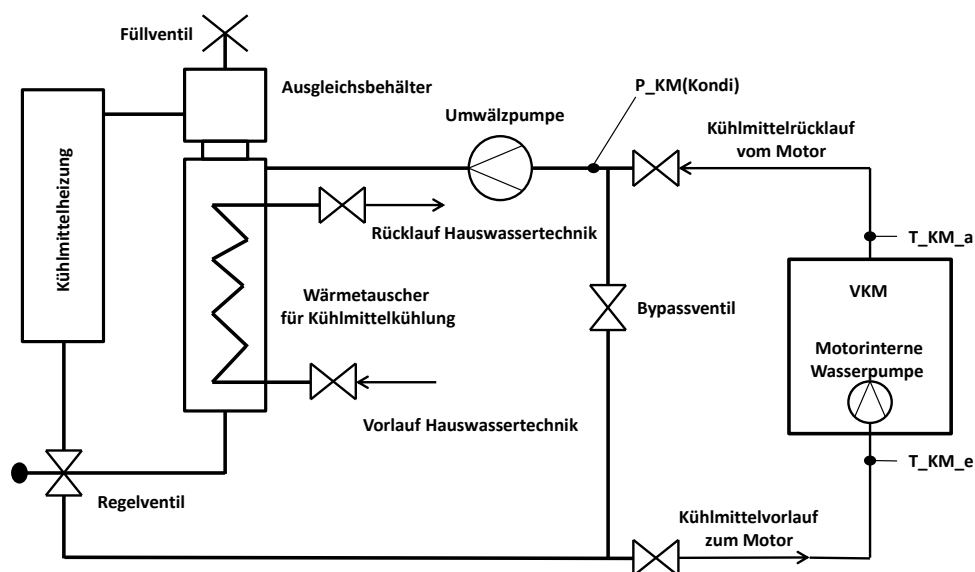
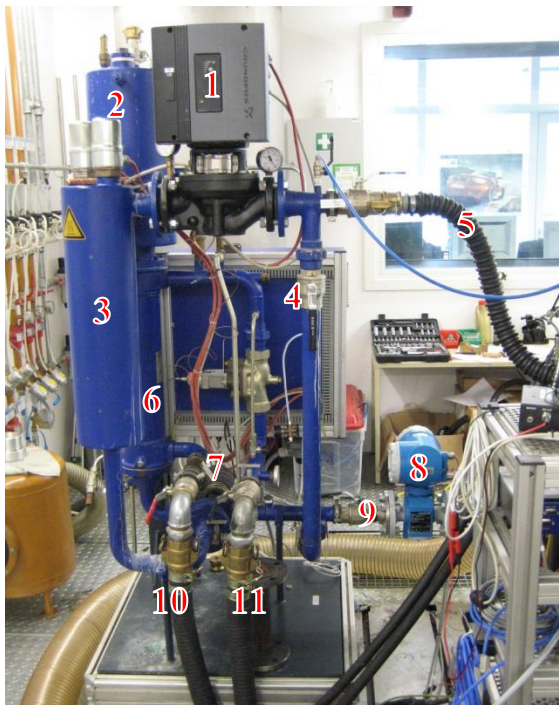


Abb. 6.5: Schematischer Aufbau der Kühlmittelkonditionieranlage

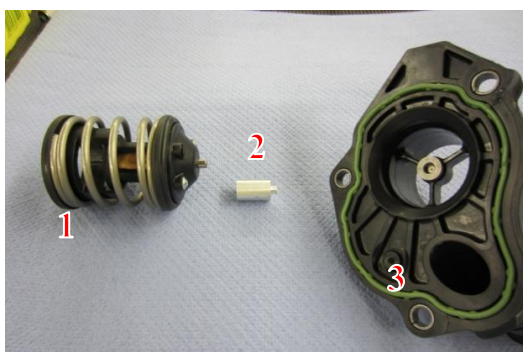


1. Umwälzpumpe
2. Ausgleichsbehälter
3. Kühlmittelheizung
4. Bypassventil
5. Kühlmittelrücklauf
6. Wärmetauscher
7. Regelventil
8. Durchflussmesser
9. Kühlmittelvorlauf
10. Vorlauf
Hauswassertechnik
11. Rücklauf
Hauswassertechnik

Abb. 6.6: Kühlmittelkonditionieranlage

Für die Ankopplung der Vor- und Rücklaufleitung konnten originale Anschlusskupplungen verwendet werden. Den Volumenstrom des Kühlmittels erfasste ein Durchflussmengenmesser (Nr.8, Abb. 6.6).

Der Öffnungsgrad des Thermostates ist stark temperaturabhängig und regelt im Fahrzeug die Kühlmittelverteilung im Kühlmittelkreislauf. Bei allen Messungen wurde das Thermostat mit einem Drehteil (2) (Abb. 6.7) auf maximalen Öffnungsweg aufgespreizt, um den Kühlmittelzufluss ungehindert zu ermöglichen. Ein Entfernen des Thermostats würde das Durchflussverhalten im System wesentlich verändern, was durch die Aufspreizmethode vermieden wird.



1. Thermostat
2. Drehteil zur Aufspreizung
3. Thermostatgehäuse

Abb. 6.7: Bauteile für die Thermostataufspreizung

6.2.2 Ladeluftkonditionierung

Für die Konditionierung der Ladeluft wurde ein Ladeluftkühler GL140-4076-2 der Firma Bowman (Abb. 6.8) verwendet. Die Regelung der Ladeluftkühlung erfolgte anhand eines vom Motorenhersteller vorgegebenem Ladeluftkennfeldes (Abb. 6.9). Die Prüfstandssoftware verwendet den effektiven Mitteldruck und die Motordrehzahl als Eingangsparameter, um die Ladelufttemperatur T_{21} , anhand der Kennfeldwerte auf den geforderten Sollwert zu regeln. Die dazu notwendige Temperaturmessstelle T_{21} befindet sich nach dem Ladeluftkühler kurz vor der Drosselklappe der Ansauganlage.

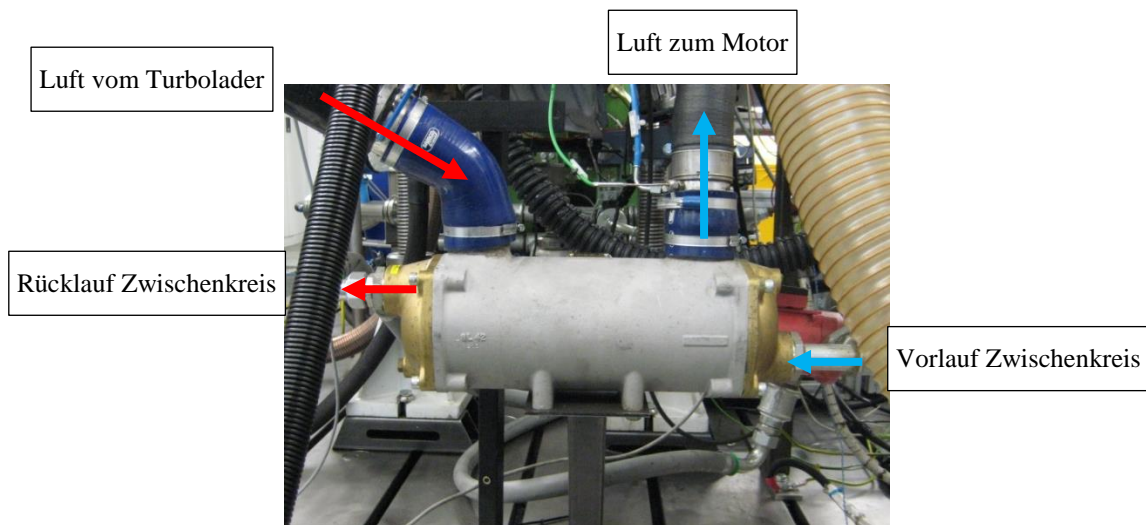


Abb. 6.8: Ladeluftkühler der Firma Bowman

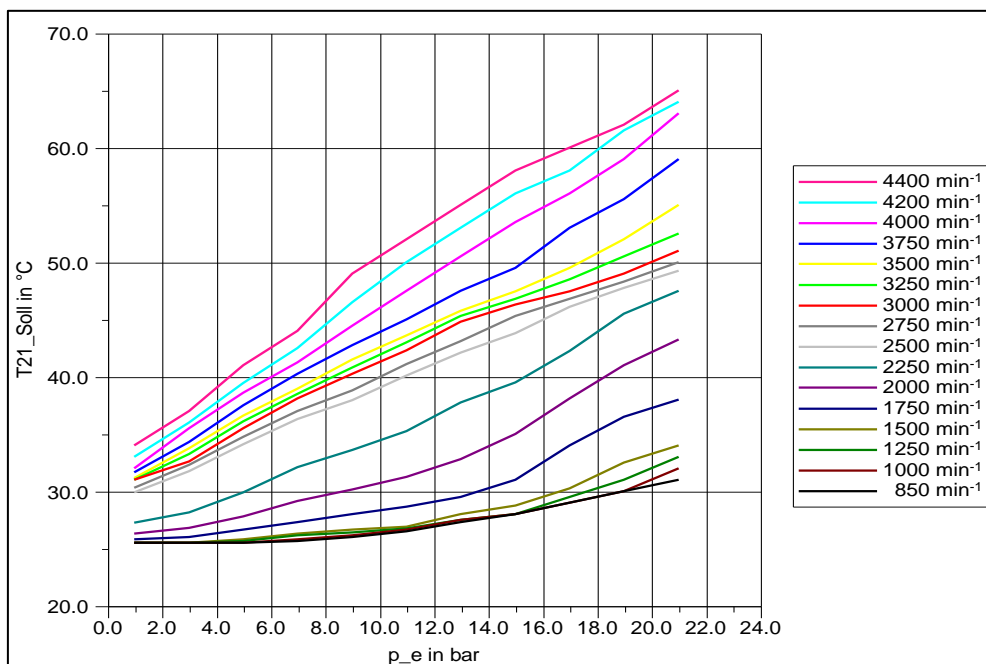
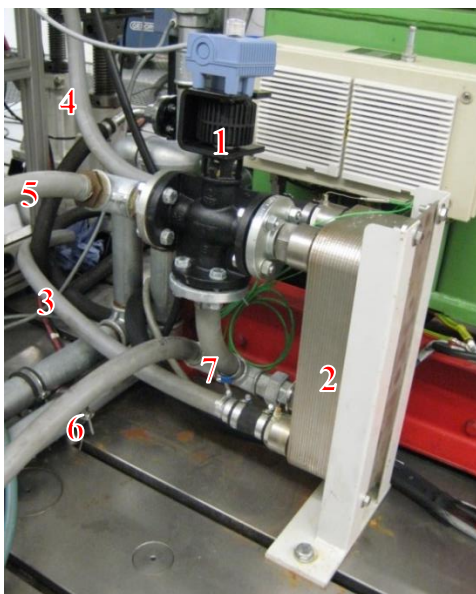


Abb. 6.9: Kennfeld für Ladelufttemperaturregelung

Für eine Verbesserung des Ansprechverhaltens der Ladeluftregelung wurde ein Zwischenkreis mit zusätzlichem Wärmetauscher zwischen Hauswasseranlage und Ladeluftkühler verbaut. Die Umwälzung des Kühlmediums im Zwischenkreis (Abb. 6.11) erfolgte mit einer durchgehend betriebenen Inline-Förderpumpe. Je nach Kühlbedarf öffnete das Regelventil die Zulaufleitung des Hauswasserkreises am Gegenstromwärmetauscher (Abb. 6.10) und ermöglichte so die Wärmeabfuhr aus dem Zwischenkreis. Bei geschlossenem Ventil kann der Hauswasserkreis über die Bypassleitung ungehindert zirkulieren. Die durch den Zwischenkreis langsamere Kühlung der Ladeluft ergab in den stationären Messpunkten eine bessere Regelbarkeit.



1. Regelventil
2. Gegenstromwärmetauscher
3. Vorlauf Ladeluftkühler
4. Rücklauf Ladeluftkühler
5. Vorlauf Hauswassertechnik
6. Rücklauf Hauswassertechnik
7. Bypassleitung

Abb. 6.10: Gegenstromwärmetauscher mit Regelventil

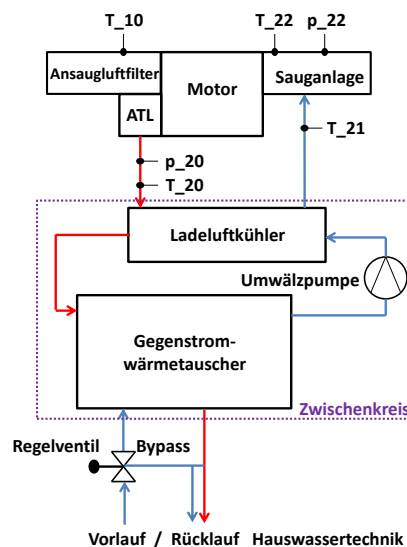


Abb. 6.11: Schematische Aufbau der Ladeluftkonditionieranlage

6.2.3 Kraftstoffkonditionierung

Beim ersten Versuchsträger besteht das Kraftstoffhochdrucksystem des Motors aus einer Einkolben-Common-Rail-Pumpe und zugehörigem Injektorsystem. Um eine konditionierte Kraftstoffversorgung bei gleichbleibender Kraftstofftemperatur zu gewährleisten, wurde ein Kraftstoffversorgungssystem (Abb. 6.12) verwendet, welches die am Prüfstand vorhandene Hauswasseranlage zur Kraftstoffkühlung nutzt (Abb. 6.13).

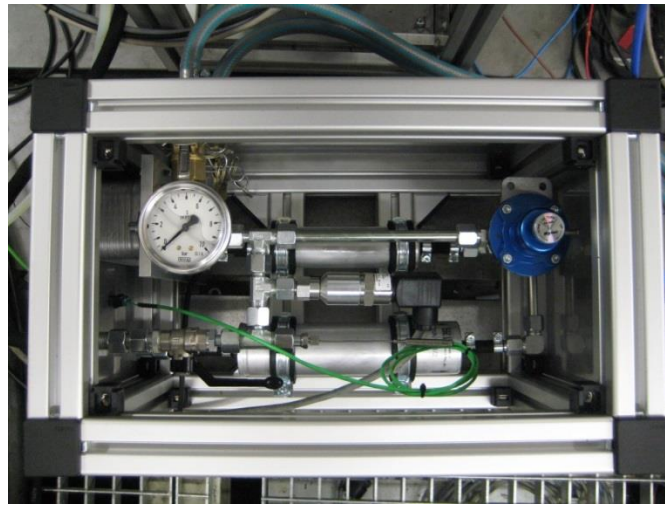


Abb. 6.12: Kraftstoffkonditionieranlage

Die messtechnische Erfassung des Kraftstoffmassenstromes erfolgte mittels eines Coriolis-Mass-Flow-Meters. Die Kraftstoffrücklaufleitung des Motors ist mittels Rückschlagventil direkt am Kraftstoffzulauf der Konditionieranlage befestigt. Um ein Rückfließen des Kraftstoffes in das Vorlaufsystem zu gewährleisten, wurde der Zulaufdruck laut Herstellerangabe auf einen Absolutwert von 1,7 bar abgesenkt.

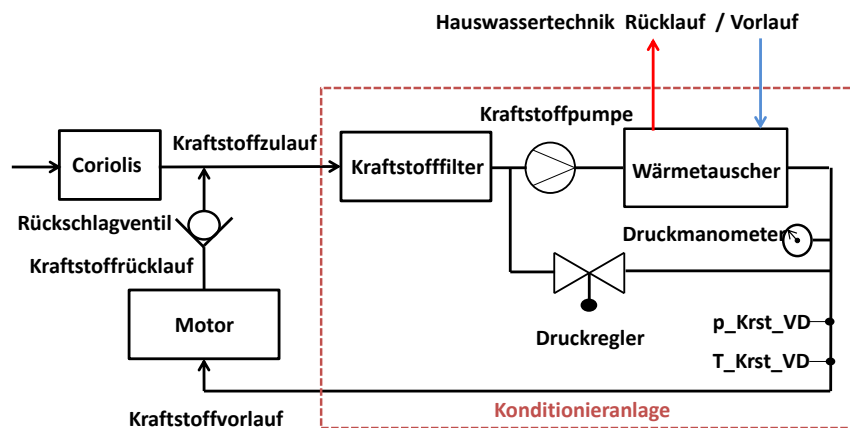


Abb. 6.13: Schematische Aufbau der Kraftstoffkonditionieranlage

7 Messergebnisse Motor 1

Durch die Veränderung eines einzigen Parameters ist man in der Lage, dessen Einflussnahme auf die Reibung zu beurteilen. Aufgrund dieser Tatsache bestand die Änderung vom Vergleichsmotor zum Motor 1 lediglich in einer Desachsierungsvergrößerung von -0,55 auf -0,7 mm zur Druckseite. Dies bewirkt eine Veränderung der Normalkraftverhältnisse des Kolbens auf die Zylinderlinerfläche, aufgrund des geänderten Kippmomentes um die Kolbenbolzenachse. Zusätzlich verändern sich Schmierfilmaufbau, Kolbensekündärndynamik und Kolbenkinematik, was sich ebenfalls auf die Reibung der Kolbengruppe auswirkt.

Durch eine Veränderung der Desachsierung zur Druckseite (die Seite, an der sich der Kolben während der Abwärtsbewegung im Verbrennungstakt anlegt), erfolgt der Anlagewechsel des Kolbens früher. Durch diesen früheren Anlagewechsel des Kolbens, der bereits vor dem oberen Totpunkt stattfindet, verringert sich dessen Kraftstoß aufgrund der geänderten Querdynamik. Die Verringerung dieses Kraftstoßes hat eine Verbesserung der Akustik zur Folge, was sich in den Messergebnissen der Akustikmessungen zeigte (Abb. 7.11).

In den folgenden Kapiteln der Messergebnisse sind nicht alle Lastschnitte und Auswertungsdiagramme abgebildet. Diese befinden sich im Anhang.

7.1 Kennfeldvermessung

Um den Einfluss der Desachsierung auf das Reibverhalten des Versuchsträgers bestimmen zu können, wurde ein Stationärkennfeld vermessen. Die Messpunkte (Abb. 7.1) entsprachen der Kennfeldvorgabe des im Vorprojekt vermessenen Vergleichsmotors, um eine Bewertung der Veränderungen zu ermöglichen.

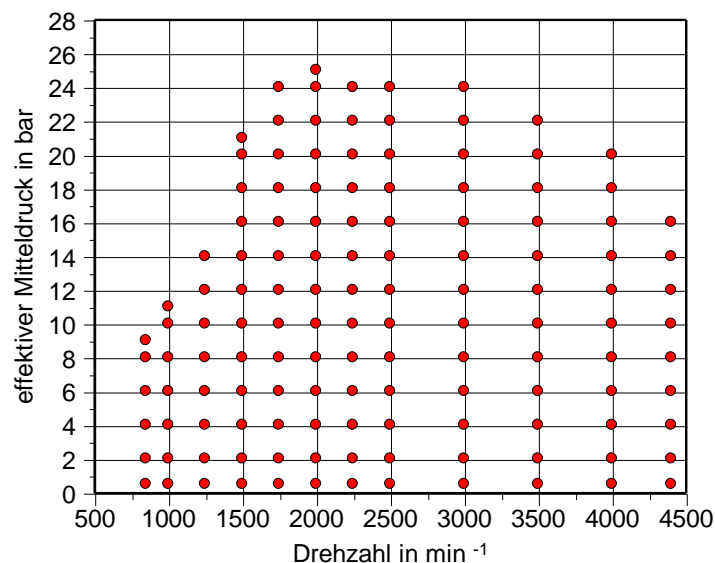


Abb. 7.1: Kennfeldvorgabe

7.2 Lastschnittauswertung des 1. Versuchsträgers

Die anhand der Kennfeldvorgabe ermittelten Lastschnitte sind in der Abb. 7.2 abgebildet. Anhand der ermittelten Messdaten ist eine Anhebung des Vollmotor-Reibmitteldruckes mit steigender Drehzahl sowie Last ersichtlich.

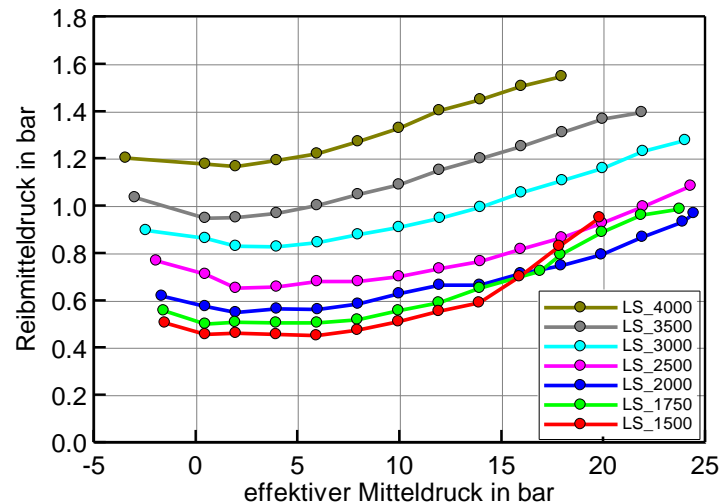


Abb. 7.2: Reibmitteldruckverlauf aller Lastschnitte des 1. Versuchsträgers

Die Überschneidung der Kennlinien im unteren Drehzahlbereich bei hohen Lasten wird durch die Abschaltung der Abgasrückführung (AGR) (Abb. 7.3) und damit verbundenem Anstieg des Zylinderspitzen drucks verursacht. Ein signifikanter Anstieg der Normalkräfte im Bereich zwischen 14 und 17 bar ist in diesem Umschaltbereich anhand der Normalkraftberechnungen erkennbar. Dieser Umschaltbereich ist in Abb. 7.4. gekennzeichnet. Die Berechnungen wurden infolge der gemessenen Zylinderdruckverläufe durchgeführt.

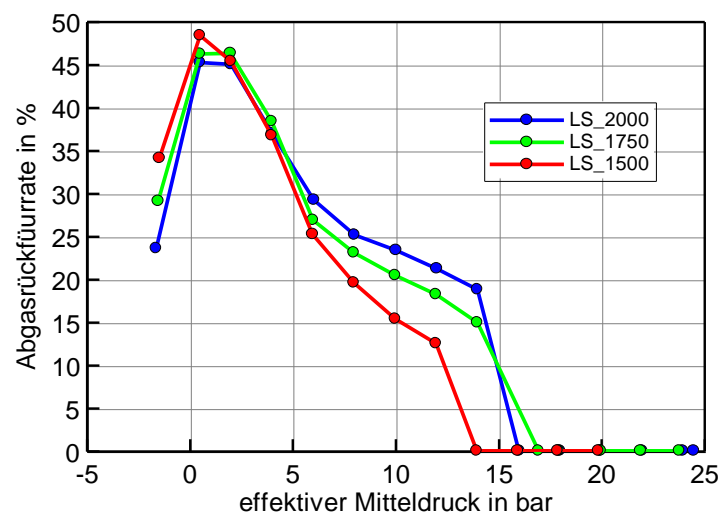


Abb. 7.3: Abgasrückföurraten von Motor1

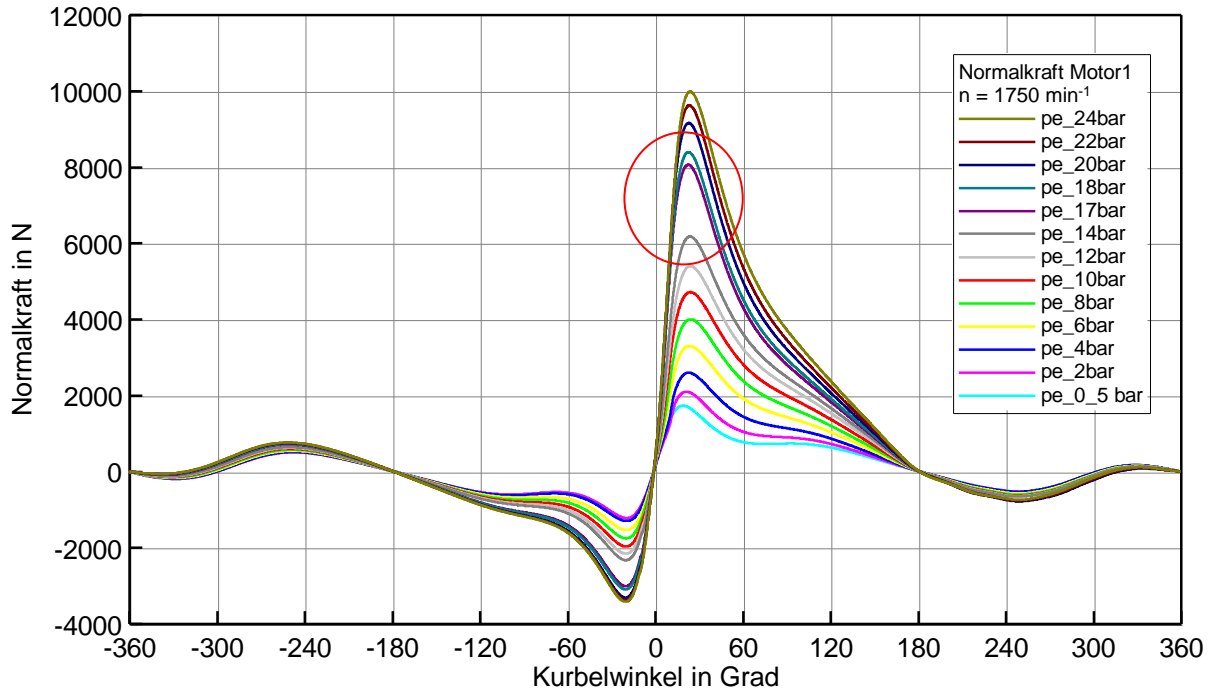


Abb. 7.4: Normalkraftverläufe im Lastschnitt bei $n = 1750 \text{ min}^{-1}$

Die Auswertung der Messdaten ergab in allen Drehzahlbereichen eine leichte lastabhängige Erhöhung des Reibmitteldrucks. Ein Vergleich der Lastschnitte lässt die Lastabhängigkeit der Desachsierungsänderung erkennen (Abb. 7.5). Im unteren Lastbereich zeigte sich anhand der Messwerte des Versuchsträgers keine wesentliche Abweichung zum Vergleichsmotor. Mit zunehmender Last konnte ein Anstieg des Reibmitteldrucks gegenüber dem Vergleichsmotor beobachtet werden. Die größte Reibmitteldruckdifferenz ergab sich bei der Drehzahl von 1750 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von $p_e=20 \text{ bar}$.

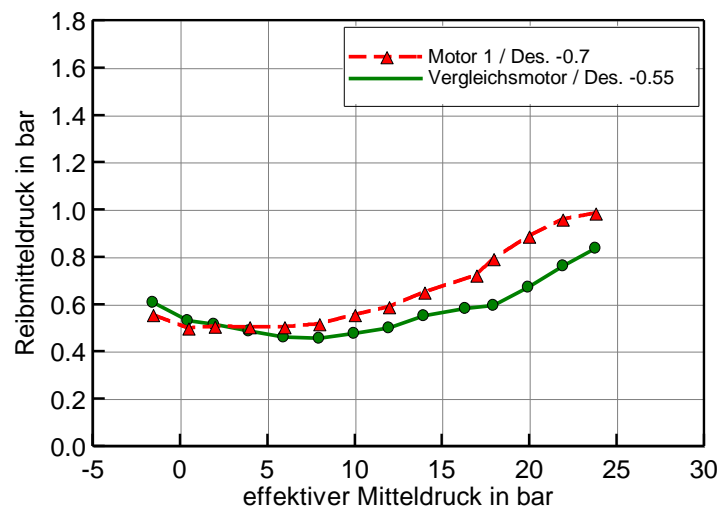


Abb. 7.5: Reibmitteldruckverlauf des Lastschnittes bei $n = 1750 \text{ min}^{-1}$

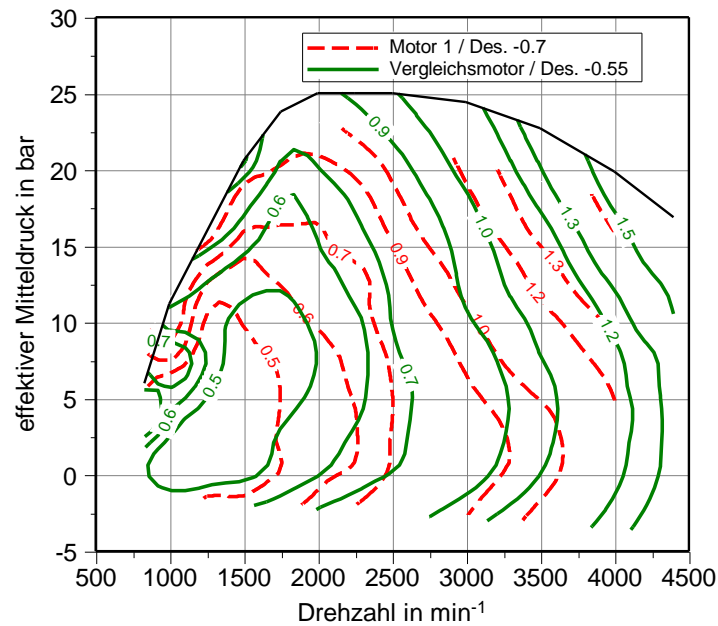


Abb. 7.6: Vergleich des Reibmitteldruckkennfeldes Motor1 / Vergleichsmotor

Das in Abb. 7.6 abgebildete Kennfeld zeigt eine Zunahme des Vollmotor-Reibmitteldrucks mit steigender Drehzahl über den gesamten Lastbereich. Abgebildet sind Motor 1 mit 0,7 mm Desachsierung und der Vergleichsmotor mit 0,55 mm Desachsierung zur Druckseite. Die Lastabhängigkeit der Desachsierung ist im Reibmitteldruck-Differenzkennfeld (Abb. 7.7) erkennbar.

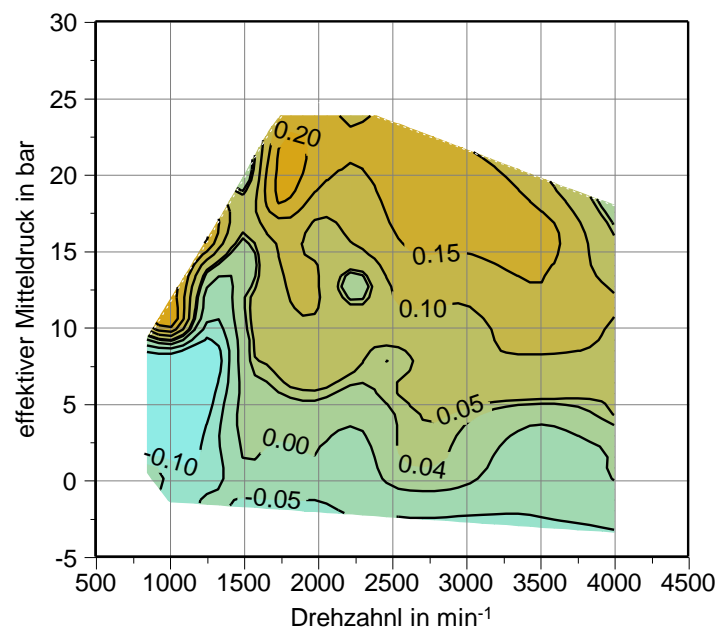


Abb. 7.7: Reibmitteldruck-Differenzkennfeld Motor 1 / Vergleichsmotor

der Kolbenober- und Kolbenunterkante angesetzt. Die zusätzliche Normalkraft ergibt sich infolge des auftretenden Kippmomentes zu:

$$F_{Nzus} = \frac{M_K}{c + d} \quad (18)$$

Die Reibkraft, die auf den Kolben wirkt kann nach folgender Beziehung beschrieben werden:

$$F_{R_ges} = F_{R1} + F_{R2} + F_{R3} \quad (19)$$

Da sich die Reibung infolge des Kippmomentes am Kolben erhöht, müssen die zusätzlichen Normalkräfte aufgrund des Anlagewechsels vorzeichenrichtig mit den Normalkräften addiert werden.

$$F_{N_ges} = F_N \pm (2 \cdot F_{Nzus}) \quad (20)$$

Die aufgrund der Desachsierung auftretenden Momente sind in Abb. 7.9 dargestellt. Durch die Vergrößerung der Desachsierung um 0,2 mm steigt das auf den Kolben wirkende Moment. Dies verursacht eine Anhebung der Normalkraft sowie eine Änderung der Sekundärdynamik.

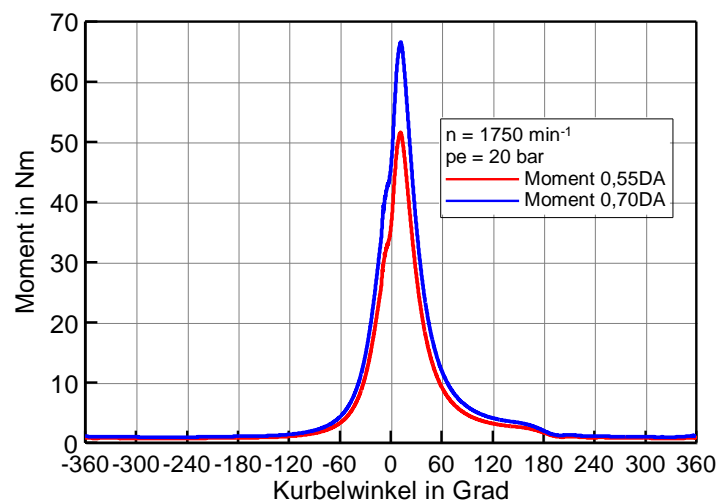


Abb. 7.9: Auf Kolben wirkendes Moment durch Gaskraft

Anhand der Berechnungsdaten kann unter Berücksichtigung der zusätzlichen Normalkraftkomponente eine wesentliche Vergrößerung der Normalkraft im Spitzendruckbereich gezeigt werden. Die in Abb. 7.10 gezeigten Normalkraftverläufe wurden anhand der

Zylinderdruckverläufe und Geometriedaten bei einer Drehzahl von 1750 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 20 bar berechnet. Dieser Messpunkt wurde aufgrund der größten gemessenen Reibmitteldruckdifferenz zwischen Motor 1 und dem Vergleichsmotor ausgewählt.

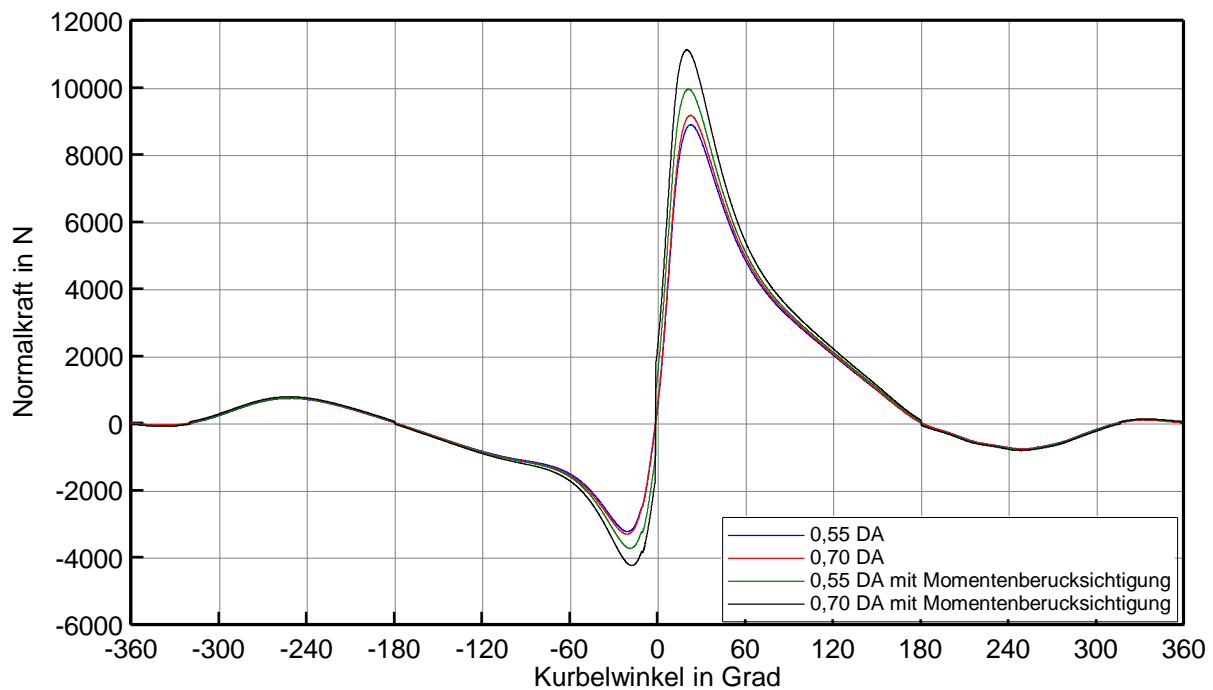


Abb. 7.10: Normalkraftverlauf bei 1750 min^{-1} und 20 bar effektivem Mitteldruck

Durch die Annahme eines konstanten Reibwertes zwischen Kolben und Linerfläche wurde versucht, die Reibmitteldruckdifferenz im Lastschnitt bei $n = 1750 \text{ min}^{-1}$ darzustellen. Anhand der Berechnungsdaten konnte eine Reibmitteldrucksteigerung ermittelt werden. Dieser Anstieg befand sich aufgrund der Annahme eines konstanten Reibwertes nicht in der Größenordnung der gemessenen Werte. Das vereinfachte Berechnungsmodell stößt aufgrund der Komplexität des Reibwertverlaufes an seine Grenzen. Kurbelwinkelabhängiger Schmierfilmaufbau und Schmiermittelviskosität sind hierbei die Hauptparameter zur Beeinflussung der Kolbenreibung. Eine genauere Berechnung der Kolbenreibung ist nur mit einem entsprechend detaillierten Elastohydrodynamik-Modell (EHD-Modell) realisierbar.

7.4 Akustikbewertung

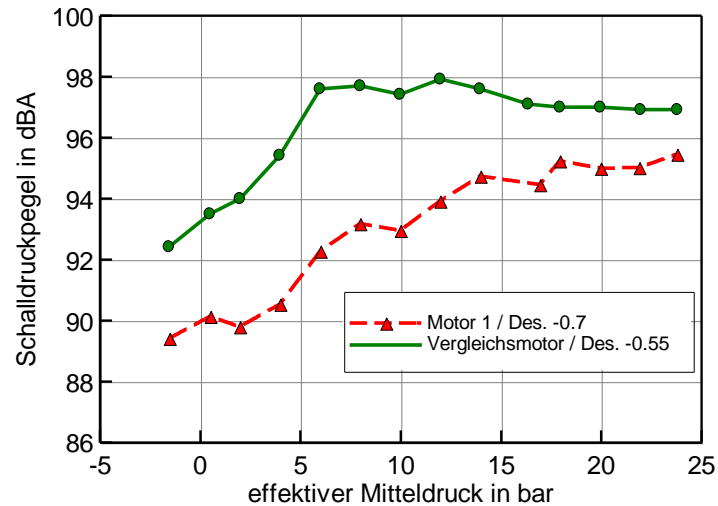


Abb. 7.11: Schalldruckpegelmessung am Zylinder 3 bei $n=1750 \text{ min}^{-1}$

Die Schalldruckpegelmessung am 3. Zylinder zeigte in allen Drehzahlbereichen eine Verbesserung des Akustikverhaltens. Die Reduzierung des Schallpegels, welcher im Lastschnitt bei einer Motordrehzahl von 1750 min^{-1} ermittelt wurde, ist in Abb. 7.11 dargestellt. Die Lastschnitte weiterer Messreihen befinden sich im Anhang.

Diese Reduzierung des Schalldruckpegels kann auf die Desachsierungsvergrößerung zurückgeführt werden. Bei Kolben ohne Desachsierung oder mit Desachsierung zur Gegendruckseite vollzieht der Kolben den Anlagewechsel vor dem Zünd-OT (ZOT) durch einen fast translatorischen Bewegungsablauf mit geringem Kippwinkel. Die dabei entstehenden freien Bewegungsphasen führen zu hohen Beschleunigungen des Kolbens in Richtung Zylinderwand. Dadurch werden Körperschallanregungen am Motor erzeugt.

Durch eine Desachsierung der Kolbenbolzenachse in Richtung der Druckseite, findet der Anlagewechsel mit der Schaftunterkante des Kolbens früher statt. Die Kolbenkopfbewegung zur Druckseite hin verlangsamt sich. Der Stoß zum Zeitpunkt des Kolbenaufpralls an der Druckseite bei diesem Anlagewechsel verursacht eine Körperschallanregung. Diese wird am Schallsensor gemessen. Aufgrund der Kippbewegung des Kolbens beim Anlagewechsel reduziert sich durch die abstützenden Seitenkräfte und größere Verformung des Kolbenschaftes die Körperschallanregung. [18]

7.5 NEDC Vergleich Motor 1 / Vergleichsmotor

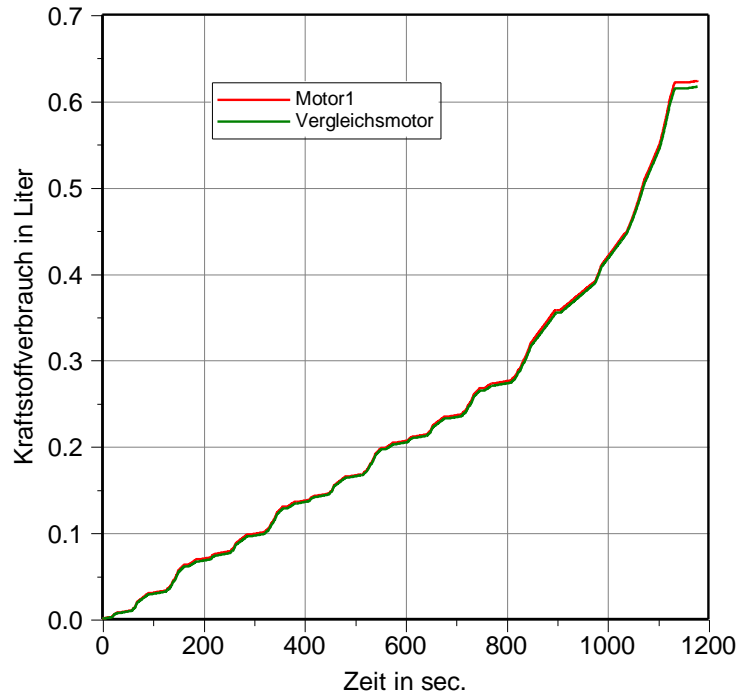


Abb. 7.12: NEDC-Vergleich Motor1 / 2

Im NEDC-Vergleich zeigte sich keine wesentliche Erhöhung des Kraftstoffverbrauches (Abb. 7.12). Dies ist auf die primär niedrigen Lastzustände während des NEDC-Zyklus zurückzuführen, da in den unteren Lastbereichen nahezu identische Reibmitteldruckverläufe auftreten. Der NEDC-Zyklus wurde bei betriebswarmem Motor durchgeführt, was die niedrigen Verbrauchswerte erklärt. Ein Warmlauf des Motors erfolgte bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar. Die Lastabhängigkeit der Desachsierung, die in der Lastschnittauswertung gezeigt wurde, wirkt sich aufgrund der niedrigen Lastzustände während des NEDC-Zyklus nur geringfügig auf den Verbrauch aus.

8 Prüfstands Aufbau des 2. Versuchsträgers

8.1 Motivation für die Entwicklung der Messvorrichtung

Hohe Anteile der Gesamtreibung im Verbrennungsmotor werden durch den Kurbeltrieb verursacht. Eine separierte Darstellung gemessener Ergebnisse dieses Reibungsanteils an der Motorgesamtreibung, konnte bisher nur mithilfe einer Strip-Down-Messung ermittelt werden. Das Strip-Down-Verfahren ist mit erheblichem Aufwand verbunden und beinhaltet den Nachteil, dass durch die Differenzenbildung zweier Messschritte eine Fehlerfortpflanzung stattfindet. Zudem entspricht die Kolbenreibung bei einer geschleppten Messung aufgrund veränderter Betriebsparameter nicht der Reibung, die im realen Motorbetrieb auftritt. Kolbenkräfte, Bauteiltemperaturen, Kolbensekundärbewegung, Schmierfilmttemperaturen im Kolben-Liner-Kontakt sowie in den Lagerstellen, verändern sich infolge der niedrigeren Zylinderdrücke im geschleppten Betrieb.

Eine Messung der tatsächlich auftretenden Kurbeltriebsreibung am Vollmotor erfordert ein Messverfahren im befeuerten Betrieb der Verbrennungskraftmaschine, bei dem übrige Komponenten wie Ventiltrieb, HDP oder Riementrieb für die Messung entkoppelt werden. Der Einfluss des Zweimassenschwungrades (ZMS) auf die Kurbeltriebsreibung kann durch eine direkte Messung des Drehmomentes vor dem ZMS erfolgen. Die Messung des Drehmomentes über einen direkten Durchtrieb vom Motor zur Wirbelstrombremse kann aufgrund der Drehschwingungen des Motors zu Problemen in der Messtechnik und dem Prüfstandsbetrieb führen.

Für die Durchführung dieses Messverfahrens musste eine Messvorrichtung (Abb. 8.1) konzipiert werden, welche die Messung des Drehmomentes vor dem ZMS bei gleichzeitiger Entkopplung des Antriebsmomentes von HDP und Ventiltrieb ermöglicht. Die Konstruktion der Messvorrichtung wurde von Herrn Fasch Stephan, im Zuge der in Arbeit befindlichen Dissertation von Rudolf Wichtel, am IVT durchgeführt.

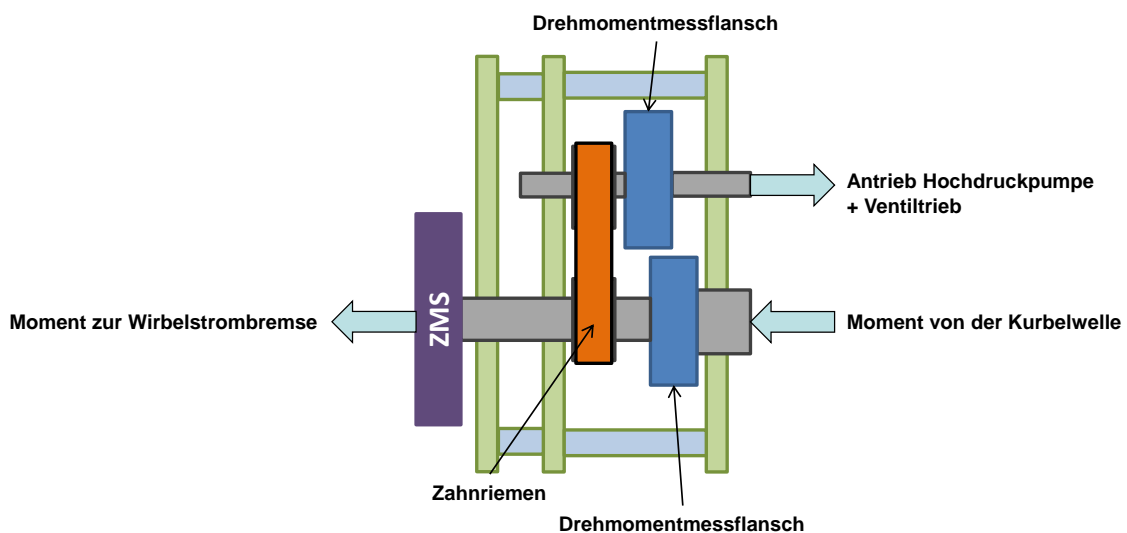


Abb. 8.1: Konzept der Messvorrichtung

8.2 Messvorrichtung

Zwischen Motor und Prüfstandgetriebe wurde die neu konstruierte Messvorrichtung (Abb. 8.2) integriert. Zugunsten des betriebsnahen Motorverhaltens wurde die Messvorrichtung für die Verwendung des originalen Zweimassenschwungrades ausgelegt, da ein starrer Durchtrieb das Betriebsverhalten und die Regelbarkeit am Prüfstand beeinflussen würde. Die Konstruktion der Messvorrichtung ermöglicht die Erfassung des Abtriebsmomentes der Kurbelwelle vor dem ZMS bei gleichzeitiger Messung der Antriebsmomente von Hochdruckpumpe und Ventiltrieb. Die Messmethodik wird in Kapitel 8.3, im Zusammenhang mit den jeweiligen Aufbauzuständen, detailliert erklärt. Die nachfolgenden Kapitel geben einen genaueren Einblick über die Konstruktion der Messvorrichtung, Aufbaukonfigurationsschritte und die im Zuge dessen verwendeten Konditionieranlagen.

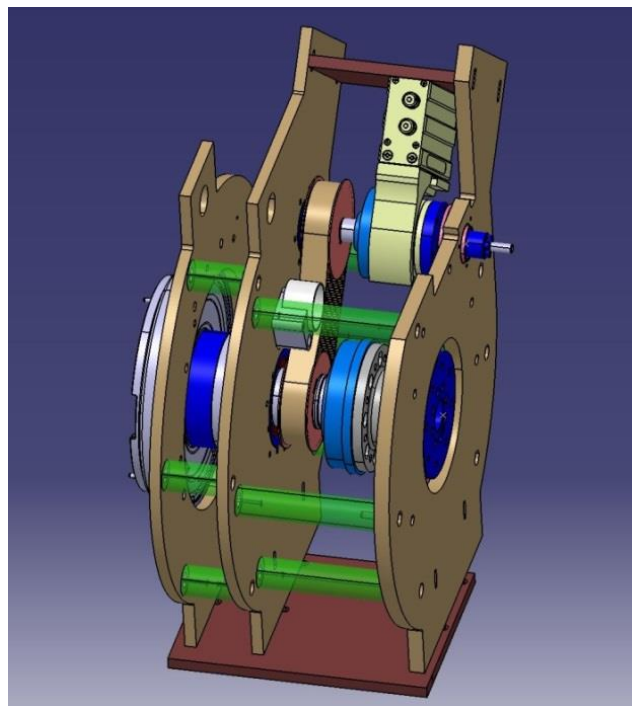
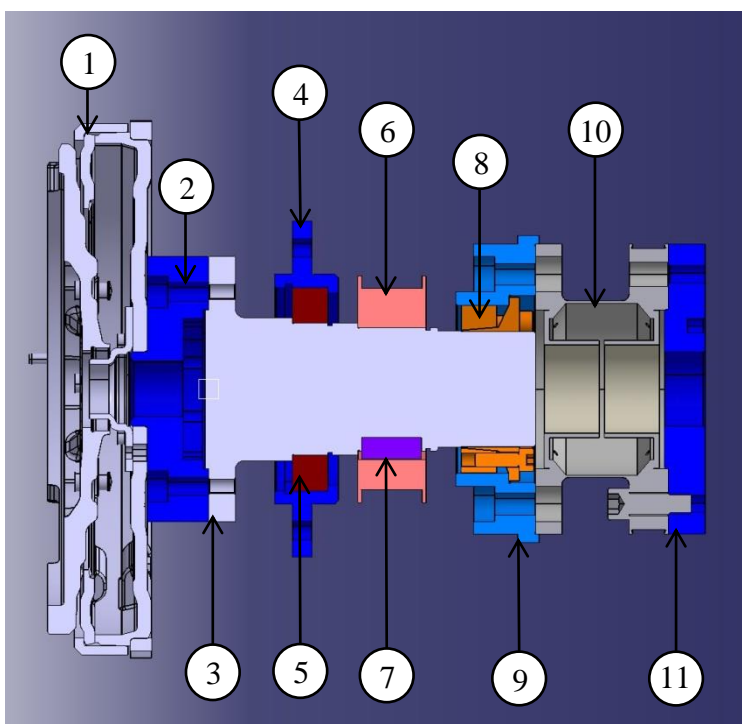


Abb. 8.2: Messvorrichtung

8.2.1 Konstruktion Messvorrichtung

In Abb. 8.3 ist der Aufbau der unteren Wellenkonstruktion der Messvorrichtung gezeigt. Das abgegebene Drehmoment der Kurbelwelle wird über den verschraubten Zwischenflansch (Nr.11) an den Drehmomentmessflansch der Fa. Manner (Nr.10) übertragen. Die Zentrierung des Drehmomentmessflansches zur Hauptwelle (Nr.3) wird durch eine Außenzentrierung des Messflansches am Zwischenflansch (Nr.9) erreicht.



1. ZMS
2. Zwischenflansch
3. Hauptwelle
4. Lagergehäuse
5. Kugellager
6. Riemenrad
7. Passfeder
8. Ringspannelement
9. Zwischenflansch
Hauptwelle / Manner (mit
Außenzentrierung)
10. Manner
Drehmomentmessflansch
11. Zwischenflansch
Kurbelwelle / Manner

Abb. 8.3: Schnittzeichnung der unteren Wellenkonstruktion

Die Dauerfestigkeitsauslegung der Hauptwelle (Nr.3) erfolgte anhand der vom Motorenhersteller angegebenen wechselnden Beanspruchung von -400 Nm und $+1800\text{ Nm}$.

Um die Zerlegbarkeit des Aufbaus zu gewährleisten, wurde als Wellen-Naben-Verbindung eine Keilwellenverbindung an der Hauptwelle gewählt (Abb. 8.4). Diese Verbindung stellte sich im Prüfstandsbetrieb nach kurzer Zeit als nachteilig heraus, da sich unter der auftretenden wechselnden Belastung ein Verzahnungsspiel bildete. Infolge dieses Verzahnungsspieles, welches sich negativ auf den Prüfbetrieb auswirkte, musste eine neue Welle (Abb. 8.5) konstruiert und gefertigt werden. Für die neue Hauptwelle wurde ein Ringspannelement als Wellen-Naben-Verbindung verwendet. Diese Art der Verbindung ist aufgrund der kraftschlüssigen Übertragung des Drehmomentes besonders gut für wechselnde Belastungszustände geeignet. Der Rundlauf des Zwischenflansches (Nr.9) im neuen Wellenaufbau wird

durch die spezielle selbstzentrierende Bauform des Ringspannelementes erreicht.

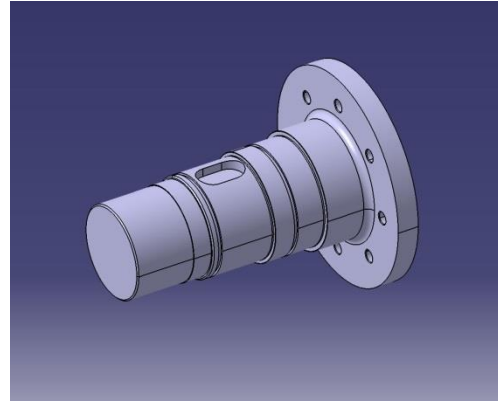
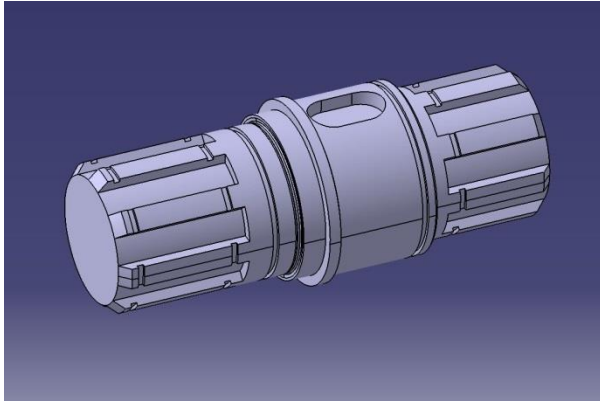


Abb. 8.4: Hauptwelle mit Keilwellenverzahnung Abb. 8.5: Hauptwelle für Ringspannelement

Das Lagergehäuse (Nr.4) in der getriebeseitigen Aufnahmeplatte wurde als Loslagergehäuse ausgeführt, um die temperaturbedingte Längenausdehnung der Hauptwelle im Prüfbetrieb zu kompensieren. Ein abgedichtetes Rillenkugellager der Fa. SKF kommt in dieser Lagerstelle zur Verwendung. Die Lagergehäuse wurden zur Überwachung mit Temperaturmesssonden versehen, um eine frühzeitige Erkennung von Reibungsverfälschungen im Betrieb sicherzustellen, da ein möglicher Lagerschaden durch eine Überhitzung der Lagerstelle erkennbar wird.

Für die Kraftübertragung der Hauptwelle zum ZMS musste ein weiterer Zwischenflansch (Nr.2) gefertigt werden. Dieser wurde mit der Hauptwelle und dem ZMS verschraubt. Für die Weiterleitung des Momentes Richtung Wirbelstrombremse kommt am ZMS eine nicht betätigte originale Fahrzeugkupplung zum Einsatz, welche das Drehmoment an den starren Durchtrieb des adaptierten Schaltgetriebegehäuses abgibt. Wie im Fahrzeug ist hierbei die Kupplungsscheibe über eine Schiebeverzahnung mit der Getriebeeingangswelle verbunden. Diese Schiebeverzahnung, welche im Fahrzeug der Kupplungsbetätigung dient, ermöglicht den Ausgleich der temperaturbedingten Längenänderung der gesamten Wellenkonstruktion durch Verschiebung des ZMS.

Abb. 8.6 zeigt den ursprünglichen Wellenaufbau, in welchem die Wellen-Naben-Verbindung als Keilwellenverbindung ausgeführt ist. In diesem Wellenaufbau entstand zusätzlich eine Lagerverkantung am Lagergehäuse. Diese Verkantung verursachte im Zuge der Wärmeausdehnung der Hauptwelle Axialspannungen am Drehmomentmessflansch. Dies führte zu einer Verfälschung der Messwerte. Um ein Verkanten des Rillenkugellagers zu verhindern wurden der Lagerdurchmesser und die Lagerbreite vergrößert. Ein ungehindertes Verschieben der Loslagerstelle wurde so gewährleistet.

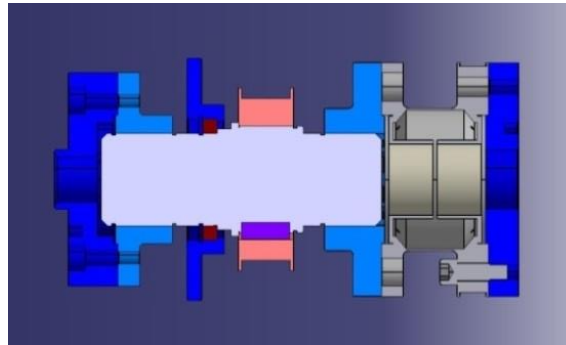


Abb. 8.6: Schnittzeichnung der unteren Wellenkonstruktion mit Keilwellenprofil

Für den Antrieb von Hochdruckpumpe (HDP) und Ventiltrieb wurde ein Antriebskonzept gesucht, welches die Anforderungen des Prüfmoduls bestmöglich erfüllen sollte. Eine Stirnradverzahnung konnte aufgrund der Schmierproblematik und des großen Achsabstandes nicht zum Einsatz kommen. Somit standen die Verwendung eines Kettentriebes oder eines Zahnriementriebes zur Auswahl. Aufgrund der Vorteile in Bezug auf die Spannvorrichtung wurde ein Zahnriementrieb mit automatischer Spannvorrichtung gewählt. Eine Auslegung des Zahnriementriebes erfolgte anhand der berechneten Hochdruckpumpen-Drehmomente des Motorenherstellers. Aufgrund der zusätzlichen Belastung durch das Antriebsmoment des Ventiltriebs sowie der oberen Steuerkette, wurde der Zahnriemen auf dreifache Sicherheit ausgelegt. Die Auslegung der Riemenbreite ergab eine Zahnriemenbreite von 30mm. Die Zahnform wurde aufgrund der wechselnden Belastung gewählt. Die Wahl fiel auf einen Zahnriemen der Type „HTD 8M - 30“ der Firma Continental. Die Spannung des Riemen wurde durch die Verwendung einer federvorgespannten Umlenkrolle im Leertrum aufgebaut (Abb. 8.8). Die Vorspannung des Zahnriemens, durch die Spannkraft der Rolle, erwies sich beim Aufbau des Prüfstandes als zu stark. Die Gewindebohrungen zur Befestigung der Spannrolle wurden im Zuge dessen so gefertigt, dass die Spannrolle im mechanisch blockierten Zustand die notwendige Riemenvorspannung aufbringt (Abb. 8.8).

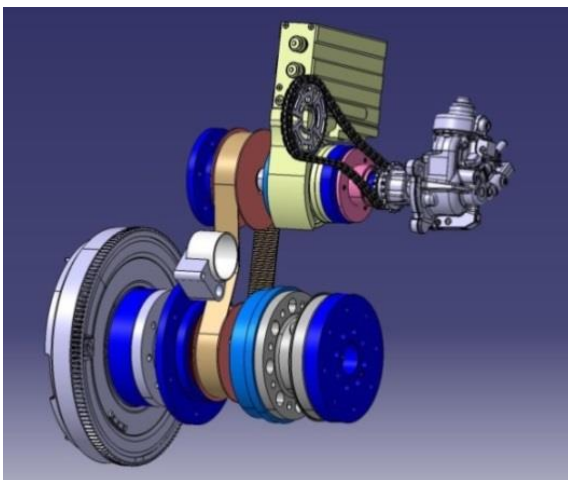


Abb. 8.7: Zahnriemenverbindung

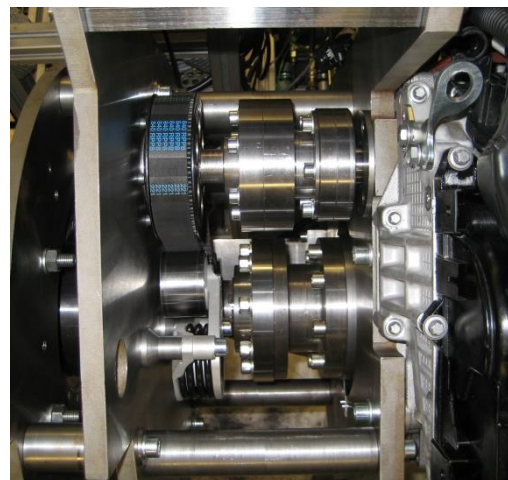


Abb. 8.8: Zahnriemenspanner

Die Abb. 8.9 zeigt einen Schnitt durch die obere Wellenkonstruktion der Messvorrichtung, die dem Antrieb der Hochdruckpumpe (Nr.13) und des Ventiltriebes bei ausgebauter unterer Steuerkette dient. Die Hauptwelle 2 (Nr.3) ist im Lagergehäuse (Nr.1) gelagert. Diese Lagerstelle ist als Loslager ausgeführt. Ein Rillenkugellager (Nr.2) gleicher Bauart wie in der unteren Lagerstelle wird eingesetzt. Als Verbindungselement zwischen Riemenrad (Nr.4) und Hauptwelle 2 wurde äquivalent zur unteren Hauptwelle eine Passfederverbindung (Nr.5) zur Kraftübertragung gefertigt. Eine zweite Passfederverbindung (Nr.7) diente der weiterführenden Übertragung des Drehmomentes an das Zwischenstück (Nr.6), welches mit dem Drehmomentaufnehmer HBM-T12 (Nr.8) verschraubt ist. Diese Passfederverbindung konnte dem unerwartet hohen wechselnden Drehmoment, das durch die Hochdruckpumpe verursacht wird, nicht standhalten. Ein großes radiales Spiel in der Passfederverbindung war die Folge. Dies machte sich durch laute Vibrationsgeräusche im unteren Drehzahlbereich bemerkbar. Durch beidseitiges Verschweißen des Flansches mit der Hauptwelle 2 konnte dieses Problem beseitigt werden.

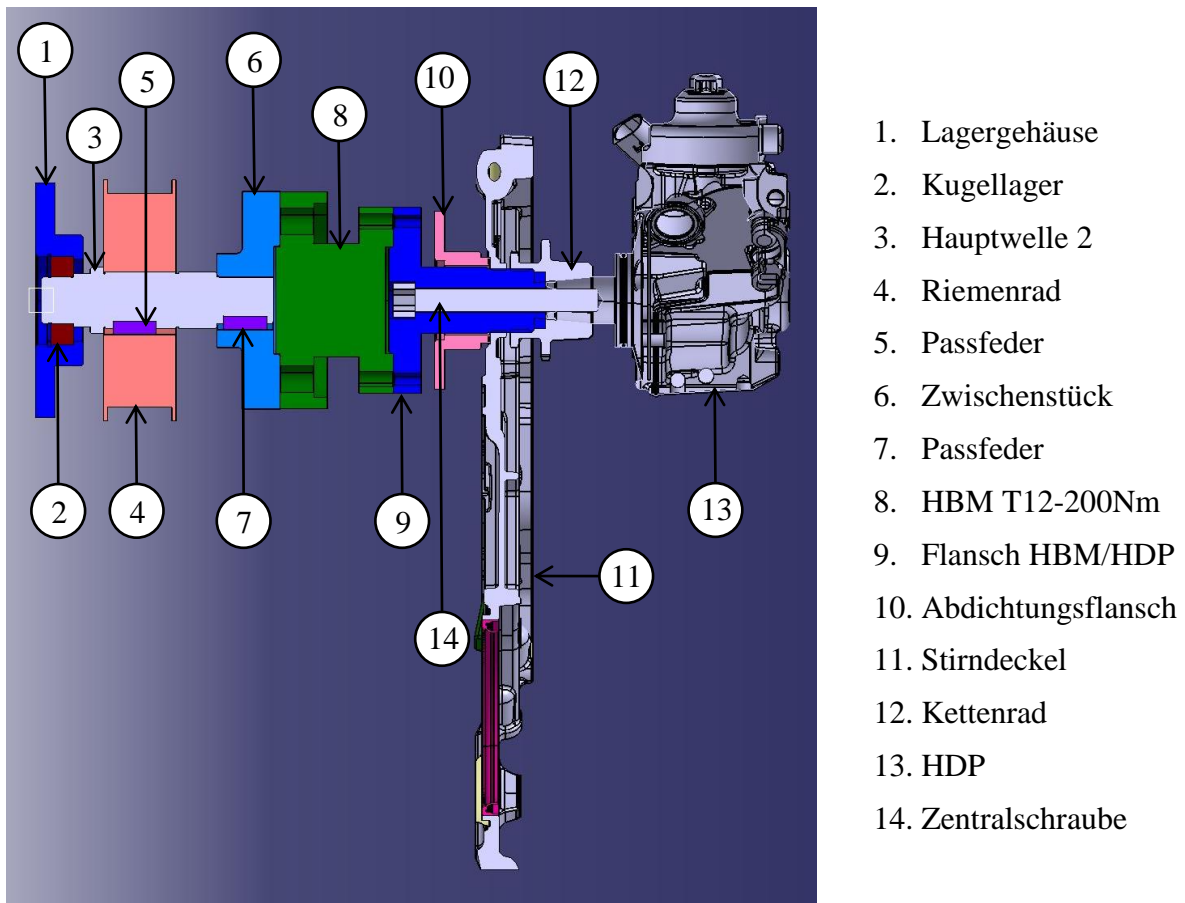


Abb. 8.9: Schnitt durch die obere Wellenkonstruktion

Für die Abdichtung der Öffnung im Stirndeckel, durch die der Flansch (Nr.9) geführt wird, wurde ein Abdichtungsflansch (Nr.10) gefertigt. Dieser dichtet gegenüber dem Stirndeckel (Nr.11) mithilfe eines O-Ringes an der Planfläche der standardmäßig verbauten

Verschlusschraube ab. Die Abdichtung zwischen Flansch (Nr.9) und Abdichtungsflansch (Nr.10) wird durch den Verbau eines Radialwellendichtrings (in Abb. 8.9 nicht dargestellt) erreicht.

Die Drehmomenteinleitung am Kettenrad der Hochdruckpumpe erfolgt über eine kreuzförmige formschlüssige Verbindung (Abb. 8.10) zwischen Flansch HBM/HDP (Nr. 9, Abb. 8.11) und Kettenrad (Abb. 8.12). Durch diese Art der Drehmomenteinleitung in das Kettenrad konnte das originale Kettenrad mit Passfeder-Kegelsitzverbindung zwischen Hochdruckpumpe und Kettenrad beibehalten werden. Beide Bauteile sind über eine Zentralschraube miteinander verbunden.

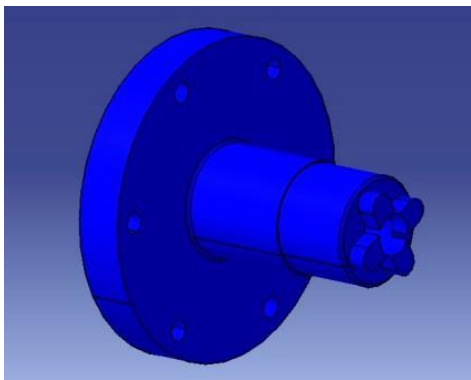


Abb. 8.10: Flanschkonstruktion



Abb. 8.11: Flanschbauteil



Abb. 8.12: Bearbeitetes Kettenrad der Hochdruckpumpe

Die Kraftübertragung von der HDP zum Ventiltrieb übernimmt die standardmäßig im Motor verbaute obere Steuerkette (Abb. 8.13). Durch die Drehrichtung des Motors und die Platzierung der obere Steuerkette, sind Zug- und Leertrum der Kette konstruktiv vorgegeben. Eine Krafteinleitung direkt an der Nockenwelle würde eine Umkehrung der Lastverhältnisse am Kettentrieb verursachen, was zu Problemen an der hydraulischen Kettenspannvorrichtung führen würde. Dies begründet die Wahl der Krafteinleitung an der Hochdruckpumpe, um die motorbetriebsnahen Reibungszustände im Kettentrieb möglichst wenig zu beeinflussen.

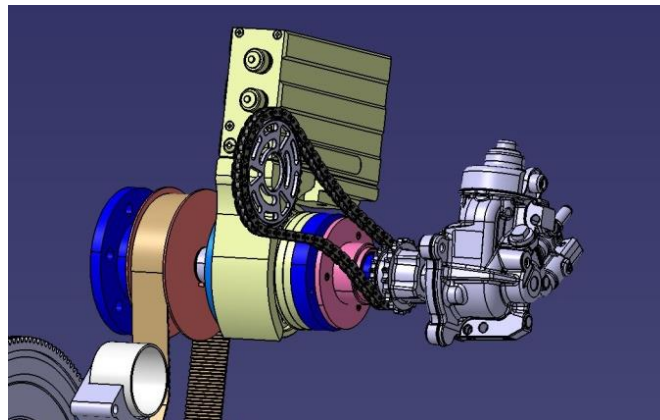


Abb. 8.13: Kraftübertragung HDP/Ventiltrieb

Der Rahmen des Prüfmoduls wurde aus 20 bzw. 25mm starken Stahlplatten gefertigt. Diese wurden zuerst wasserstrahlgeschnitten, anschließend plangeschliffen und CNC-nachbearbeitet. Um die Montage am Prüfstand zu erleichtern wurden die Platten im oberen Bereich mit Öffnungen versehen, welche eine Montage mit dem am Prüfstand vorhandenen Kran ermöglichten. Eine Gesamtansicht der Messvorrichtung mit angeflanschten Versuchsträgerteilen ist in Abb. 8.14 gezeigt.

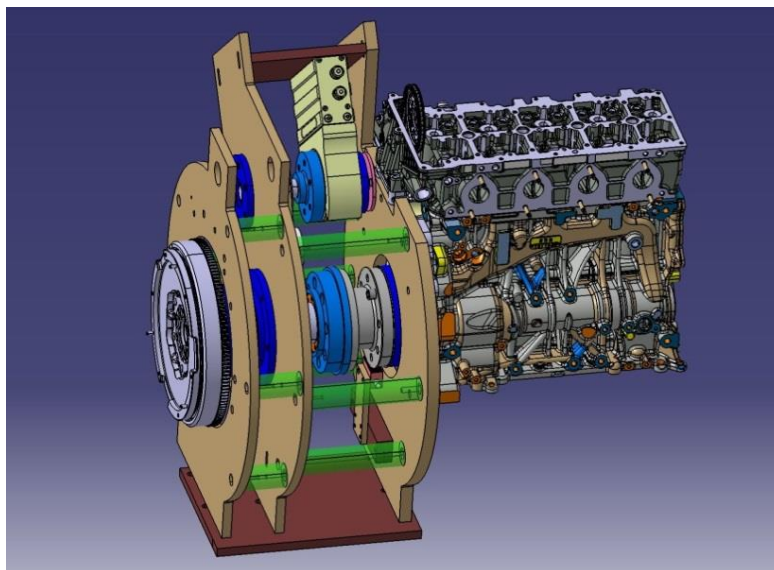


Abb. 8.14: Prüfmodulkonstruktion mit angeflanschten Versuchsträgerteilen

Eine externe Montage der Antenne des oberen Drehmomentmessflansches HBM-T12 könnte beim Versuchsträgerstart aufgrund der Kippbewegung des Motors eine Kollision von Antenne und Messflansch verursachen und dadurch den Messflansch beschädigen. Um dies zu verhindern und die Rundlauf toleranzen des Messflansches einzuhalten, erfolgte die Anbindung der Antenne direkt am Rahmen des Prüfmodules (Abb. 8.15). Durch diese Befestigungsart konnte der Abstand zwischen Antenne und Messflansch konstant gehalten werden.

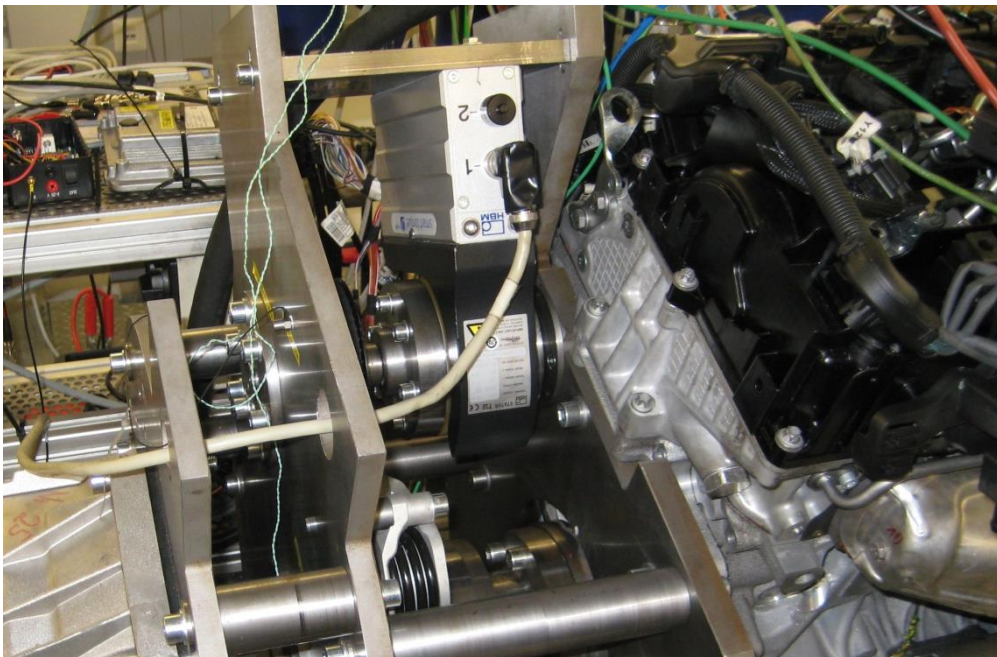


Abb. 8.15: Befestigung des HBM-T12 am Messaufbau

8.2.2 Ölkonditionieranlage

Für die Konditionierung der Betriebsmedien kamen (wie beim ersten Versuchsträger) Ladeluftkühlung, Kühlwasserkonditionieranlage und Kraftstoffkonditionieranlage zum Einsatz. Zusätzlich erforderte die Kennfeldvermessung mit ausgebaute Ölpumpe den Einsatz einer Ölkonditionieranlage (Abb. 8.16).

Für die Ölkonditionierung wurde die am Prüfstand vorhandene Konditionieranlage der Firma AVL verwendet. Aufgrund der großen Volumenausdehnung der Ölfüllmenge in der Konditionieranlage bei einer Temperaturänderung von ca. 20°C auf 110°C, kann die Einhaltung eines minimalen Ölstandes in der Ölwanne nicht gewährleistet werden. Das Rücklaufsystem der Anlage hat deshalb ein Ausgleichsgefäß im Rücklauf integriert. Dadurch wird die Kompensation der thermisch bedingten Ausdehnung des Öls erreicht. Ohne das Ausgleichsgefäß würde ein Ansteigen des Ölstandes ein Planschen der Kurbelwelle verursachen, was zu einer ungewollten Reibungserhöhung führen würde.



Abb. 8.16: Ölkonditionieranlage

1. Konditionieranlage
2. Ausgleichsgefäß
3. Zulaufleitung zum Motor
4. Rücklaufleitung vom Motor
5. Durchflussmesser

Um ein Ansaugen von Luft im Ausgleichsgefäß zu verhindern, musste eine ausreichende Ölrücklaufmenge gewährleistet werden. Dies wurde durch die Verwendung eines Füllstandrohres mit größtmöglichem Ablaufdurchmesser erreicht. Mit diesen Maßnahmen konnte der Ölstand in der Ölwanne konstant gehalten werden (Abb. 8.17).



Abb. 8.17: Füllstandrohr in der Ölwanne

8.2.3 Aufbau des Versuchsträgers am Prüfstand

Der Aufbau des Versuchsträgers erfolgte äquivalent zum ersten Motor mit den gleichen Konditionieranlagen. Aufgrund des Prüfmodules musste die Anbindung an das Schwingungsfundament adaptiert werden (Abb. 8.18) und eine kürzere Gleichlaufgelenkwelle kam zum Einsatz. In diesem Aufbauschritt wurde anschließend die Vermessung des ersten Kennfeldes für die Ermittlung der Konditionierungsparameter durchgeführt. Die Ölkonditionieranlage wurde in diesem Messaufbau noch nicht benötigt.

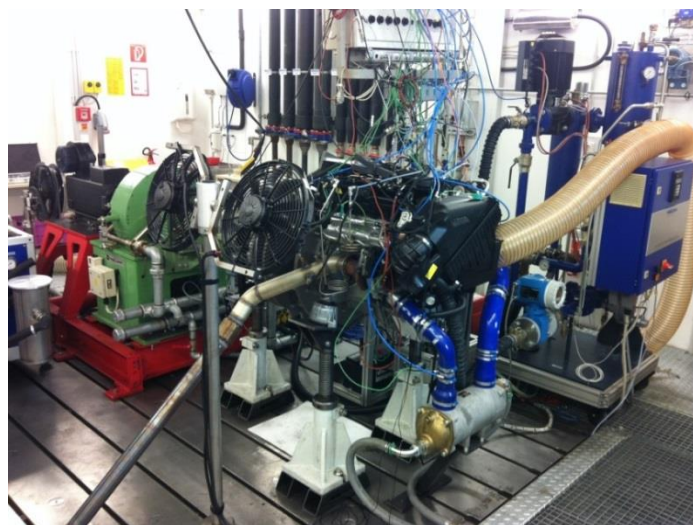


Abb. 8.18: Gesamtansicht des Prüfstands-aufbaus mit Konditionieranlagen

Eine zu starke Erwärmung der Messvorrichtung im Prüfbetrieb würde sich aufgrund der Wärmeausdehnung der Bauteile negativ auf die Reibungsmessung auswirken. Um den Wärmeeintrag des Motors und der Abgasanlage in die Messvorrichtung zu reduzieren, wurden 2 Kühlventilatoren (Abb. 8.19) zur Kühlung eingesetzt.

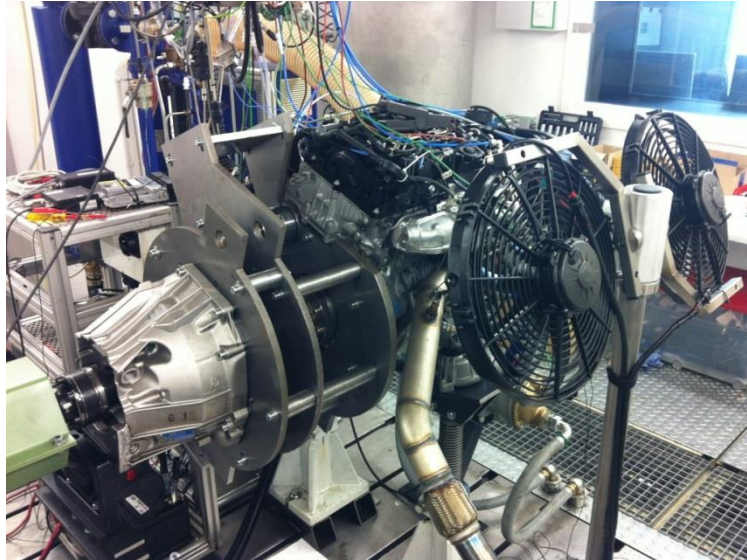


Abb. 8.19: Aufgebautes Prüfmodul mit Kühlventilatoren

Abb. 8.20 zeigt den 2. Versuchsträger in der letzten Aufbaukonfiguration. Dieser Aufbauschritt diente einem Vergleich zwischen Versuchsträgeraufbau mit und ohne Messvorrichtung. Die Beeinflussung der Reibungsmessung durch die Messvorrichtung kann dadurch ermittelt werden.

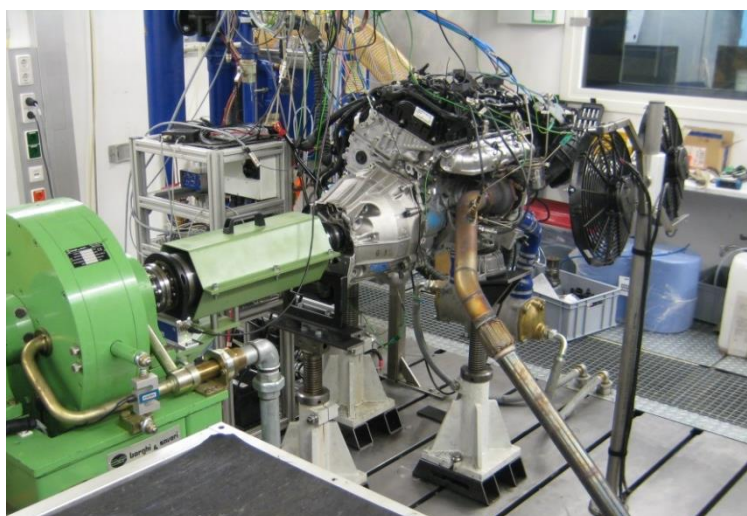


Abb. 8.20: 5. Versuchsträgeraufbau ohne Messvorrichtung

8.3 Aufbaukonfigurationen

Die Messung der Reibung einzelner Nebenaggregate, wie Wasserpumpe und Ölpumpe, erfordert eine Strip-Systematik bei den Messaufbauten. Die Aufbauzustände des Versuchsträgers werden nachfolgend beschrieben.

8.3.1 1. Versuchsträgeraufbau

Die Ermittlung der Konditionierungsparameter erforderte eine Kennfeldvermessung des Vollmotors. Zu diesem Zweck wurde der Vollmotor inklusive Messvorrichtung am Prüfstand aufgebaut (Abb. 8.21). In diesem Aufbauzustand wurde aus Sicherheitsgründen auf die Verwendung des Zahnriementriebes verzichtet, um die Betriebssicherheit der Messvorrichtung im Betriebsbereich des Kennfeldes abklären zu können. Die Messungen erfolgten mit verbauter unterer Steuerkette. Mögliche Probleme durch den Versatz des Zweimassenschwungrades im Zusammenhang mit der unteren Wellenkonstruktion, konnten dadurch ausgeschlossen werden.

Erfasste Konditionierungsparameter:

- Öltemperatur im Hauptölkanal
- Öldruck im Hauptölkanal
- Kühlmitteldurchflussmenge

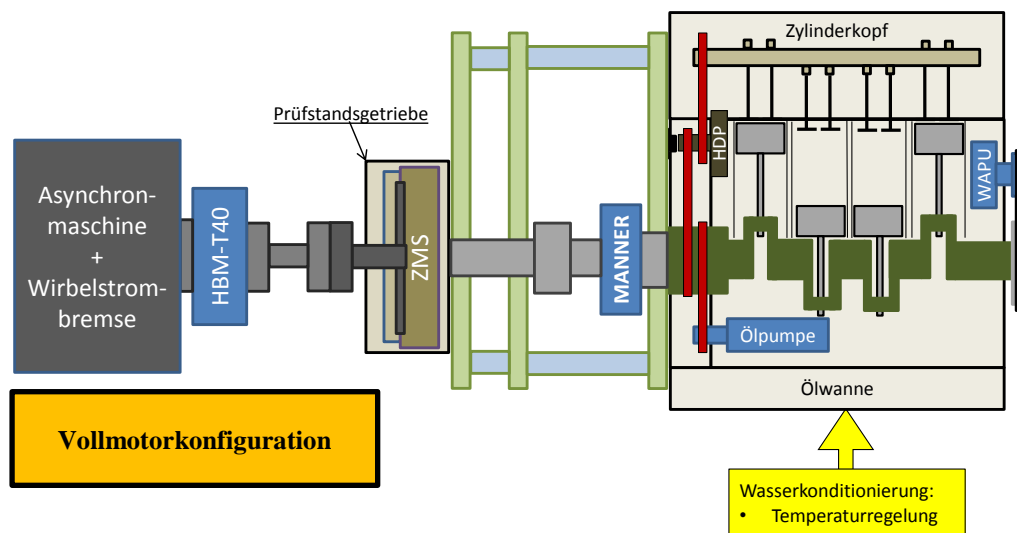


Abb. 8.21: Schematischer 1. Aufbauschrut, Ermittlung der Konditionierungsparameter

In diesem Versuchsträgeraufbauzustand wurden Kühlmittel-, Kraftstoff-, und Ladelufttemperatur konditioniert.

8.3.2 2. Versuchsträgeraufbau

Im zweiten Aufbauschritt wurden Ölpumpe und Riementrieb sowie untere Steuerkette ausgebaut. Die Kraftübertragung von der Kurbelwelle zur Hochdruckpumpe erfolgte über den Zahnriementrieb der Messvorrichtung (Abb. 8.22). Dieser Aufbauschritt diente zur Ermittlung der Kolbengruppenreibung.

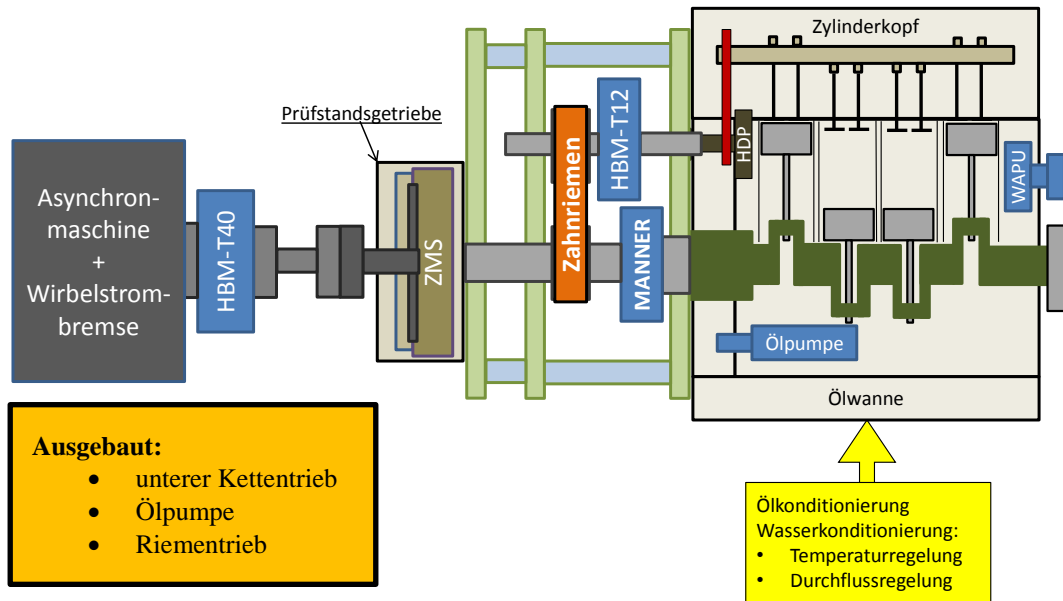


Abb. 8.22: Schematischer 2. Aufbauschritt, Ermittlung der Kolbengruppenreibung

Der Ausbau der Ölpumpe erforderte den Verschluss der Ölzulaufbohrungen am Kurbelgehäuse (Abb. 8.23), um den Öldruckaufbau durch die Ölkonditionieranlage zu ermöglichen.

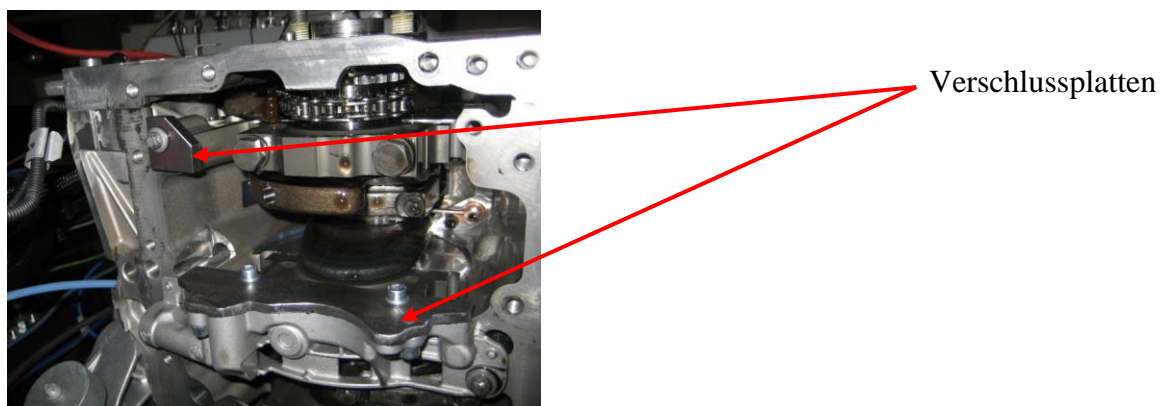


Abb. 8.23: Verschluss der Ölzulaufkanäle im 2. Strip-Down-Schritt

Der Ölzulauf von der Konditionieranlage erfolgte direkt am Ölfiltergehäuse, welches mit einem Anschlussadapter versehen wurde. Der drehzahlabhängige und lastabhängige Druckanstieg konnte mittels der im ersten Versuchsträgeraufbau ermittelten Parametertabelle durch die Konditionieranlage nachgestellt werden, um die Schmierverhältnisse im Motor nicht zu verändern.

Der Ausbau des unteren Kettentriebes erforderte eine Abdichtung am Gehäuse des unteren Kettenspanners. Der Verbau einer geschlossenen Metalledichtung zwischen Kettenspanner und Kurbelgehäuse verhinderte einen Öldruckabfall im Hauptölkanal.

Durch den Ausbau des Keilrippenriemens wird die Wasserpumpe nicht mehr angetrieben. Die Kühlmittelversorgung übernimmt die Kühlmittelkonditionieranlage. Geregelt wurde die Kühlmittleingangstemperatur auf $T_{kMe} = 90^{\circ}\text{C}$ sowie die Kühlmittel-Durchflussmengenwerte analog zum ersten Versuchsträgeraufbau.

Die Messwerte des HBM-T12 entsprechen dem Drehmoment, das für Hochdruckpumpe, Ventiltrieb und die obere Steuerkette aufgebracht werden muss. Der HBM-T40 misst das vom Versuchsträger effektiv an die Wirbelstrombremse abgegebene Drehmoment. Durch die Differenzbildung dieser beiden Drehmomentwerte errechnet sich das effektiv vom Kurbeltrieb an den Messaufbau abgegebene Drehmoment.

Durch den Zusammenhang zwischen Drehmoment und Mitteldruck nach Formel(8) können die effektiven Mitteldrücke gebildet werden. Mit dem indizierten Mitteldruck werden infolge der Reibmitteldrücke des oberen Steuertriebes $p_{r_HBM-T12}$ und des gesamten Versuchsträgers $p_{r_HBM-T40}$ ermittelt.

Durch die Differenzbildung der Reibmitteldrücke errechnet sich der Reibmitteldruck des Kurbeltriebes nach:

$$p_{r_Kurbeltrieb} = p_{r_HBM-T40} - p_{r_HBM-T12} \tag{21}$$

Wegen der oben beschriebenen Differenzbildung besteht in diesem Aufbauschnitt das System Kurbeltrieb aus folgenden Komponenten:

Pr_Kurbeltrieb	<ul style="list-style-type: none"> • Kolben • Kolbenbolzen • Pleuel • Kurbelwelle 	<ul style="list-style-type: none"> • Ausgleichswellen • ZMS • Zahnriementrieb (Messvorrichtung)
----------------	---	--

Eine direkte Messung des Drehmomentes an der Kurbelwelle erfolgte durch den verbauten Manner-Drehmomentmessflansch. Durch die Platzierung dieses Messflansches wird das System Kurbeltrieb um ZMS und Zahnriementrieb reduziert. Die Summe der Reibung von Kurbelwelle, Kolben, Pleuel und Ausgleichswellen kann ermittelt werden.

8.3.3 3. Versuchsträgeraufbau

Durch den Einbau des Riementriebes im dritten Versuchsträgeraufbau wird die Kühlwasserversorgung des Motors wieder durch die motorinterne Wasserpumpe (WAPU) übernommen (Abb. 8.24). Die Konditionieranlage dient lediglich zur Temperaturregelung auf die für die Kennfeldvermessung notwendige Kühlwassereingangstemperatur (T_{kme}) von 90°C .

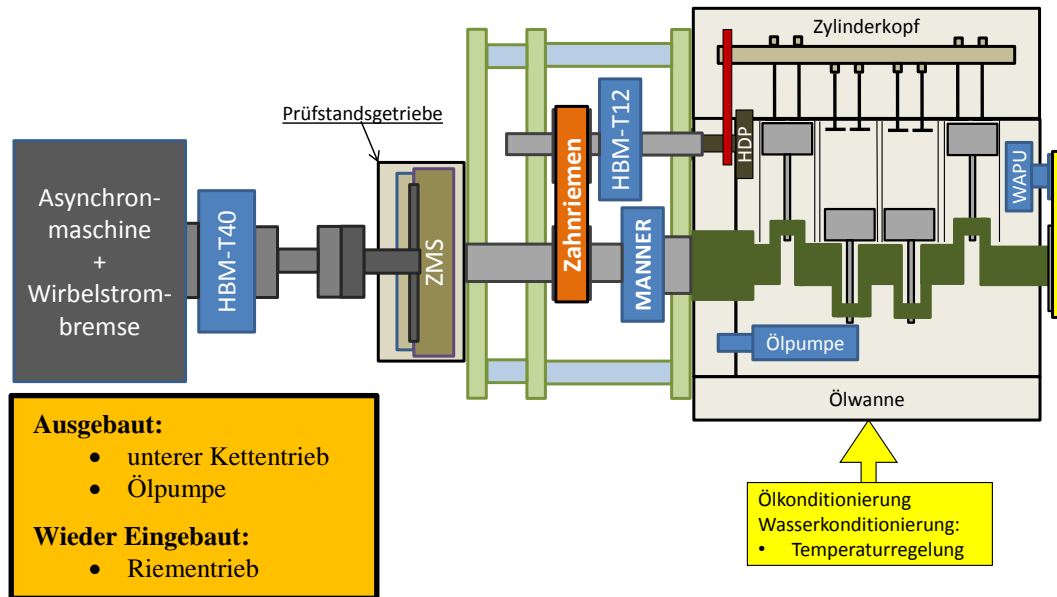


Abb. 8.24: Schematischer 3. Aufbausritt, Ermittlung der Riementriebsreibung

Dieser Aufbausritt dient zur Ermittlung der durch den Riementrieb verursachten Reibung am Versuchsträger. Die Reibung der Lagerstellen von Generator, Klimakompressor und Umlenkrollen des Riemens können bei der Messung vernachlässigt werden. Die elektrische Fremdversorgung des Motors ermöglicht die elektrische Entkopplung des Generators durch Abklemmen. Dadurch verursacht die Wasserpumpe den Hauptanteil der Reibung am Riementrieb, welcher im beschriebenen Messaufbau ermittelt wird.

Durch die Differenzenbildung, wie sie im Aufbausritt 2 beschrieben wurde, kann der Reibmitteldruck des Kurbeltriebes in diesem Aufbausritt ermittelt werden. Durch den Antrieb der WAPU über den Keilrippenriemen erhöht sich der Reibmitteldruck des Kurbeltriebes.

Durch die Differenzenbildung der Reibmitteldrücke des Kurbeltriebes aus Aufbausritt 2 (ohne WAPU) und 3 (mit WAPU) kann der Reibmitteldruck des Riementriebes (WAPU) ermittelt werden.

$$p_{r_Riementrieb} = p_{r_Aufbausritt_3} - p_{r_Aufbausritt_2} \quad (22)$$

8.3.4 4. Versuchsträgeraufbau

Im vierten Versuchsträgeraufbau ist die Ölpumpe wieder eingebaut. Dieser Versuchsaufbau dient der Ermittlung der Ölpumpenreibung (Abb. 8.25).

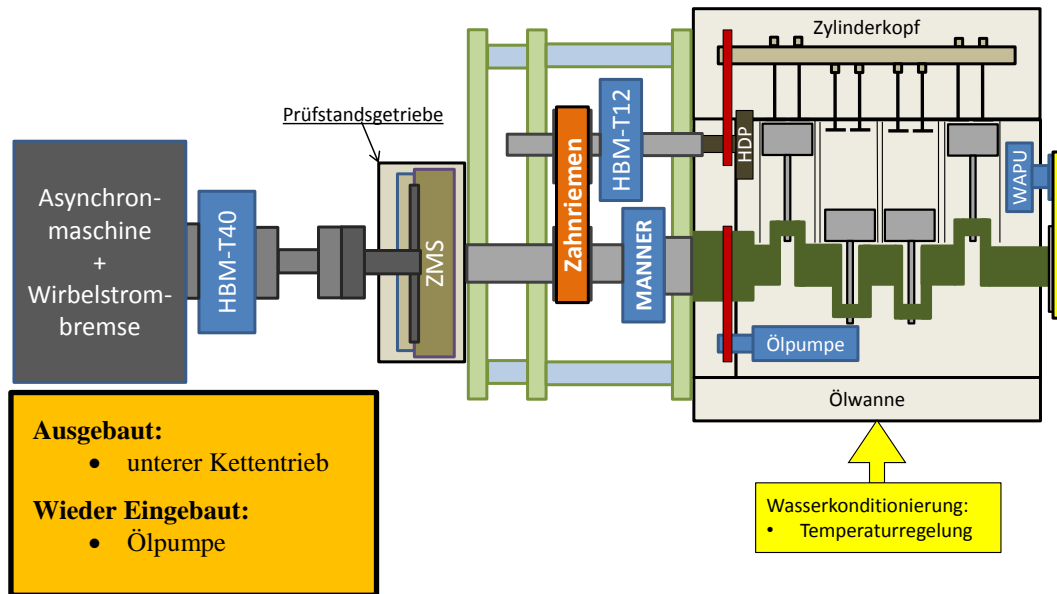


Abb. 8.25: Schematischer 4. Aufbauschnitt, Ermittlung der Ölpumpenreibung

Wie in den zuvor gezeigten Aufbauschnitten lässt sich der Reibmitteldruck der Ölpumpe durch die Differenzbildung der Kurbeltriebsreibung ermitteln. Durch den Einbau der Ölpumpe in diesem Aufbauschnitt erhöht sich die Kurbeltriebsreibung um den Reibmitteldruck der Ölpumpe.

$$p_{r_ölpumpe} = p_{r_Aufbauschnitt_4} - p_{r_Aufbauschnitt_3} \quad (23)$$

8.3.5 5. Versuchsträgeraufbau

Im fünften und letzten Aufbauschnitt befindet sich keine Messvorrichtung zwischen Prüfstandsgetriebe und Versuchsträger (Abb. 8.26). Er dient zur Ermittlung eines Vollmotor-Reibkennfeldes ohne Messvorrichtung.

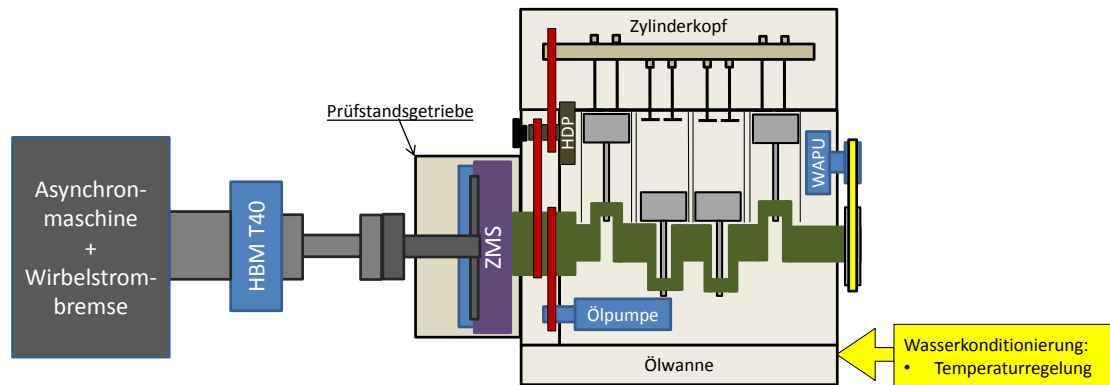


Abb. 8.26: Schematischer 5. Aufbauschnitt

Der Reibmitteldruckverlauf des Zahnriementriebs der Messvorrichtung entspricht nicht dem Reibmitteldruckverlauf der unteren Steuerkette im Motorbetrieb. Da eine Bewertung der im Motor real auftretenden Kurbeltriebsreibung erhalten werden soll, muss die Differenz zwischen Zahnriemen und Kette in Form eines Offsets berechnet werden. Der Reibmitteldruck-Offset errechnet sich aus der Differenz zwischen Aufbauschnitt 5 (mit Steuerkette) und Aufbauschnitt 4 (mit Zahnriemen).

$$p_{r_offset} = p_{r_Aufbauschnitt_5} - p_{r_Aufbauschnitt_4} \quad (24)$$

Mithilfe dieser Reibmitteldruckabweichung kann der Reibmitteldruck des Kurbeltriebes aus dem 2. Versuchsträgeraufbau korrigiert werden.

$$p_{r_Kurbeltrieb_real} = p_{r_Aufbauschnitt_2} - p_{r_offset} \quad (25)$$

Dadurch ergeben sich die Komponenten des realen Kurbeltrieb-Reibmitteldrucks:

$p_{r_Kurbeltrieb_real}$	<ul style="list-style-type: none"> • Kolben • Kolbenbolzen • Pleuel • Kurbelwelle 	<ul style="list-style-type: none"> • ZMS • Ausgleichswellen • untere Steuerkette
----------------------------	---	---

9 Messergebnisse Motor 2

Die Kennfeldvermessung gliedert sich anhand der Versuchsträgeraufbauten eins bis fünf in mehrere Teilsegmente. Durch die Vermessung des Versuchsträgers in den verschiedenen Aufbauzuständen können die Reibungen der einzelnen Komponenten durch Differenzenbildung ermittelt werden. Es wurde aus Zeitgründen ein eingeschränktes Kennfeld vermessen. Begrenzt wurde das Kennfeld durch einen effektiven Mitteldruck von 16 bar und einem Drehzahlbereich von 1500 - 3500 min^{-1} . In den nachfolgenden Kapiteln werden die Ergebnisse der Untersuchungen beschrieben und interpretiert.

9.1 Ermittlung des Öl-Temperaturkennfeldes

Im ersten Versuchsträgeraufbau wurde das Referenz-Temperaturkennfeld der Öltemperatur im Hauptölkanal für die nachfolgenden Messungen ermittelt.

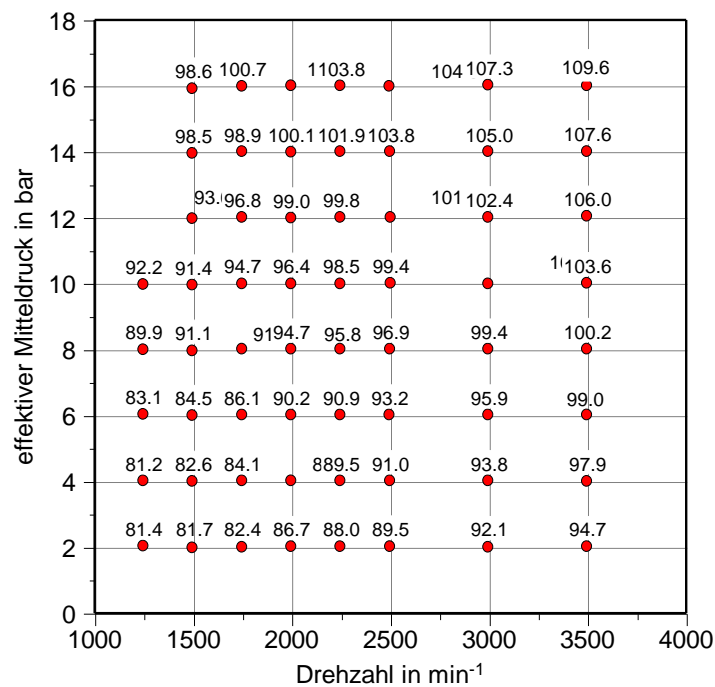


Abb. 9.1: Referenz-Temperaturkennfeld der Öltemperatur im Hauptölkanal

Das in Abb. 9.1 gezeigte Kennfeld wird für die Regelung der Ölkonditionieranlage verwendet. Dadurch werden gleichbleibende Schmierungs Zustände äquivalent zum Vollmotor bei Versuchsträgeraufbauten ohne Ölpumpe gewährleistet.

9.2 Lastschnittauswertung des 2. Versuchsträgers

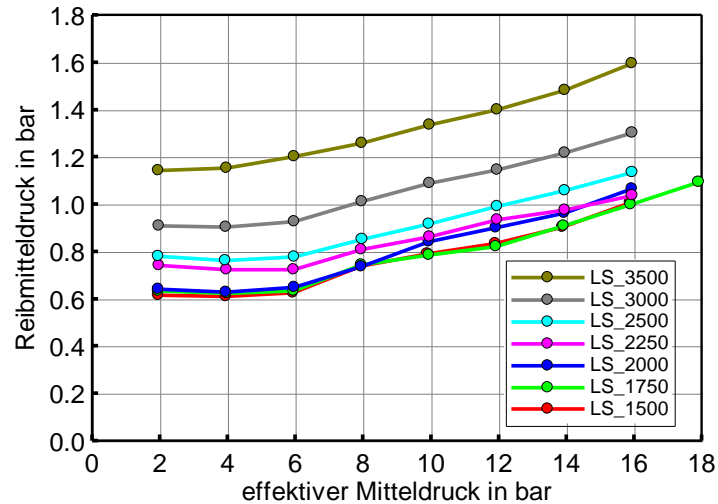
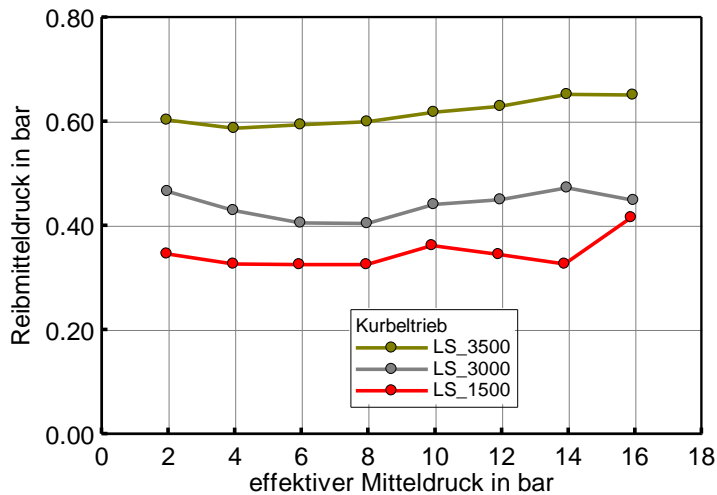


Abb. 9.2: Vollmotor Lastschnittvergleich des 2. Versuchsträgers

Die anhand der eingeschränkten Kennfeldvorgabe ermittelten Lastschnitte sind in der Abb. 9.2 abgebildet. Anhand der ermittelten Messdaten ist eine Anhebung des Reibmitteldruckes des Vollmotors mit steigender Drehzahl sowie Last erkennbar. Die Lastschnitte des unteren Drehzahlbereiches liegen aufgrund der geregelten Ölpumpe und dem proportional geringen Anteil der Nebenaggregate auf nahezu gleichem Niveau. Die Überschneidung der Reibmitteldruckkennlinien, wie sie im 1. Versuchsträger beobachtet werden konnten (Abb. 7.2), treten hier nicht auf. Dies ist auf die hohen AGR-Raten zurückzuführen, die erst über 16 bar effektiven Mitteldrucks gegen Null gehen.

9.3 Reibung des Kurbeltriebes

Die Vermessung des ersten Versuchsträgeraufbaus ergab anhand der Differenzenbildung von HBM-T40 zu HBM-T12, dass der Verlauf der Kurbeltriebsreibung bis zu einem effektiven Mitteldruck von 16 bar keine wesentliche Lastabhängigkeit aufweist (Abb. 9.3).



Komponenten des Kurbeltriebes:

- Kolben
- Kolbenbolzen
- Pleuel
- Kurbelwelle
- Ausgleichswellen
- Unterer Kettentrieb
- ZMS

Abb. 9.3: Reibmitteldruck des Kurbeltriebes

Die Berechnung der Normalkraftverläufe in Abb. 9.4 zeigt im Gegensatz zu den Tendenzen der Messergebnisse einen lastabhängigen Anstieg der Normalkräfte. Diese Ergebnisse der Berechnung lassen vermuten, dass die über Last steigenden Öl- und Bauteiltemperaturen dem Anstieg der Reibkräfte entgegenwirken. Durch die veränderten Reibwerte können sich annähernd konstante Reibmitteldrücke über Last im jeweiligen Lastschnitt einstellen.

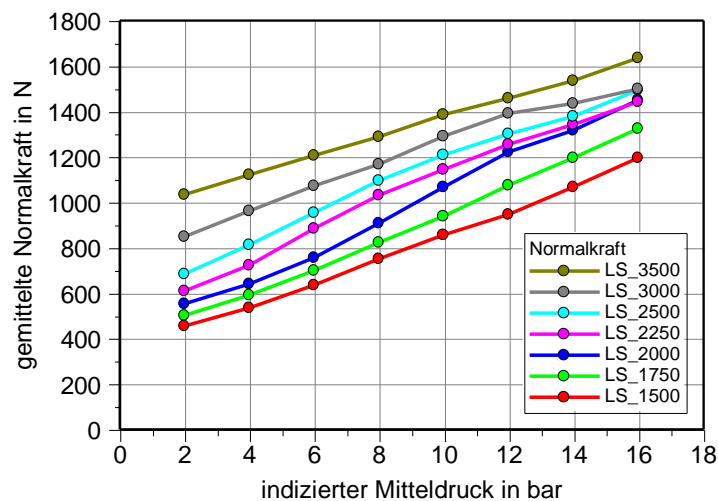
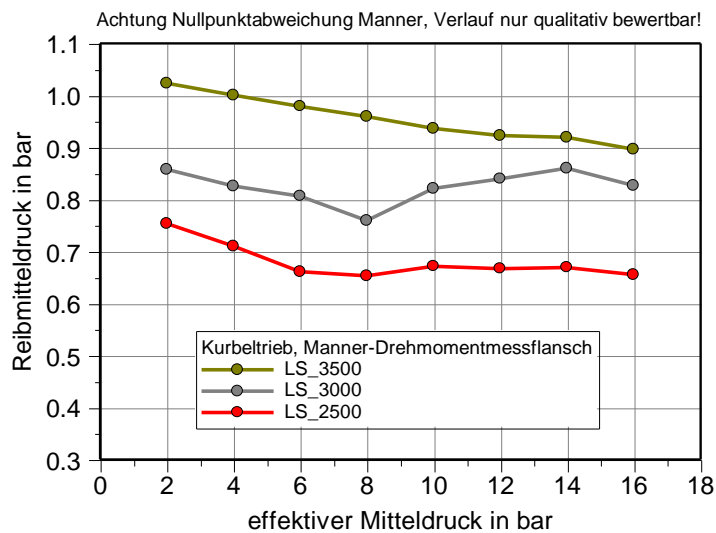


Abb. 9.4: berechnete gemittelte Normalkraftverläufe

Die Messwerte des Manner-Drehmomentmessflansches in Abb. 9.5, können aufgrund der Verspannungsproblematik in der Messvorrichtung und der damit verbundenen Nullpunktabweichung nur qualitativ bewertet werden. Die Verläufe der Lastschnitte zeigen eine fallende Tendenz im Gegensatz zur Differenzenbildung der beiden HBM-Messflansche. Diese Abweichung der Kennlinien könnte aufgrund der Lastabhängigkeit des unteren Kettentriebes und des Reibungsverhaltens des ZMS zustande kommen. Durch die Messflanschanordnung beinhaltet die Differenzenbildung der HBM-Messflansche ZMS und Kettentrieb. Die Messung des Manner-Messflansches zeigt die Kolbengruppenreibung ohne ZMS und Kettentrieb.



Komponenten des Kurbeltriebes:

- Kolben
- Kolbenbolzen
- Pleuel
- Kurbelwelle
- Ausgleichswellen

Abb. 9.5: Reibmitteldruckverläufe des Kurbeltriebs ohne unteren Steuerkettenanteil

Alle Messwerte in Abb. 9.3 sind, durch den im fünften und letzten Versuchsaufbau ermittelten Offset, korrigiert. Dieser Wert entspricht der Reibwertdifferenz zwischen unterem Kettentrieb im Vollmotor und Zahnriementrieb der Messvorrichtung.

9.4 Reibung des Ventiltriebes und der Hochdruckpumpe

Im zweiten, dritten und vierten Versuchsaufbau der Untersuchung wurden die Bauteile des oberen Steuertriebes untersucht. Die Messwerterfassung erfolgte durch den Drehmomentmessflansch HBM-T12. In den Reibmitteldruckverläufen dieser Messungen sind die Hochdruckpumpe, der obere Kettentrieb sowie der Ventiltrieb enthalten.

Die Messwerte in Abb. 9.6 zeigen eine deutliche last- und drehzahlabhängige Tendenz, die sich in allen drei Versuchsaufbauten sehr gut reproduzieren ließ. Dies ist auf die Lastabhängigkeit der HDP zurückzuführen. Ursache ist der steigende Raildruck bei zunehmender Last und Drehzahl.

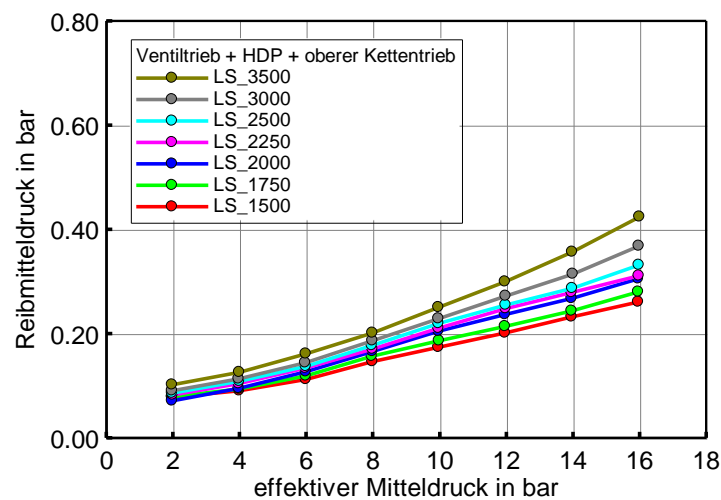


Abb. 9.6: Reibmitteldruck von Ventiltrieb, Hochdruckpumpe und oberem Kettentrieb

Eine kontinuierliche Aufzeichnung des Warmlaufverhaltens des Ventiltriebes zeigte, dass die Reibung im Verlauf der Warmlaufphase bei ca. 50°C ein Minimum erreicht (Abb. 9.7). Bis zum betriebswarmen Zustand von $T_{kme}=90^{\circ}\text{C}$ steigt die Reibung wieder an.

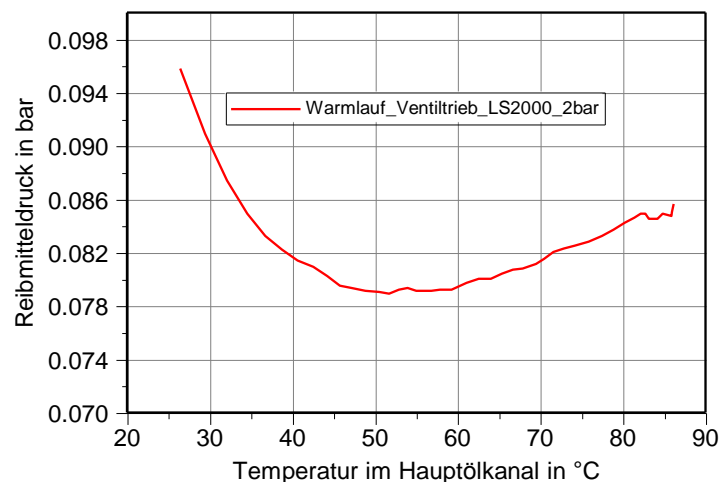


Abb. 9.7: Reibungsveränderung im Ventiltrieb während des Warmlaufes

Dieser Reibungsanstieg verdeutlicht die Komplexität und Empfindlichkeit der Reibungsverhältnisse im Motor in Verbindung mit den Bauteiltemperaturen. Mögliche Ursache für diesen Reibungsanstieg bei steigender Öltemperatur, könnte ein Anstieg der Mischreibungsanteile infolge der sinkenden Ölviskosität und niedrigen Drehzahl sein. Daraus folgt, dass konstante und ausreichende Einschwingzeiten bei der Reibungsmessung unerlässlich sind. Messfehler, die durch Temperaturschwankungen verursacht werden können so minimiert werden. Dies wurde bei allen Messungen berücksichtigt.

9.5 Reibung der Wasserpumpe

Die Auswertung der Messergebnisse aus dem dritten Versuchsträgeraufbau ergab eine Zunahme des Reibmitteldruckes der Wasserpumpe (WAPU) mit steigender Drehzahl (Abb. 9.8). Dies wird durch die erhöhten Kühlmitteldurchsätze bei hohen Drehzahlen verursacht. Über Last stellten sich annähernd konstante Reibmitteldruckverläufe ein.

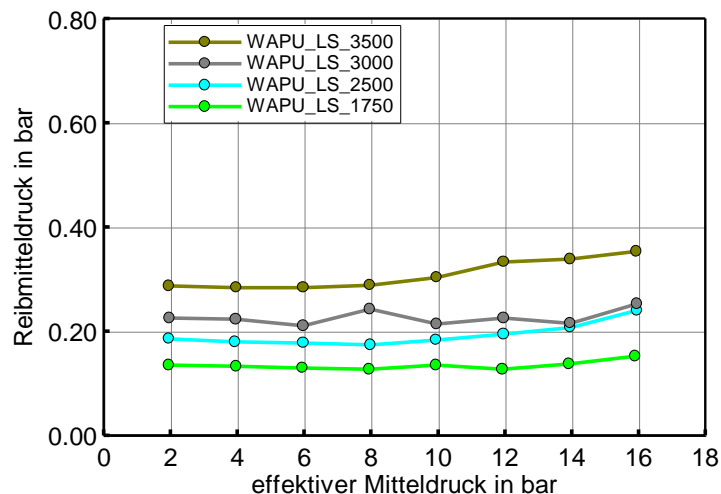


Abb. 9.8: Reibmitteldruck der Wasserpumpe

9.6 Reibung der Ölpumpe

Die im 2. Versuchsträger verbaute Ölpumpe ist eine geregelte Ölpumpe (im Gegensatz zu der im 1. Motor vorhandenen). Der Öldruck wird über ein Druckregelventil im Hauptölkanal von der Motorelektronik gesteuert. In den Lastschnitten bis einschließlich 3000 min^{-1} ist ein Drucksprung im Bereich von 6 auf 8 bar effektiven Mitteldrucks in Abb. 9.9 zu erkennen. Der lineare Anstieg entsteht durch die Messpunkte vor und nach dem tatsächlichen Drucksprung der Ölpumpe bei 7 bar. In den höheren Drehzahlbereichen werden aufgrund des notwendigen Schmiermittelbedarfes höhere Öldrücke erreicht.

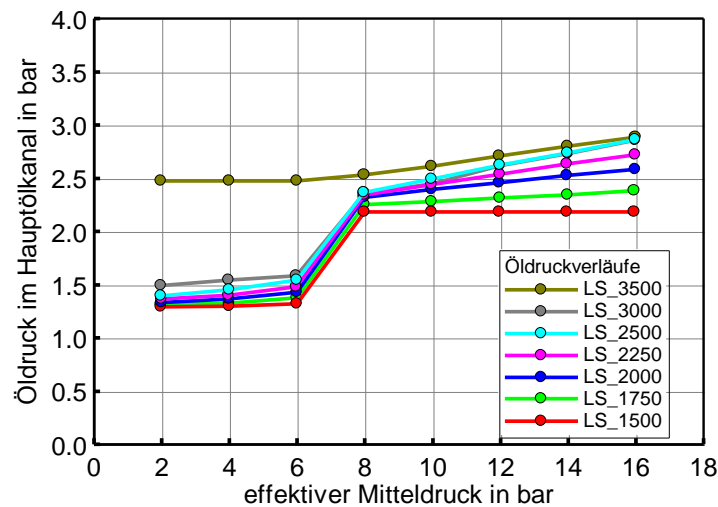


Abb. 9.9: Öldruckverläufe des 2. Versuchsträgers

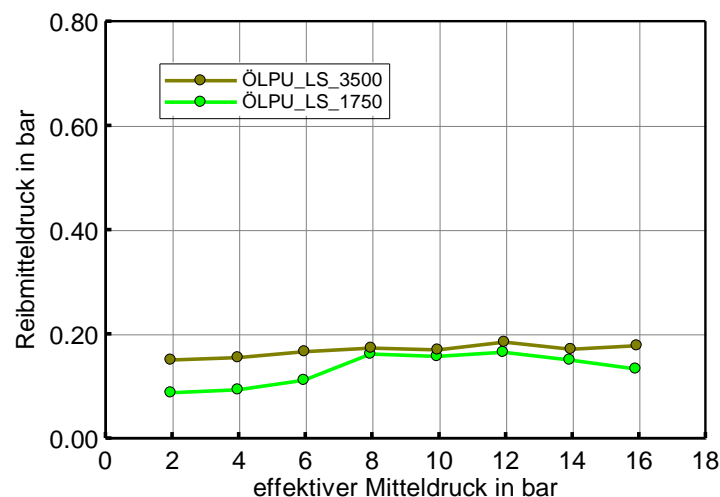


Abb. 9.10: Reibmitteldruck der Ölpumpe

Das Reibungsverhalten der Ölpumpe (ÖLPU) wurde im vierten Versuchsträgeraufbau untersucht. Die Messung der Reibmitteldrücke ergab einen drehzahl- und lastabhängigen

Anstieg der Reibung. Die drehzahlabhängige Reibmitteldrucksteigerung ist auf die Durchflussmenge, welche mit steigender Drehzahl zunimmt, zurückzuführen. Die sinkende Ölviskosität bei steigender Temperatur wirkt dem entgegen. Dadurch ergibt sich ein annähernd konstanter Verlauf über Last im Lastschnitt bei einer Motordrehzahl von 3500 min^{-1} .

Die lastabhängige Erhöhung des Reibmitteldruckes im Lastschnitt bei einer Motordrehzahl von 1750 min^{-1} wird durch den Drucksprung im Hauptölkanal bei einem effektiven Mitteldruck von 7 bar verursacht (Abb. 9.10).

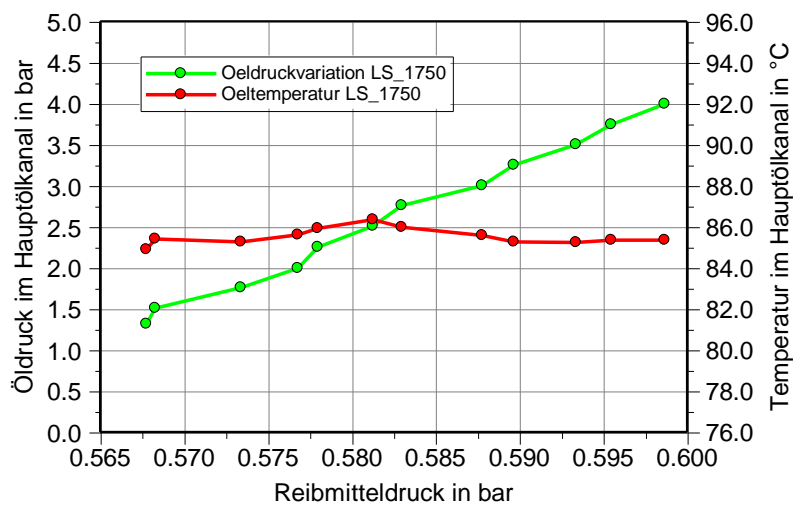


Abb. 9.11: Reibungssteigerung durch Öldruckvariation

Die Reibmitteldruckerhöhung infolge einer Drucksteigerung im Hauptölkanal wurde anhand einer Messreihe bei konstant effektivem Mitteldruck von 2 bar untersucht. Durch die schrittweise Erhöhung des Öldrucks um jeweils 0,5 bar, bei gleichbleibender Öltemperatur, kann in Abb. 9.11 ein kontinuierlicher Anstieg des Reibmitteldruckes beobachtet werden.

9.7 Reibungsaufteilung der Komponenten im Vollmotor

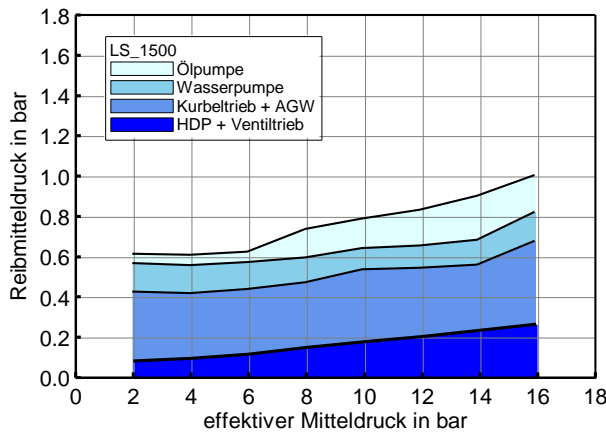


Abb. 9.12: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

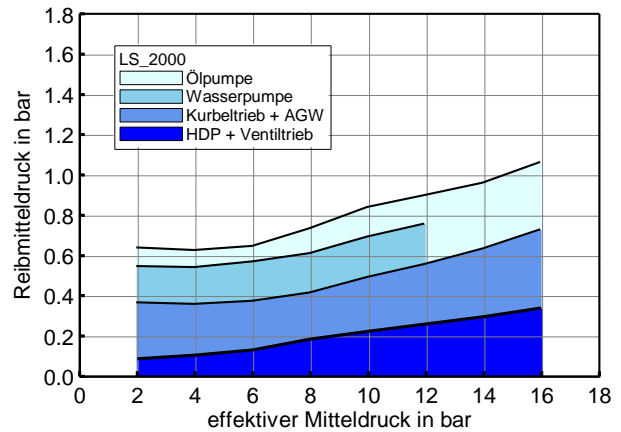


Abb. 9.13: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Im Lastschnitt bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ (Abb. 9.12) zeigt die Reibungsaufteilung der Einzelkomponenten, dass die Kolbengruppe den größten Anteil an der Motorgesamtreibung hat. Die Ölpumpenreibung weist im Bereich bis 6 bar effektiven Mitteldrucks einen sehr niedrigen Reibungsanteil auf. Dies ist auf den geregelten niedrigen Öldruck in diesem Bereich zurückzuführen. Der Öldrucksprung findet bei einem effektiven Mitteldruck von 7 bar statt und ist anhand der Vergrößerung des Reibungsanteiles an der Motorgesamtreibung erkennbar. Die Wasserpumpenreibung verhält sich in diesem Lastschnitt annähernd konstant über den gesamten Lastbereich. In Bezug auf die Gesamtreibung des Motors verursacht die Wasserpumpe den größten Reibungsanteil der betriebsnotwendigen Nebenaggregate. Die dunkelblau gekennzeichnete Fläche setzt sich aus Ventiltrieb, HDP und oberem Kettentrieb zusammen. Die Lastabhängigkeit dieser drei Parameter ist durch den Anstieg des Raildrucks sowie dem Reibungsanstieg des Kettentriebes infolge höheren Öldrucks am Kettenspanner erklärbar. Im zweiten Lastschnitt LS_2000 (Abb. 9.13) sind ähnliche Tendenzen mit höheren Reibmitteldrücken erkennbar. Die Erhöhung der Reibmitteldruckverläufe ist primär auf die höhere Drehzahl zurückzuführen. Der nicht vollständig angezeigte Bereich der Wasserpumpe im LS_2000 entstand durch die Einschränkung des Messbereichs. Infolge großer Aufbauschwingungen während des Messablaufs wurde die Messung nur bis 12 bar Mitteldruck durchgeführt, um eine Beschädigung des Versuchsträgers zu verhindern. Nach eingehender Untersuchung der Bauteile zeigte sich an der Pumpenwelle ein Spiel in der Passfederverbindung. Dadurch wurden die Aufbauschwingungen ausgelöst. Die Lösung dieses Problems ist in Kapitel 8.2.1 beschrieben.

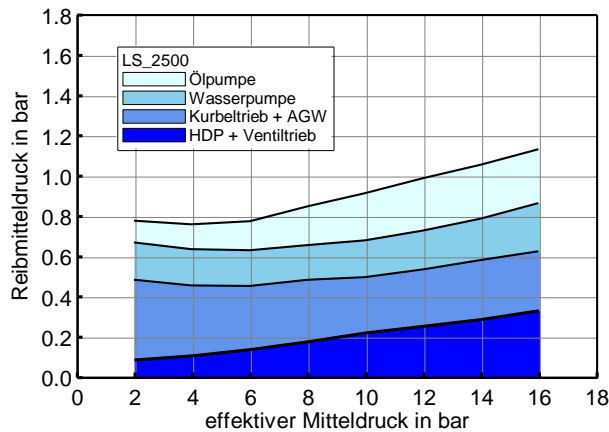


Abb. 9.14: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 2500 \text{ min}^{-1}$

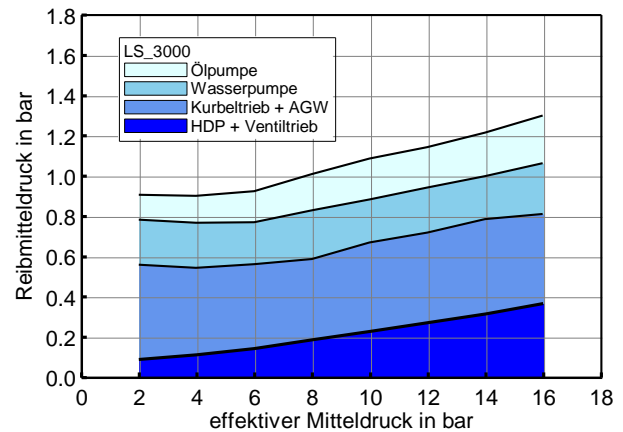


Abb. 9.15: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

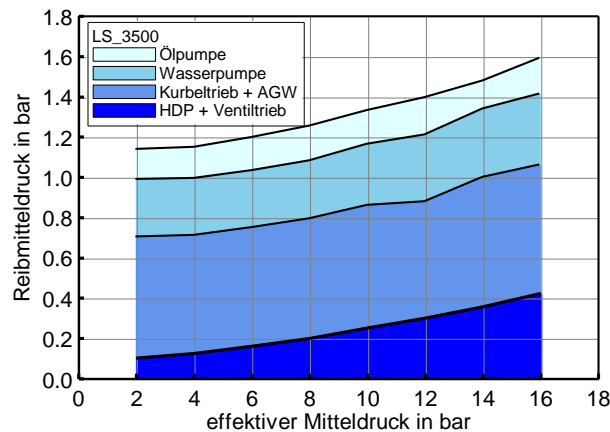


Abb. 9.16: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 3500 \text{ min}^{-1}$

In den weiteren Lastschnitten bei Motordrehzahlen von 2500 (Abb. 9.14), 3000 (Abb. 9.15) und 3500 min^{-1} (Abb. 9.16) zeigen sich ähnliche Verteilungsmuster wie in den zuvor gezeigten Reibmitteldruckverläufen. Im Gegensatz zu den niedrigen Drehzahlbereichen ist ein signifikanter prozentualer Anstieg der Öl- und Wasserpumpenreibung erkennbar. Der Drucksprung der Ölpumpe ist im Lastschnitt bei der Motordrehzahl von $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ und 7 bar effektiven Mitteldrucks noch gut erkennbar. Die Ölpumpe zeigt im Lastschnitt bei einer Motordrehzahl von 3500 min^{-1} einen konstanten Verlauf über Last. Dies erklärt sich durch den konstanten Öldruckverlauf. In den Lastschnitten hoher Drehzahl sinkt der Anteil der Kurbeltriebsreibung an der Gesamtreibung. Dies begründet sich durch die stark zunehmende Reibung der Nebenaggregate. Die Steigerung des Reibmitteldruckes im Bereich der Hochdruckpumpe ist primär auf die Lastzunahme infolge der steigenden Einspritzmengen und Einspritzdrücke zurückzuführen.

9.8 Plausibilisierung der Messergebnisse durch Kraftstoffverbrauch

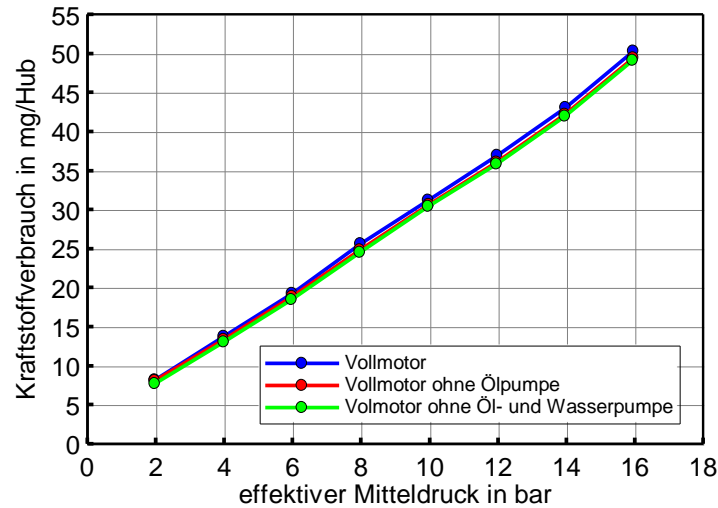


Abb. 9.17: Kraftstoffverbräuche der Versuchsträgeraufbauten 1, 2 und 3, im Lastschnitt bei $n = 1750 \text{ min}^{-1}$

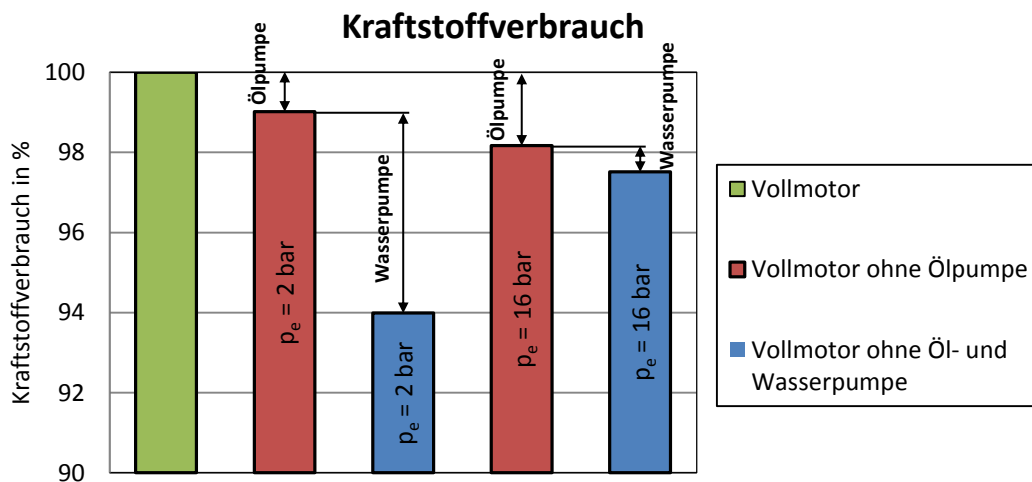


Abb. 9.18: Kraftstoffverbräuche bezogen auf Vollmotor im Lastschnitt bei $n = 1750 \text{ min}^{-1}$

Die Auswertung der Kraftstoffverbräuche anhand der Daten aus dem Motor-Steuergerät im Lastschnitt bei $n = 1750 \text{ min}^{-1}$ ist in Abb. 9.17 abgebildet. Die Messergebnisse plausibilisieren die Ergebnisse der Reibmitteldruckmessung der verschiedenen Versuchsaufbauten. Es ist eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches vom ersten (Vollmotor) zum zweiten Versuchsträgeraufbau (ohne Wasser- und Ölpumpe) erkennbar. Das größte Einsparungspotential zeigt sich im Bereich der Wasserpumpe. Sie benötigt im ersten Messpunkt (2 bar effektiver Mitteldruck) 5% der Kraftstoffmenge, bezogen auf den Vollmotor. Der Anteil der Ölpumpe beträgt 1%. Mit zunehmender Last verändert sich die prozentuale Verteilung der Verbrauchsanteile. Im zweiten Messpunkt (16 bar effektiver Mitteldruck) verlagert sich das Einsparungspotential in

Richtung der Ölpumpe. Diese benötigt in diesem Punkt 1,8% der Kraftstoffmenge. Der Anteil der Wasserpumpe reduziert sich aufgrund des Anstieges der Reibung des oberen Steuertriebes auf einen Anteil von 0,7% (Abb. 9.18).

Die Kraftstoffverbrauchsmessung am Prüfstand erfolgte durch zwei getrennte Messsysteme. Ein Coriolis-Mass-Flow-Meter erfasste die Kraftstoffmenge in der Kraftstoffzulaufleitung zum Motor. Die Daten der Einspritzmenge pro Hub aus dem Motor-Steuergerät dienten der zusätzlichen Erfassung des Kraftstoffverbrauches.

Der Vergleich der Kraftstoffverbrauchswerte des Coriolis-Mass-Flow-Meters mit den Verbrauchswerten aus dem Motor-Steuergerät ist in Abb. 9.19 abgebildet. Die identen Verbrauchswerte bestätigen die korrekte Verbrauchsmessung beider Messsysteme in diesem Lastschnitt.

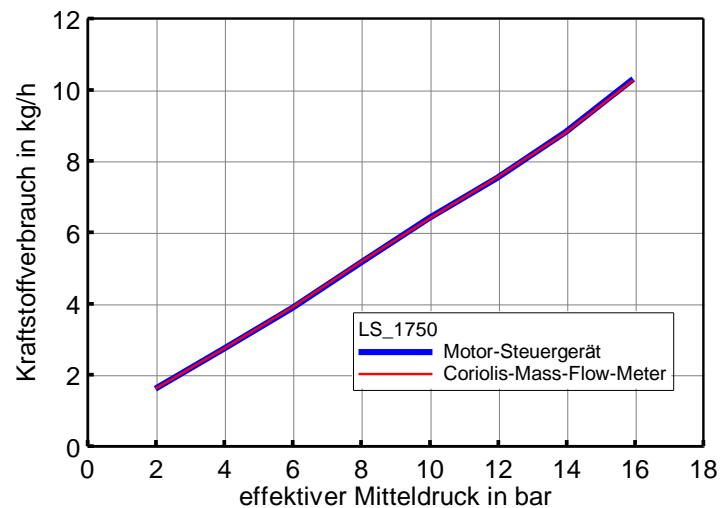


Abb. 9.19: Vergleich des Kraftstoffverbrauches

9.9 Konditionierung und Reproduzierbarkeit der Versuchsaufbauten

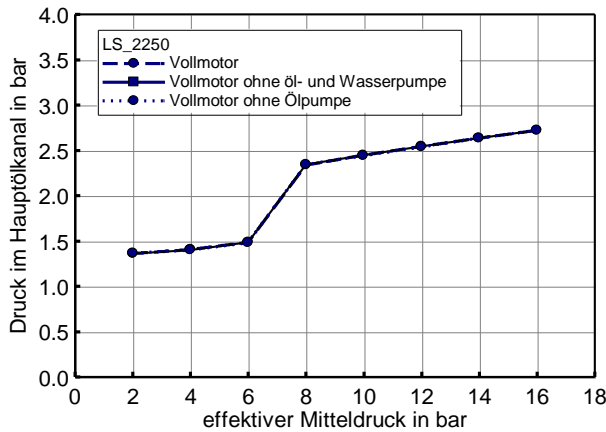


Abb. 9.20: Öldruck im Hauptölkanal im Lastschnitt bei $n = 2250 \text{ min}^{-1}$

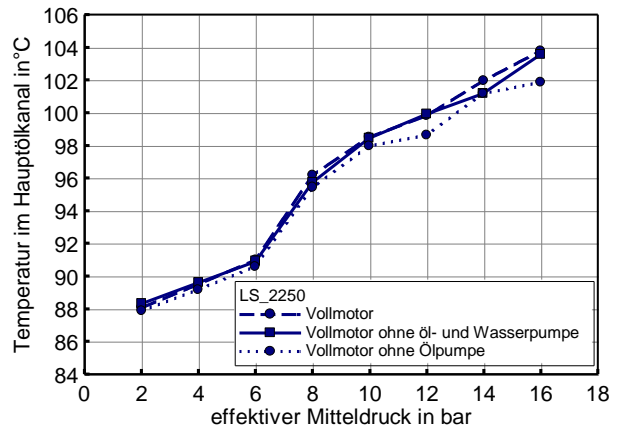


Abb. 9.21: Temperatur im Hauptölkanal im Lastschnitt bei $n = 2250 \text{ min}^{-1}$

Die Konditionierung der Öldrücke und Öltemperaturen ist in Abb. 9.20 und Abb. 9.21 abgebildet. Die Regelung der Öltemperaturen im zweiten und dritten Versuchsträgeraufbau durch die Konditionieranlage erfolgte auf eine Genauigkeit von $\pm 1^\circ\text{C}$. Die Regelung der Öldrücke konnte mit einer sehr hohen Reproduziergenauigkeit durchgeführt werden. Dies ist anhand der deckungsgleich verlaufenden Kennlinien der drei Aufbauzustände erkennbar (Abb. 9.20).

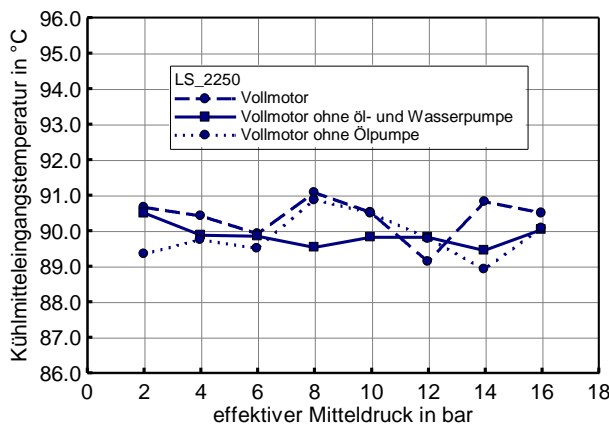


Abb. 9.22: Kühlmittleingangstemperatur im Lastschnitt bei $n = 2250 \text{ min}^{-1}$

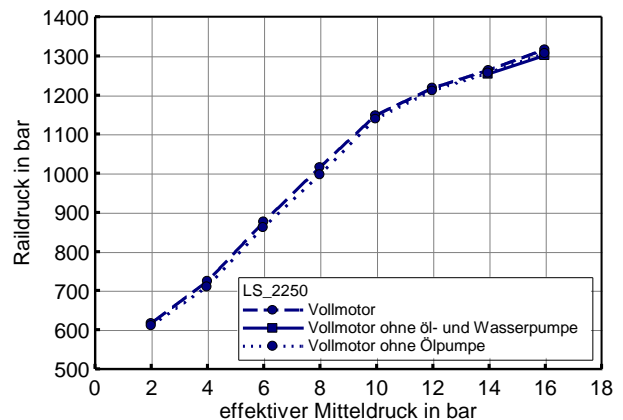


Abb. 9.23: Raildruck im Lastschnitt bei $n = 2250 \text{ min}^{-1}$

Die Regelung der Kühlmittleingangstemperatur konnte ebenfalls im Bereich von $\pm 1^\circ\text{C}$ gehalten werden (Abb. 9.22). Dadurch konnten gut reproduzierbare Messwerte in der Reibungsmessung erhalten werden. Der Raildruck zeigte in allen Versuchsaufbauten gleiche Druckverläufe (Abb. 9.23), was die hohe Reproduziergenauigkeit der Messungen des oberen Steuertriebes förderte.

9.10 Vergleich geschleppter zu befeuerter Messung

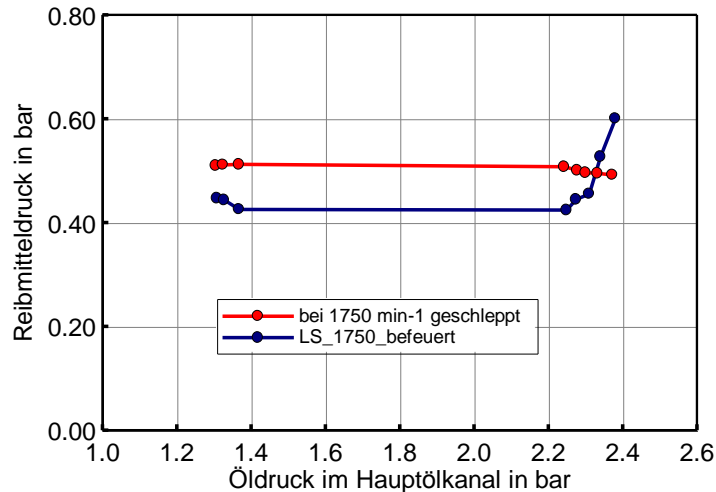


Abb. 9.24: Vergleich der geschleppten zur befeuerten Messung im Lastschnitt bei $n = 1750$

Der 3. Versuchsträgeraufbau (Vollmotor ohne Ölpumpe) ermöglichte durch Veränderung der Ölkonditionierungsparameter einen Vergleich zwischen geschlepptem und befeuerter Motorbetrieb. Bei konstanter geschleppter Drehzahl von 1750 min^{-1} wurden die Öltemperaturen äquivalent zum befeuerten Lastschnitt eingestellt, was einen Vergleich der Reibmitteldruckverläufe ermöglichte. Auf ausreichend lange Einschwingzeiten der Öltemperaturen vor Messbeginn wurde geachtet.

Die Regelung der Kühlmittleingangstemperatur erfolgte wie in der befeuerten Messung auf 90°C .

Der Verlauf des Reibmitteldruckes ergab in den Punkten mit einem Öldruck bis 2,3 bar geringere Reibwerte als in der geschleppten Messung. Die Abweichung bewegte sich in einem Bereich von ca. -10%. Mit weiter steigendem Öldruck übersteigt der Reibmitteldruckverlauf im befeuerten Betrieb den Reibmitteldruck der Schlepptmessung. Die Reibwertdifferenz erreichte einen Maximalwert von ca. 17% über der geschleppten Messung.

Der Verlauf dieser Messreihe zeigt (Abb. 9.24), dass eine geschleppte Messung nicht die Reibverhältnisse des realen Motorbetriebes wiedergeben kann. Eine korrekte Messung der Kurbeltriebsreibung ist somit nur im befeuerten Betrieb unter realen Konditionierungsbedingungen zielführend.

9.11 Vergleich NEDC-Zyklus Motor 1 / Motor 2

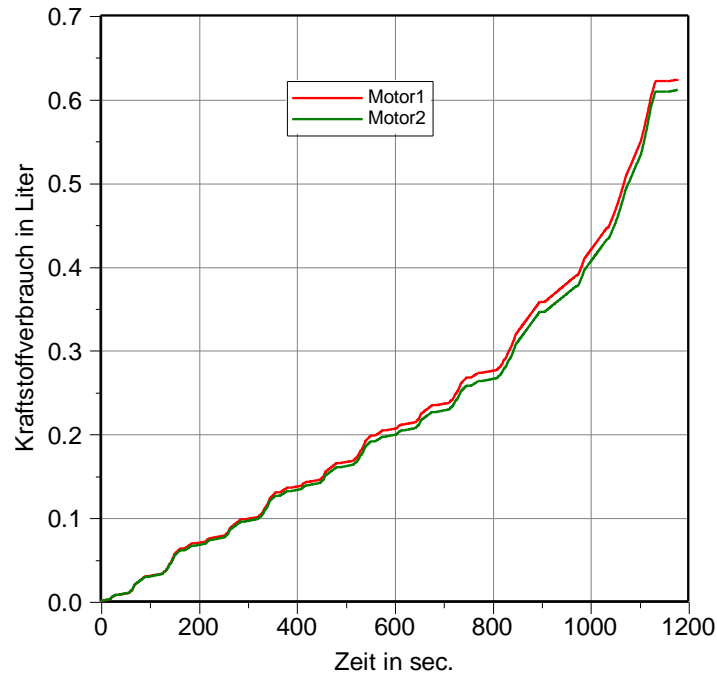


Abb. 9.25: Vergleich der NEDC-Zyklen Motor 1 / Motor 2

Der Zyklusvergleich beider Versuchsträger ist in Abb. 9.25 dargestellt. Der Vergleich beider Zyklen zeigt eine Verbrauchsreduktion bei Motor 2 von ca. 2% am Zyklusende. Dies spiegelt nicht den, aufgrund der höheren Reibung, zu erwartenden Mehrverbrauch wieder. Es wird vermutet, dass die Mehrreibung des Motors durch eine Steigerung des Wirkungsgrades im Verbrennungsprozess überkompensiert wird.

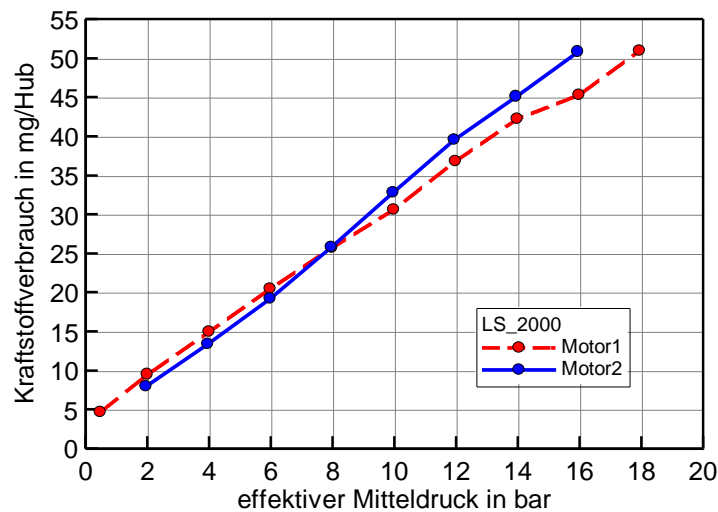


Abb. 9.26: Vergleich des Kraftstoffverbrauchs, Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Der Vergleich des Kraftstoffverbrauches im Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, zwischen erstem und zweitem Versuchsträger, ist in Abb. 9.26 abgebildet. Motor 2 weist einen Verbrauchsvorteil gegenüber Motor 1 im Lastbereich bis ca. 8 bar effektiven Mitteldrucks auf. Dies plausibilisiert in Verbindung mit dem besseren Verbrennungsschwerpunkt, der in Abb. 9.27 erkennbar ist, den Verbrauchsvorteil im NEDC-Zyklus.

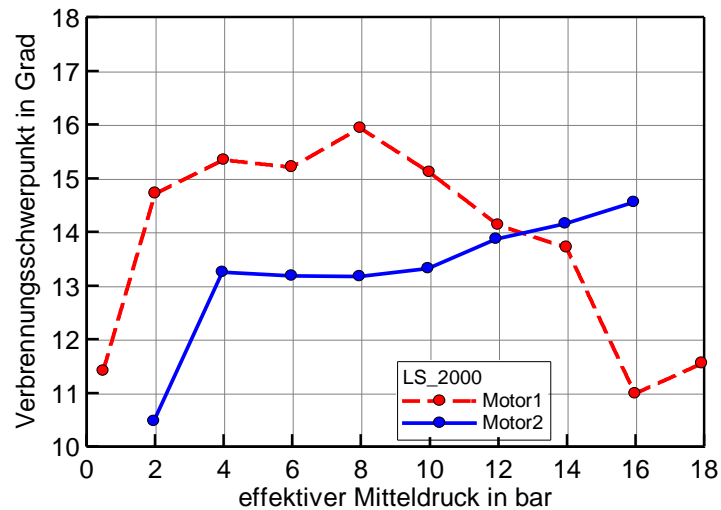


Abb. 9.27: Vergleich des Verbrennungsschwerpunktes, Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

9.12 Kennfeldvergleich Motor1/Motor2

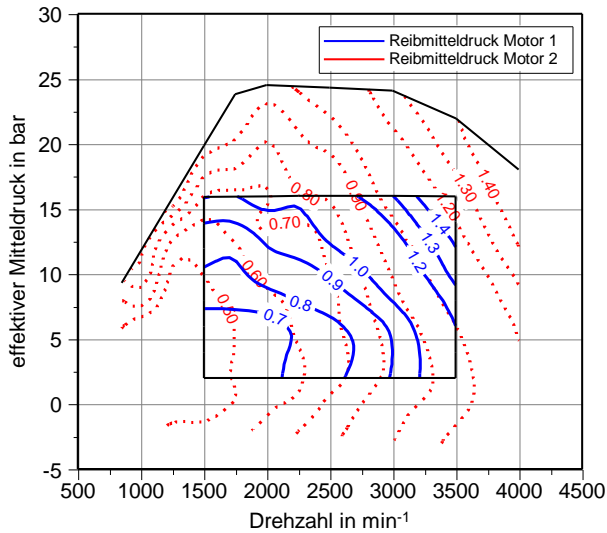


Abb. 9.28: Reibmitteldruckvergleich
Motor 1 / 2

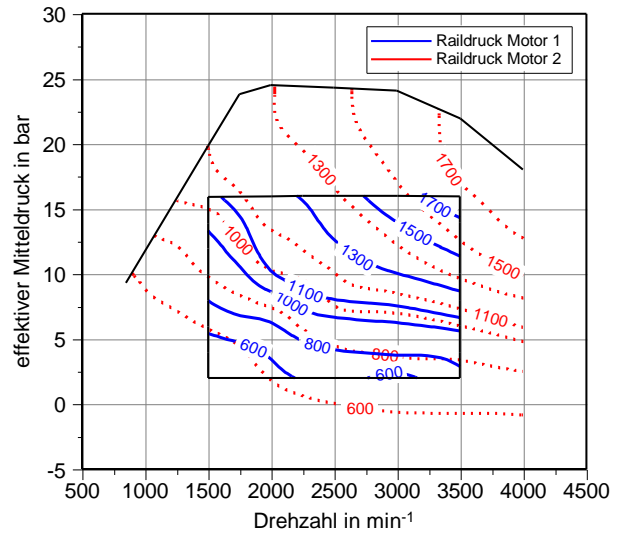


Abb. 9.29: Raildruckvergleich Motor 1 / 2

Der Reibmitteldruckvergleich von Motor 1 zu Motor 2 ist im Kennfeld Abb. 9.28 abgebildet. Aus diesem Kennfeld ist ein Reibungsvorteil des 1. Versuchsträgers gegenüber Motor 2 erkennbar. Aufgrund der alleinigen Vollmotormessung im 1. Versuchsträger kann keine detaillierte Aussage über die Reibungsverteilung im Versuchsträger getroffen werden.

Ein Teil der Mehrreibung im 2. Versuchsträger wird durch den erhöhten Raildruck verursacht. Die Erhöhung bewegt sich in einem Bereich von ca. 7 % und ist in Abb. 9.29 erkennbar.

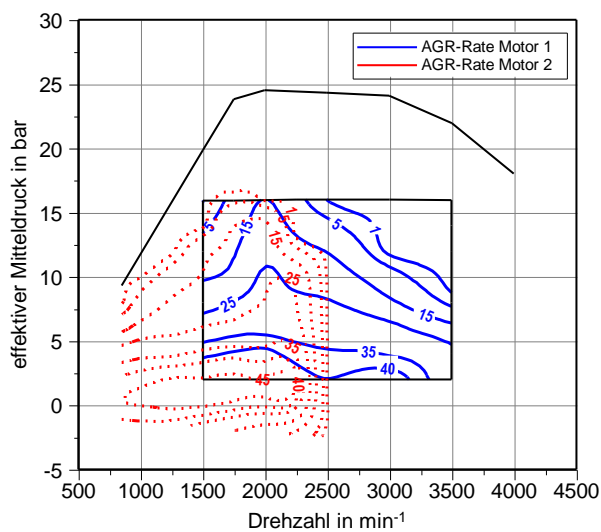


Abb. 9.30: AGR-Vergleich Motor 1 / 2

Beide Motoren sind mit einem Hochdruck AGR-System ausgestattet. Ein Vergleich der AGR-Raten zeigt, dass der zweite Versuchsträger auch in hochlastigen Bereichen der Ansaugluft Abgas beimengt, wohingegen der erste Versuchsträger ausschließlich Frischluft ansaugt. Die beigemengten AGR-Anteile sind in Abb. 9.30 erkennbar.

Diese höheren AGR-Raten von Motor 2 deuten auf eine Auslegung der Motorsteuerung für zukünftige Fahrzyklen wie WLTP (Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure) oder RDE (Real Driving Emissions) hin.

9.13 Drehmomentwerte der Messflansche

Abb. 9.31 zeigt den Drehmomentverlauf der Drehmomentmessflansche vor und nach dem Zweimassenschwungrad (ZMS) über Grad Kurbelwinkel. Gut erkennbar sind die Drehmomentspitzen infolge der Arbeitstakte des Vierzylinders. Der höhere Mittelwert des Drehmomentes nach dem ZMS kann auf die Kalibrierproblematik des Manner-Drehmomentmessflansches (vor dem ZMS) zurückgeführt werden. Die Verspannungsproblematik im Bereich der Wellenkonstruktion der Messvorrichtung ist mitverantwortlich für die Abweichungen, wodurch eine Bewertung der Kurbeltriebsreibung mit den Messergebnissen des Manner-Drehmomentmessflansches, nur qualitativ erfolgen kann.

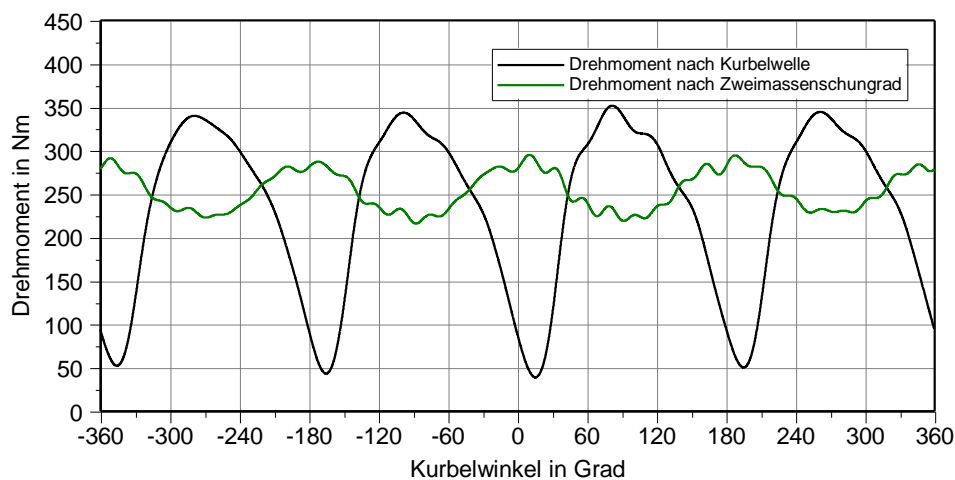


Abb. 9.31: Drehmoment vor und nach Zweimassenschwungrad
bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 16 \text{ bar}$

Die Höhe der Drehmomentspitzenwerte vor dem ZMS in Abb. 9.32 zeigen, dass die Auslegung des Drehmomentmessflansches auf einen zu hohen Spitzenwert erfolgte. Die auftretenden Momente der Lastschnitte bei 16 bar effektiven Mitteldrucks lagen deutlich unter dem vom Motorenhersteller vorgegebenen Vollast-Spitzenwert. Zudem ist erkennbar, dass die Momente im Lastschnitt bei $n=1500 \text{ min}^{-1}$ am höchsten sind und mit steigender Drehzahl kontinuierlich abnehmen.

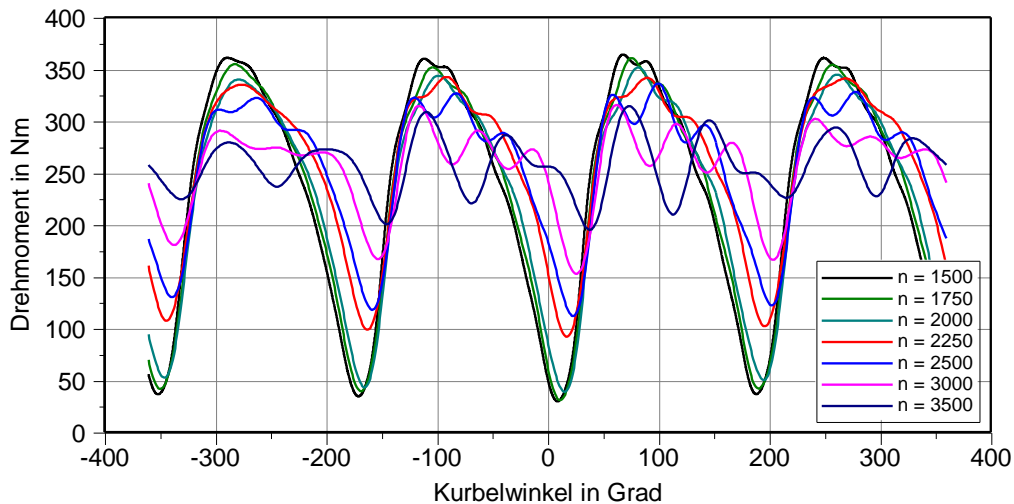


Abb. 9.32: Drehmoment vor dem Zweimassenschwung, Vergleich der Lastschnittdrehzahlen bei $p_e = 16 \text{ bar}$

Im Lastschnitt bei einer Motordrehzahl von 1500 min^{-1} kann der kontinuierliche Anstieg des Drehmomentamplitude mit steigender Last in Abb. 9.33 erkannt werden. Infolge dessen kann ein deutlich unter der Herstellerangabe liegender Spitzenwert bei Vollast erwartet werden.

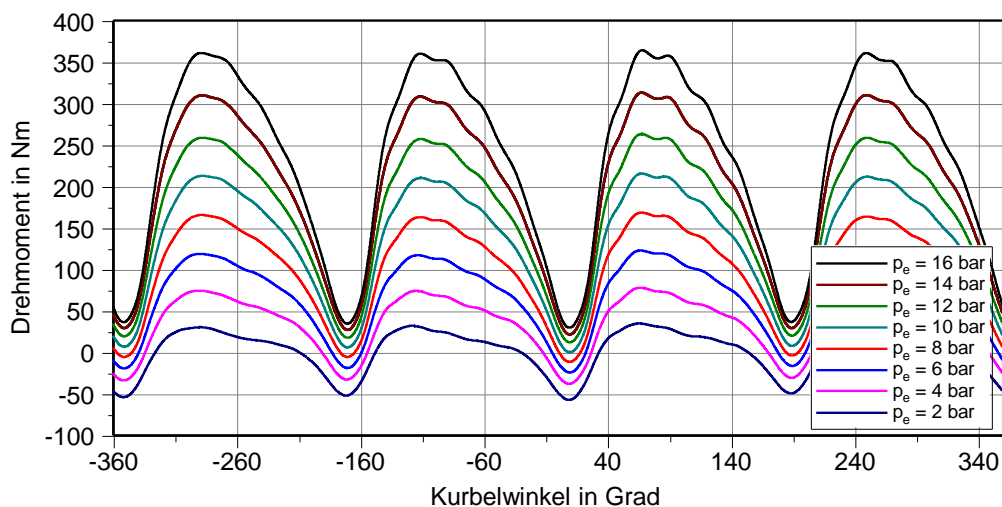


Abb. 9.33: Drehmomentanstieg vor dem Zweimassenschwungrad mit steigender Last bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Der Drehmomentverlauf des HBM-T12 vor der Hochdruckpumpe ist in Abb. 9.34 dargestellt. Die durch Hochdruckpumpe, obere Steuerkette und Ventiltrieb verursachte wechselnde Beanspruchung, der oberen Wellenkonstruktion, ist zu erkennen. Der Druckaufbau der Einkolben-Hochdruckpumpe mit Doppelplexcenterwelle zeichnet sich im Drehmomentverlauf ab.

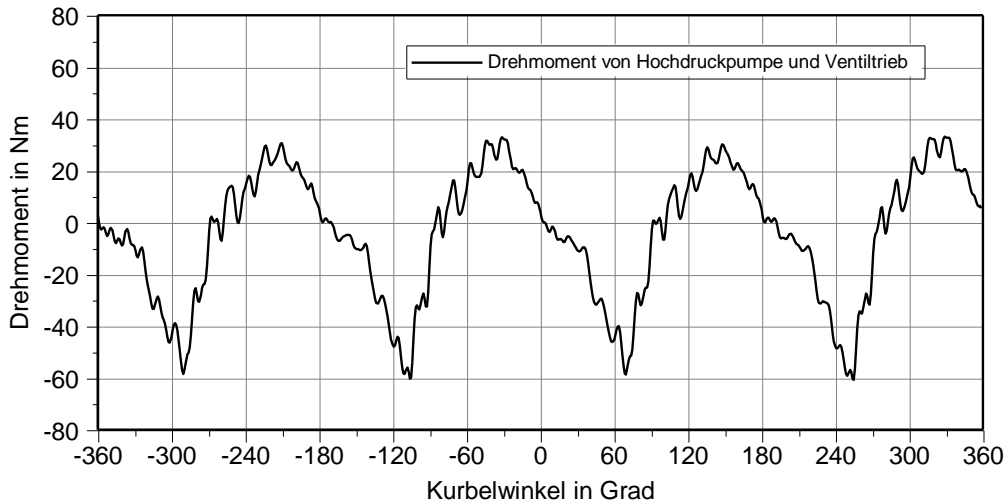


Abb. 9.34: Drehmoment vor der Hochdruckpumpe bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 16 \text{ bar}$

Die Auswertung der Lastschnitte bei 16 bar effektivem Mitteldruck, zeigt einen Anstieg des Drehmomentes mit steigender Drehzahl bis $n = 2500 \text{ min}^{-1}$. Bei der Motordrehzahl von $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ist die höchste maximale Drehmomentamplitude in Abb. 9.35 erkennbar. Die Lastschnitte höherer Drehzahl zeigen eine Reduzierung des Spitzenmomentes. Die Messwerte bestätigen die richtige Wahl des Drehmomentmessflansches vor der Hochdruckpumpe, der auf ein Nenndrehmoment von 200 Nm ausgelegt ist.

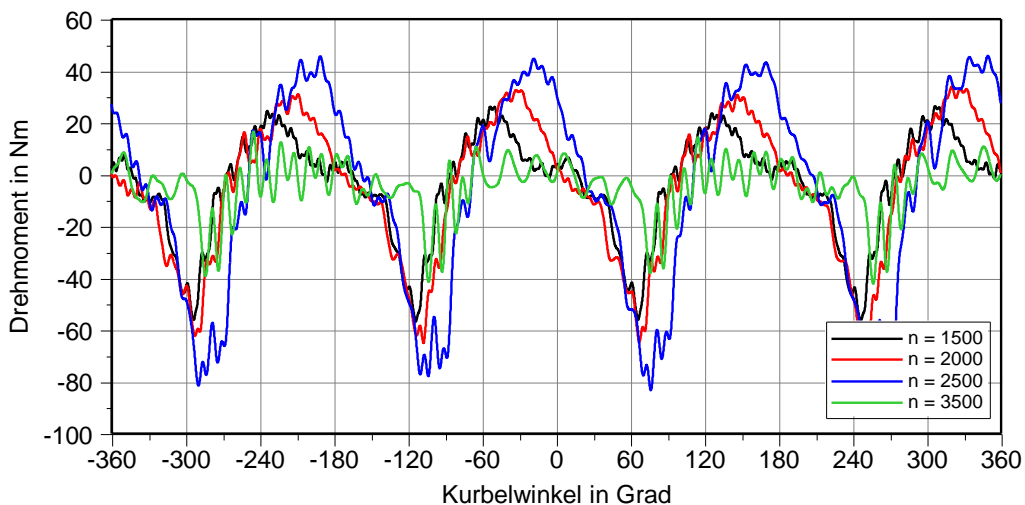


Abb. 9.35: Drehmoment vor der Hochdruckpumpe, Motordrehzahlen bei $p_e = 16 \text{ bar}$

10 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Diplomarbeit beschreibt die Reibungsuntersuchung an zwei unterschiedlichen Verbrennungskraftmaschinen. Dazu wurde an einem Motorenprüfstand des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz (IVT) der Einfluss der Desachsierungsänderung auf die Kolbengruppenreibung am befeuerten ersten Versuchsträger ermittelt. Am zweiten Versuchsträger wurde am befeuerten Motor die detaillierte Reibungsverteilung untersucht. Die Messungen erfolgten mit einer, im Zuge einer laufenden Dissertation, am IVT entwickelten Messvorrichtung.

Die Untersuchung des ersten Versuchsträgers wies eine Reibungserhöhung infolge Desachsierungsvergrößerung im oberen Lastbereich nach. Dies zeigt, dass die Veränderung dieses Parameters große Auswirkungen auf die Reibungszustände hat. Im NEDC-Zyklus ergab sich wegen der niedrigen Lastzustände im Zyklus keine wesentliche Verbrauchsreduzierung.

Eine deutliche Verbesserung im Akustikverhalten konnte ebenfalls nachgewiesen werden.

Die Messergebnisse zeigen, dass die Festlegung des Desachsierungswertes immer einen Kompromiss zwischen Akustik- und Reibungsoptimierung darstellt.

Durch die Verwendung der neuartigen Messvorrichtung in den Versuchsträgeraufbauten des zweiten Motors konnte die Reibung unter realen Betriebsbedingungen detailliert untersucht werden.

Bisher wurde die Strip-Down-Systematik nur im geschleppten Betrieb angewandt. Mit der neuartigen Messvorrichtung konnte die Strip-Down-Systematik erfolgreich im befeuerten Betrieb eingesetzt werden. Im Vergleich zur Messung im geschleppten Betrieb ist die Reibungsmessung von Kurbeltrieb und Nebenaggregaten im befeuerten Betrieb wesentlich realitätsnäher. Die Messergebnisse der Nebenaggregatsreibung zeigten große Potentiale zur Steigerung des mechanischen Wirkungsgrades.

Die Differenzbildung der Reibmitteldrücke ergab annähernd lastunabhängige konstante Reibmitteldruckverläufe. Die hohe Reproduziergenauigkeit der Messwerte des oberen Steuertriebes war ein weiterer Vorteil der neuen Messmethodik.

In der Messvorrichtung erwies sich die Verspannungsproblematik zwischen Drehmomentmessflansch (Manner) und Zweimassenschwungrad (ZMS) als problematisch. Die Folge der Verspannung war eine Nullpunktabweichung der Drehmomentmessung. Dadurch war nur eine qualitative Bewertung der direkt an der Kurbelwelle gemessenen Kurbeltriebsreibung möglich. Für zukünftige Untersuchungen wird vorgeschlagen eine Gleichlaufgelenkwelle mit Längenausgleich zwischen ZMS und Drehmomentmessflansch einzusetzen.

Der Messbereich des eingesetzten Drehmomentmessflansches wurde auf Basis der Angaben des Motorenherstellers bezüglich der maximal auftretenden Momente an der Kurbelwelle vor dem ZMS festgelegt. Im Messbetrieb zeigte sich, dass die auftretenden maximalen Momente weniger als 50% des gewählten Messbereichs erreichten.

Durch die Wahl eines Messflansches, dessen Messbereich dem auftretenden Maximalmoment besser entspricht, kann die Genauigkeit der Reibungsmessung deutlich erhöht werden. Die Erweiterung der Messvorrichtung durch eine extern angetriebene Kraftstoff-Hochdruckpumpe würde detailliertere Ermittlung der Reibung des oberen Steuertriebes ermöglichen.

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1: Potential der Verbrauchsreduktion bei einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1}	2
Abb. 3.1: Schematische Darstellung der Stribeckkurve [1].....	4
Abb. 3.2: Stribeckfunktion in Abhängigkeit.....	5
Abb. 3.3: Stribeckverläufe infolge geänderter.....	5
Abb. 3.4: Hauptabmessungen von Leichtmetallkolben [4].....	6
Abb. 3.5: Desachsierung des Kolbenbolzens.....	7
Abb. 3.6: Kolbenringbauformen [6].....	7
Abb. 3.7: Druckverteilung am.....	7
Abb. 3.8: Schmiermittelbilanz am Verbrennungsmotor [4] [9] [10].....	8
Abb. 3.9: Reibmomentverteilung in einem 6Zylinder.....	9
Abb. 3.10: Kräfte am Kurbeltrieb mit Desachsierung nach Maass/Klier [13].....	14
Abb. 5.1: Messstellen am ersten Versuchsträger.....	20
Abb. 5.2: Messstellen am zweiten Versuchsträger mit Messvorrichtung.....	20
Abb. 5.3: Drehmomentmessflansch HBM-T40.....	21
Abb. 5.4: Drehmomentmessflansch HBM-T12.....	21
Abb. 5.5: Drehmomentmessflansch Manner Typ RF-2000-164.....	22
Abb. 5.6: Messflanschanordnung.....	22
Abb. 5.7: Druckwaage zur Kalibrierung der Indiziersensoren.....	23
Abb. 5.8: Kapazitive OT-Sonde [16].....	24
Abb. 5.9: Kurbelwellen-Drehwinkelsensor am Drehschwingungsdämpfer.....	24
Abb. 5.10: Einfluss des OT-Fehlers auf die Reibmitteldruckmessung.....	25
Abb. 6.1: Schematischer Prüfstands Aufbau des 1. Versuchsträgers.....	26
Abb. 6.2: Flexible Abgasabführung mit Gegendruckklappe.....	26
Abb. 6.3: Tandemaufbau des ersten Versuchsträgers.....	27
Abb. 6.4: Anbindung der Gleichlaufgelenkwelle.....	27
Abb. 6.5: Schematischer Aufbau der Kühlmittelkonditionieranlage.....	28
Abb. 6.6: Kühlmittelkonditionieranlage.....	29
Abb. 6.7: Bauteile für die Thermostataufspreizung.....	29
Abb. 6.8: Ladeluftkühler der Firma Bowman.....	30
Abb. 6.9: Kennfeld für Ladelufttemperaturregelung.....	30
Abb. 6.10: Gegenstromwärmetauscher mit.....	31

Abb. 6.11: Schematische Aufbau der Ladeluftkonditionieranlage	31
Abb. 6.12: Kraftstoffkonditionieranlage	32
Abb. 6.13: Schematische Aufbau der Kraftstoffkonditionieranlage	32
Abb. 7.1: Kennfeldvorgabe	33
Abb. 7.2: Reibmitteldruckverlauf aller Lastschnitte des 1. Versuchsträgers	34
Abb. 7.3: Abgasrückführraten von Motor1	34
Abb. 7.4: Normalkraftverläufe im Lastschnitt bei $n = 1750 \text{ min}^{-1}$	35
Abb. 7.5: Reibmitteldruckverlauf des Lastschnittes bei $n = 1750 \text{ min}^{-1}$	35
Abb. 7.6: Vergleich des Reibmitteldruckkennfeldes Motor1 / Vergleichsmotor	36
Abb. 7.7: Reibmitteldruck-Differenzkennfeld Motor 1 / Vergleichsmotor	36
Abb. 7.8: Freigeschnittener Kolben für Normalkraftberechnung	37
Abb. 7.9: Auf Kolben wirkendes Moment durch Gaskraft	38
Abb. 7.10: Normalkraftverlauf bei 1750 min^{-1} und 20 bar effektivem Mitteldruck	39
Abb. 7.11: Schalldruckpegelmessung am Zylinder 3 bei $n=1750 \text{ min}^{-1}$	40
Abb. 7.12: NEDC-Vergleich Motor1 / 2.....	41
Abb. 8.1: Konzept der Messvorrichtung	42
Abb. 8.2: Messvorrichtung	43
Abb. 8.3: Schnittzeichnung der unteren Wellenkonstruktion	44
Abb. 8.4: Hauptwelle mit Keilwellenverzahnung	45
Abb. 8.5: Hauptwelle für Ringspannelement	45
Abb. 8.6: Schnittzeichnung der unteren Wellenkonstruktion mit Keilwellenprofil	46
Abb. 8.7: Zahnriemenverbindung	46
Abb. 8.8: Zahnriemenspanner	46
Abb. 8.9: Schnitt durch die obere Wellenkonstruktion	47
Abb. 8.10: Flanschkonstruktion	48
Abb. 8.11: Flanschbauteil.....	48
Abb. 8.12: Bearbeitetes Kettenrad der Hochdruckpumpe.....	48
Abb. 8.13: Kraftübertragung HDP/Ventiltrieb.....	49
Abb. 8.14: Prüfmodulkonstruktion mit angeflanschten Versuchsträgerteilen	49
Abb. 8.15: Befestigung des HBM-T12 am Messaufbau.....	50
Abb. 8.16: Ölkonditionieranlage	51
Abb. 8.17: Füllstandrohr in der Ölwanne.....	52
Abb. 8.18: Gesamtansicht des Prüfstandaufbaus mit Konditionieranlagen	52

Abb. 8.19: Aufgebautes Prüfmodul mit Kühlventilatoren	53
Abb. 8.20: 5. Versuchsträgeraufbau ohne Messvorrichtung	53
Abb. 8.21: Schematischer 1. Aufbauschnitt, Ermittlung der Konditionierungsparameter	54
Abb. 8.22: Schematischer 2. Aufbauschnitt, Ermittlung der Kolbengruppenreibung	55
Abb. 8.23: Verschluss der Ölzulaufkanäle im 2. Strip-Down-Schritt.....	55
Abb. 8.24: Schematischer 3. Aufbauschnitt, Ermittlung der Riementriebsreibung.....	57
Abb. 8.25: Schematischer 4. Aufbauschnitt, Ermittlung der Ölpumpenreibung	58
Abb. 8.26: Schematischer 5. Aufbauschnitt.....	59
Abb. 9.1: Referenz-Temperaturkennfeld der Öltemperatur im Hauptölkanal	60
Abb. 9.2: Vollmotor Lastschnittvergleich des 2. Versuchsträgers.....	61
Abb. 9.3: Reibmitteldruck des Kurbeltriebes.....	62
Abb. 9.4: berechnete gemittelte Normalkraftverläufe.....	62
Abb. 9.5: Reibmitteldruckverläufe des Kurbeltriebes ohne unteren Steuerkettenanteil.....	63
Abb. 9.6: Reibmitteldruck von Ventiltrieb, Hochdruckpumpe und oberem Kettentrieb	64
Abb. 9.7: Reibungsveränderung im Ventiltrieb während des Warmlaufes.....	64
Abb. 9.8: Reibmitteldruck der Wasserpumpe	65
Abb. 9.9: Öldruckverläufe des 2. Versuchsträgers.....	66
Abb. 9.10: Reibmitteldruck der Ölpumpe	66
Abb. 9.11: Reibungssteigerung durch Öldruckvariation.....	67
Abb. 9.12: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	68
Abb. 9.13: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	68
Abb. 9.14: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 2500 \text{ min}^{-1}$	69
Abb. 9.15: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$	69
Abb. 9.16: Reibungsaufteilung im Lastschnitt bei $n = 3500 \text{ min}^{-1}$	69
Abb. 9.17: Kraftstoffverbräuche der Versuchsträgeraufbauten 1, 2 und 3	70
Abb. 9.18: Kraftstoffverbräuche bezogen auf Vollmotor im Lastschnitt bei $n = 1750 \text{ min}^{-1}$..	70
Abb. 9.19: Vergleich des Kraftstoffverbrauches.....	71
Abb. 9.20: Öldruck im Hauptölkanal im Lastschnitt bei $n = 2250 \text{ min}^{-1}$	72
Abb. 9.21: Temperatur im Hauptölkanal im Lastschnitt bei $n = 2250 \text{ min}^{-1}$	72
Abb. 9.22: Kühlmittleingangstemperatur im Lastschnitt bei $n = 2250 \text{ min}^{-1}$	72
Abb. 9.23: Raildruck im Lastschnitt bei $n = 2250 \text{ min}^{-1}$	72
Abb. 9.24: Vergleich der geschleppten zur befeuerten Messung im Lastschnitt bei $n = 1750$	73
Abb. 9.25: Vergleich der NEDC-Zyklen Motor 1 / Motor 2	74

Abb. 9.26: Vergleich des Kraftstoffverbrauchs, Lastschnitt bei $n = 2000\text{min}^{-1}$	74
Abb. 9.27: Vergleich des Verbrennungsschwerpunktes, Lastschnitt bei $n = 2000\text{min}^{-1}$	75
Abb. 9.28: Reibmitteldruckvergleich Motor 1 / 2	76
Abb. 9.29: Raildruckvergleich Motor 1 / 2	76
Abb. 9.30: AGR-Vergleich Motor 1 / 2	76
Abb. 9.31: Drehmoment vor und nach Zweimassenschwungrad.....	77
Abb. 9.32: Drehmoment vor dem Zweimassenschwung, Vergleich der Lastschnittdrehzahlen bei $p_e = 16$ bar	78
Abb. 9.33: Drehmomentanstieg vor dem Zweimassenschwungrad mit steigender Last bei $n = 1500$ min^{-1}	78
Abb. 9.34: Drehmoment vor der Hochdruckpumpe bei $n = 2000\text{min}^{-1}$ und $p_e = 16$ bar	79
Abb. 9.35: Drehmoment vor der Hochdruckpumpe, Lastschnittvergleich bei $p_e = 16\text{bar}$	79
Abb. 0.1: Lastschnittvergleiche Motor1/ Vergleichsmotor.....	87
Abb. 0.2: Akustikvergleiche Motor1 / Vergleichsmotor.....	88
Abb. 0.3: Reibungsverteilung Motor 2.....	88

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1: Kennwerte der Versuchsträger	17
Tabelle 5.1: Messstellenliste	18

Literaturverzeichnis

- [1] Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollreibung. In: VDI-Z (1902), Nr.46.
- [2] Grebe, M.; Feinle, P.: Reibwertuntersuchungen an Motorenölen im Mikrotribometer, Tribologie-Fachtagung in Göttingen, Tagungsband II, ISBN-Nr3-00-003404-8, GfT, Moers, 2004.
- [3] Bartz, W. J.:Lehrgangunterlagen: TAE-Lehrgang: Tribologie und Schmierungstechnik, Technische Akademie Esslingen,1993.
- [4] MAHLE GmbH.: Kolben und motorische Erprobung, Stuttgart 2011.
- [5] van Basshuysen, R; Schäfer (Hrsg.), F.: Handbuch Verbrennungsmotor, 4.Auflage, Vieweg Verlag, 2007.
- [6] Federal Mogul: Kolbenring-Handbuch,
Homepage,http://korihandbook.federalmogul.com/de/section_36.htm.
- [7] N.N.: Kolbenringhandbuch der Federal-Mogul Burscheid GmbH Neuauflage 2003.
- [8] Tritthart, P.: Dieselpartikelemissionen: Analysetechniken und Ergebnisse. In: Mineralöltechnik,hrsg von der Beratungsgesellschaft für Mineralöl-Anwendungstechnik mbH,Hamburg, (1994), Heft 8.
- [9] Gohl, M.; Ihme, H.: Massenspektrometrische Bestimmung des Ölverbrauchs von Verbrennungsmotoren und dessen Einfluss auf die HC-Emission. FVV Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 707, Heft 691 (2000).
- [10] Gohl, M.: Massenspektrometrische Bestimmung der Ölemission im Abgas von Ottound Dieselmotoren. FVV Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 758, Heft 764 (2003).
- [11] Reitzinger, M.: Projekt Verkehrstechnik, Reibleistungsuntersuchung an modernen Dieselmotoren nach der Strip-Down-Methode, Graz, 2013.
- [12] Eichlseder, H.: Vorlesungsskriptum Kolbenmaschinen; TU-Graz 2008.
- [13] Maass, H.; Klier, H.; Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. Wien, New York: Springer Verlag, 1981..
- [14] Tschöke, H.: Mechanik der Kolbenmaschinen. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität, Vorlesung, 1996..
- [15] Fischer, G.: Reibmitteldruck-Ottomotoren, FVV Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen, Vorhaben Nr. 629, Heft 685, Frankfurt, 1999..
- [16] AVL OT-Sensor, Product Description.
- [17] AVL-365C angel encoder set, Product description.
- [18] Künzel, R.: Die Kolbenbewegung in Motorquer- und Motorlängsrichtung, Teil 2: Einfluss der Kolbenbolzendesachsierung und der Kolbenform. In: Motortechnische Zeitschrift, 56 (1995), Nr. 9, S.534 - 541.
- [] Wichtl, R.: in Arbeit, Dissertation, Technische Universität Graz

Anhang:

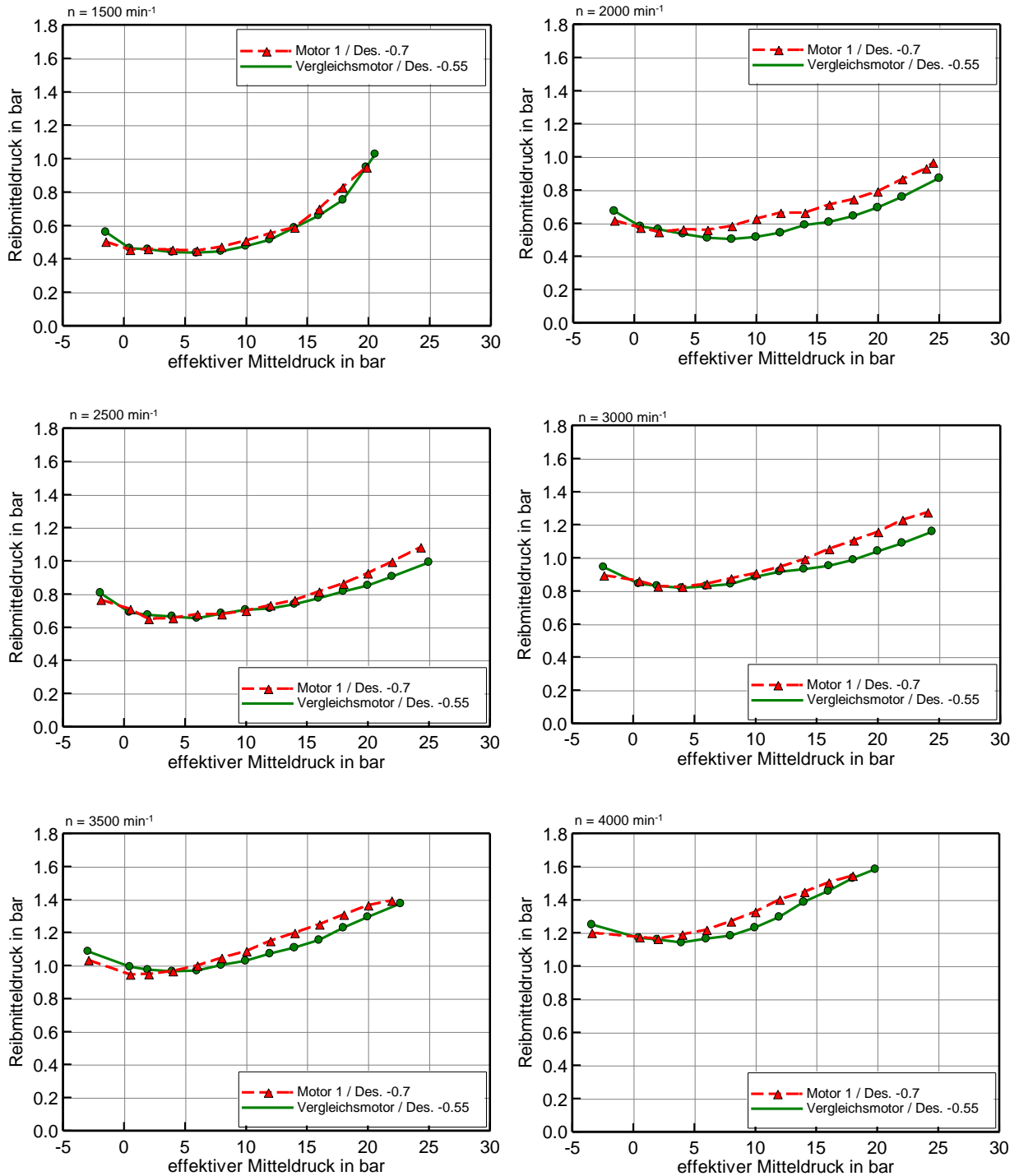


Abb. 0.1: Lastschnittvergleiche Motor1/ Vergleichsmotor

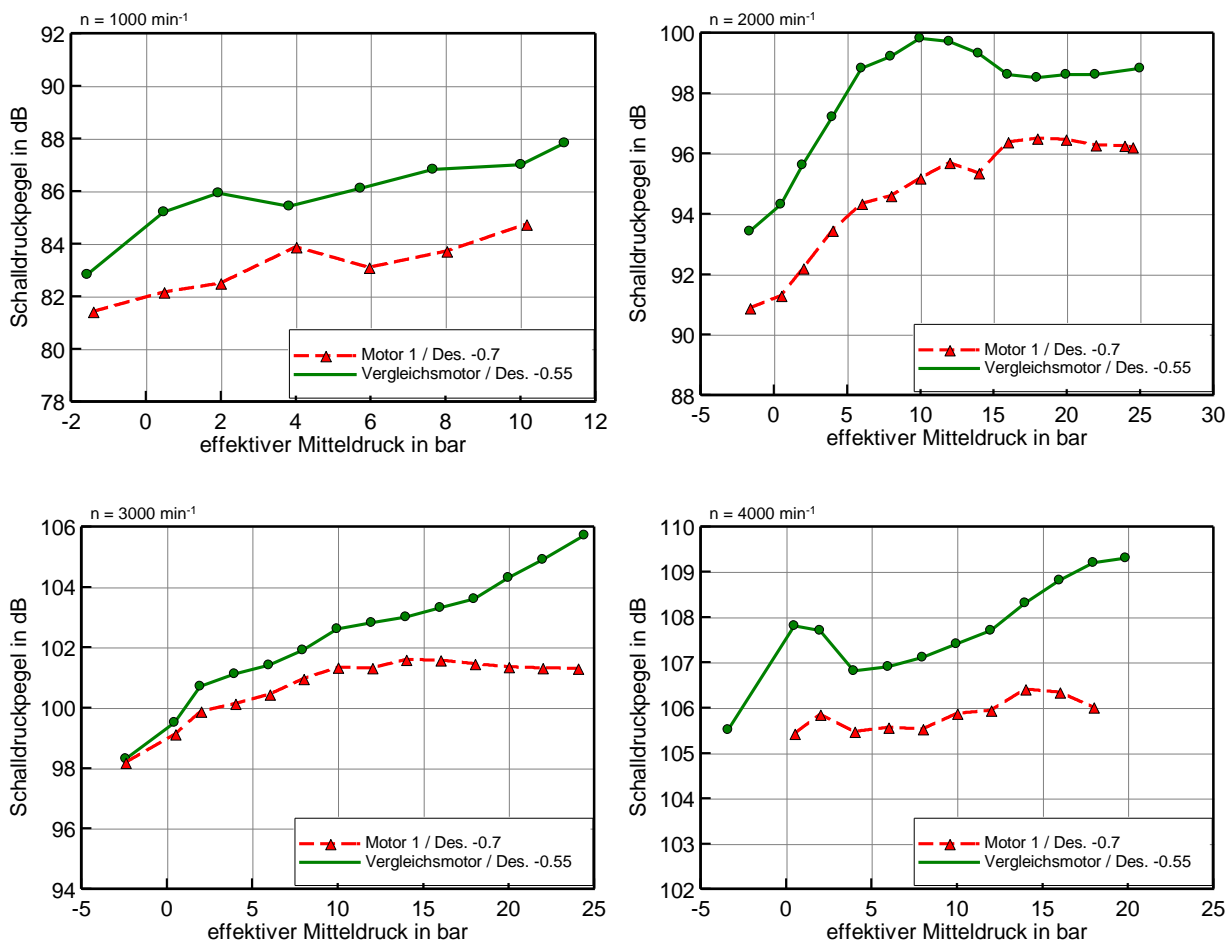


Abb. 0.2: Akustikvergleiche Motor1 / Vergleichsmotor

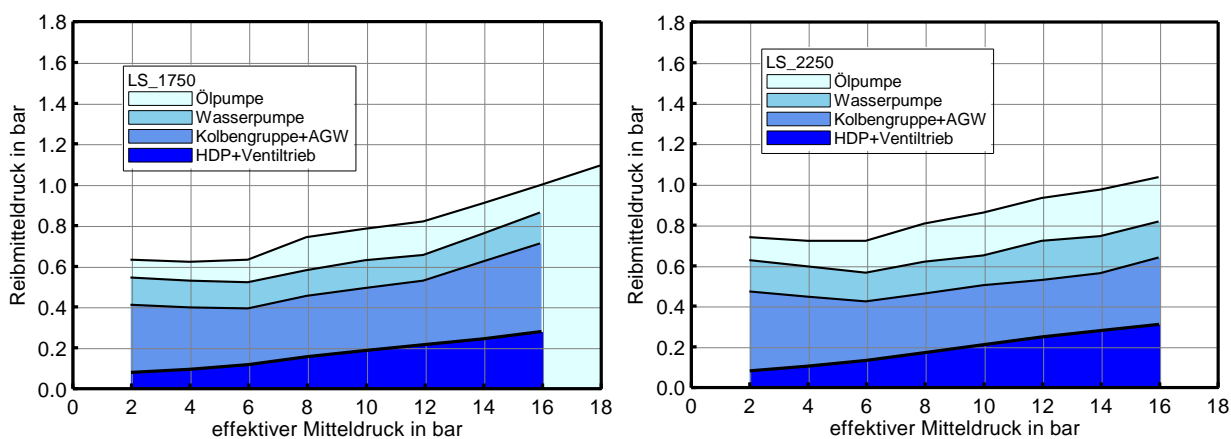


Abb. 0.3: Reibungsverteilung Motor 2