

Ortwin Dumböck

REIBUNGSUNTERSUCHUNG EINES 1,5 L PKW-DIESELMOTORS

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Diplom-Ingenieur



Maschinenebau

Studienrichtung: Studiengang [F 704]

Betreuer: Univ.-Prof. Dr.techn.Helmut Eichlseder

Betreuer: Dipl.-Ing. Christof Hepp

Graz, 2011

Kurzfassung

Reibungsuntersuchung eines 1,5 L PKW-Dieselmotors

Der politische und ökonomische Druck weniger CO₂ auszustoßen zwingt Automobilhersteller zu einem geringeren Flottenverbrauch. Inhalt dieser Arbeit ist es, die mechanischen Verluste eines PKW-Dieselmotors zu bewerten. Es soll ein Reibkennfeld erstellt werden und ferner die Reibung auf die jeweiligen Baugruppen aufgeteilt werden. Dazu wurde der Motor zunächst gefeuert betrieben und durch Differenzbildung zwischen indiziertem und effektivem Mitteldruck ein Reibkennfeld erstellt. Anschließend wurde der Motor zur Reibungsaufteilung schrittweise zerlegt. Durch die Differenz des Schleppmomentes zwischen zwei Schritten können den jeweiligen Baugruppen die entsprechenden Reibmomente zugewiesen werden. Die Aufteilung der Reibung zeigt das Potential der einzelnen Komponenten zur Reibungsminimierung und in weiterer Folge zur Kraftstoffeinsparung. Da die Reibung stark von der Motortemperatur, insbesondere von der Öltemperatur, abhängt muss durch eine Öl- bzw. Kühlmittelkonditionieranlage die Einhaltung der Medientemperaturen sichergestellt werden. Nach dem Ausbau der Kühlmittelpumpe muss die Kühlmittelkonditionieranlage auch den Kühlmittelvolumenstrom als Funktion der Motordrehzahl sicherstellen. Analog dazu muss die Ölkonditionierung nach dem Ausbau der Ölpumpe den Öldruck im Hauptölkanal als Funktion der Drehzahl bereitstellen. Die beiden Konditionieranlagen wurden selbst ausgelegt und im Zuge der Diplomarbeit gefertigt.

Abstract

Strip down analysis of a 1.5 L Diesel-engine

The political pressure for lower CO₂ emission forces automotive manufacturer to lower fuel consumption.

The contents of this study include the analysis of mechanical losses of a small car engine. A friction characteristics diagram shall be created and furthermore, the friction shall be split at respective components.

Initially, the engine was fired and a friction characteristics diagram was created through the difference between brake- and indicated mean effective pressure. Then, the engine was disassembled step by step for frictional distribution. This procedure is called stripdown-analysis. The corresponding friction torque can be assigned to the respective component using the difference of drag torque between two steps. As friction depends highly on the engine temperature, in particular, on the oil temperature, the compliance of the medium temperatures must be ensured through an oil or coolant conditioning system. After the removal of coolant pump, the coolant conditioning system must also condition coolant flow as function of engine speed. Analogous to this, after the removal of oil pump, the oil conditioning must maintain the oil pressure in the main oil duct as a function of engine speed. Both conditioning systems were designed and manufactured by myself.

The distribution of friction illustrates the potential of individual components to minimise friction; this in turn represents an important potential of fuel economy.

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.

Graz, am

Ortwin Dumböck

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	2
1.1	Reibung der Verbrennungskraftmaschine	2
1.2	Möglichkeiten der Reibungsbestimmung	11
1.2.1	Indizierverfahren	11
1.2.2	Auslaufversuch	12
1.2.3	Schleppmessung	13
1.2.4	Willanslinien	13
1.2.5	Zähigkeitsmethode	15
1.2.6	Abschaltversuch	15
1.2.7	Vergleich der unterschiedlichen Methoden	16
2	Grundlegendes zur Indizierung und Drehmomentmessung	17
2.1	Indizierung	17
2.2	Drehmomentmessung	19
2.3	Differenzbildung ähnlicher Größen	20
3	Der Versuchsträger B37C15	21
3.1	Schnittzeichnungen des Versuchsträgers	22
3.2	Massenausgleich beim 3-Zylindermotor	25
4	Konditionierung	30
4.1	Aufbau der bestehenden Konditionieranlage	30
4.2	Aufbau der überarbeiteten Konditionieranlage	32
5	Gefuerter Betrieb	39
5.1	Versuchsaufbau	39
5.2	Kennfeldvermessung	40
5.2.1	Vergleich mit dem FEV-Streuband	45
5.2.2	Abgaswerte	47
6	Schleppmessung	48
6.1	Vollmotor	49
6.2	Reduzierte Pumpverluste	51
6.3	Ohne Lichtmaschine und Wasserpumpe	55

6.4	Ohne Hochdruckpumpe	57
6.5	Nullnockenwelle	61
6.6	Ohne Vakuumpumpe	63
6.7	Ohne Steuerketten	66
6.8	Ohne Ausgleichswelle und Ölpumpe	68
6.9	Ohne Kolbengruppe und Pleuel, mit Meistergewichten	71
6.10	Kurbelwelle ohne Meistergewichte	72
7	Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen	74
	Anhang	85
A	Verwendete Geräte	86
A.1	Prüfstand	86
A.2	Drehmomentmessung	86
A.2.1	Drehmomentflansch HBM T12 200/2000	86
A.3	Indizierung	87
A.3.1	Druckaufnehmer	87
A.3.2	Messverstärker	88
A.3.3	OT-Einpassung	88
A.4	Abgasmesstechnik	90
A.5	Messung der Durchblasemenge	90
A.6	Temperatur- und Druckmessung	91

Abkürzungsverzeichnis

AGW	Ausgleichswelle
ATL	Abgasturbolader
AGR	Abgasrückführung
DMS	Dehnmessstreifen
FU	Frequenzumformer
FMEP	Friction mean effektive pressure
IMEP	Indicated mean effektive pressure
KM	Kühlmittel
KW	Kurbelwelle
LLK	Ladeluftkühler
LW	Ladungswechsel
LiMa	Lichtmaschine
NEDC	New European Driving Cycle
NW	Nockenwelle
OT	Oberer Totpunkt
ÖIPu	Ölpumpe
PID	Proportional-Integral-Differential-(Regler)
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VaPu	Vakuumpumpe
WT	Wärmetauscher
WaPu	Wasserpumpe
ZMS	Zweimassenschwung

Formelzeichen

b_e	g/kWh	spezifischer Kraftstoffverbrauch
c_p	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$	spezifische Wärmekapazität für $p = \text{konst.}$
η_e	–	effektiver Wirkungsgrad
η_i	–	indizierter Wirkungsgrad
η_m	–	mechanischer Wirkungsgrad
η	mPa s	dynamische Viskosität
F_r	N	Reibkraft
F_n	N	Normalkraft
H_G	J/m ³	Gemischheizwert
J_{red}	kgm ²	auf die KW red. Massenträgheitsmoment des Motors
λ_a	–	Luftaufwand
λ	–	Luftverhältnis
M	Nm	Drehmoment
M_e	Nm	effektives Drehmoment
M_i	Nm	indiziertes Drehmoment
M_s	Nm	Schleppmoment
μ	–	Reibbeiwert
n	min ⁻¹	Drehzahl
n	–	Polytropenexponent
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität
p_e	bar	effektiver Mitteldruck
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
p_s	bar	Sättigungsdampfdruck
p_r	bar	Reibmitteldruck
P_e	kW	effektive Motorleistung
P_i	kW	indizierte Leistung
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	N/mm ²	Scherspannung
t	s	Zeit(abschnitt)
u	m/s	Geschwindigkeit
φ	°	Drehwinkel
W	J	(mechanische Arbeit)
W_e	J	effektive Arbeit an der Kurbelwelle
W_i	J	innere/indizierte Arbeit (Gasarbeit)

Inhaltsverzeichnis

V_h	L	Hubraum
z	–	Zylinderanzahl
z_{ab}	–	Anzahl der abgeschalteten Zylinder
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit

Vorwort

Schon in jungen Jahren faszinierten mich Verbrennungskraftmaschinen, was sich auch in meinen Hobbys auswirkte. In der Hauptschule baute ich eine kleine Modelldampfmaschine, in der HTL half ich beim Betrieb und Erhalt der Güterzugdampflokomotive 503519 und in meiner Maturazeit konstruierte und baute ich einen Holzvergaser mit dem ich versuchsweise ein Kraftfahrzeug und einen stationären Motor zur Stromerzeugung betrieb. Aus meiner Freizeitgestaltung geht schon heraus, dass ich auch den Hang zum Praktischen habe. Aus diesem Grund entschied ich mich im Oktober 2010 auch für eine praktisch orientierte Diplomarbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.

Besonders danken möchte ich Institutsvorstand Univ.-Prof. Dr.techn. Helmut Eichseder für die Möglichkeit an diesem Institut die Diplomarbeit durchzuführen.

Bei meinem Projektbetreuer DI Christof Hepp bedanke ich mich sehr für das Verständnis und für die tatkräftige Unterstützung bei diesem Projekt.

Selbstverständlich ergeht mein Dank auch an die BMW Motoren GmbH, die dieses Projekt in Auftrag gab, speziell an den Ansprechpartner DI Roderich Peterrek.

Bei einem derart praxislastigen Projekt ist die Zusammenarbeit mit der Werkstätte Voraussetzung für die erfolgreiche Durchführung. Hiermit möchte ich mich bei Günter Rumpf und Markus Schmidl für die reibungslose Zusammenarbeit bedanken.

Natürlich ergeht mein Dank auch an alle Institutsmitarbeiter, die mir mit Rat und Tat bei Seite standen. Besonders möchte ich Dr. Peter Grabner erwähnen, der mir stets Tipps zur Formatierung gegeben hat und mir auch die Grundzüge des Programmes \LaTeX beigebracht hat, mit dem die vorliegende Arbeit geschrieben ist.

Diese Gelegenheit möchte ich auch nutzen, meinen Eltern zu danken, die mir schlussendlich das Studium in Graz ermöglicht haben.

Graz, April 2011

Ortwin Dumböck

1 Einleitung

Die Forderung des Gesetzgebers zu geringeren Schadstoff- und CO₂-Ausstößen veranlasst Hersteller von Kraftfahrzeugen zu einer Verringerung des Flottenverbrauchs. Da eine Reduktion des Komforts oder der Fahrdynamik und damit der Fahrzeugmasse und der Motorleistung heute (noch) auf kein Verständnis stößt, haben die Fahrzeuge in der Regel sehr hohe Motorleistungen. Heute übersteigen alle PKW bei weitem die von der STVO geforderte Mindestmotorisierung von 5 kW/t. Die Motoren werden folglich mit relativ geringer Leistung betrieben, wodurch die mechanischen Verluste (Reibung) mehr in den Vordergrund treten. Um die Reibung zu senken, werden kleinere, dafür aber hoch aufgeladene Motoren eingesetzt. Mit diesem Ansatz ist es möglich, das Reibmoment zu verringern, ohne die Drehzahl zu erhöhen. Wie unten beschrieben steigt dadurch der mechanische Wirkungsgrad.

Der effektive Wirkungsgrad des Motor ist: $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$. Der mechanische Wirkungsgrad

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (1.1)$$

beschreibt das Verhältnis zwischen effektiver Leistung P_e und der Leistung P_i die das Arbeitsgas an den Kolben abgibt. Der mechanische Wirkungsgrad erfasst nach DIN 1940 Reibungsverluste der Kolben, des Ventiltriebes, der Lager und der Verlustleistung aller für den Motorbetrieb erforderlichen Nebenaggregate sowie aller hydraulischen und aerodynamischen Verlusten des Triebwerks [13]. Die Differenz zwischen indizierter und effektiver Leistung ist die Reibleistung P_r .

1.1 Reibung der Verbrennungskraftmaschine

Um den Vergleich verschiedener Motoren zu erleichtern bezieht man oft die Leistung bzw. die während eines Arbeitsspiels abgegebene Arbeit auf den Hubraum V_h .

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (1.2)$$

Die Einheit des indizierten Mitteldruck p_e ist $[\frac{J}{m^3}]$ bzw. $[\frac{Nm}{m^3}]$ also $[Pa]$ oder $[bar]$. Auf Grund der Einheit wird die hubraumbezogene Arbeit als Mitteldruck

1 Einleitung

bezeichnet. Üblicherweise wird der Mitteldruck von Verbrennungskraftmaschinen in bar angegeben. Da für die Arbeit $W = M \cdot \varphi$ gilt, ist der Mitteldruck proportional zum Drehmoment. Als Zusammenhang zwischen effektivem Drehmoment M_e und effektivem Mitteldruck p_e gilt:

$$M_e = \frac{W_e}{4\pi} = \frac{p_e \cdot V_h}{4\pi} \quad (1.3)$$

Analog dazu kann man auch das Reibmoment als Reibmitteldruck ausdrücken. Das Drehmoment der Motorwelle bezeichnet man als effektives Drehmoment, den daraus berechneten Mitteldruck als effektiven Mitteldruck p_e . Das Gas im Brennraum übt auf die Kolbenoberseite eine Gaskraft aus. Die Arbeit die durch diese Gaskraft geleistet wird lautet:

$$dW_i = F_{\text{Gas}} \cdot ds = p \cdot A \cdot ds = p \cdot dV \quad (1.4)$$

daraus folgt:

$$p_i = \frac{\int dW_i}{V_h} = \frac{\int p dV}{V_h} \quad (1.5)$$

p_i ist der indizierte Mitteldruck, bzw. M_i das indizierte Moment. Die Differenz zwischen indiziertem Mitteldruck und effektivem Mitteldruck ist der oben bereits erwähnte Reibmitteldruck. Analoges gilt für die Leistungen.

Der Reibmitteldruck p_r hängt wenig von der Last ab. Daraus folgt unmittelbar, dass der mechanische Wirkungsgrad mit der Last ansteigt. In Bild 5.3 ist das Kennfeld des mechanischen Wirkungsgrads des vermessenen Motors abgebildet. Im Stadtbetrieb wird der Motor mit geringer Drehzahl und Last, also im Bereich des schlechten mechanischen Wirkungsgrads, betrieben.

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_r}{p_i} \quad (1.6)$$

Unter der Annahme, dass sich der indizierte Wirkungsgrad nicht ändert ($p_i \sim b_e$), geht eine Reibungsreduzierung direkt in eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs über. Folgende Überlegung gilt für $p_e = \text{konstant}$.

$$\text{Verbrauchsreduktion} = \frac{p_{i \text{ alt}} - p_{i \text{ neu}}}{p_{i \text{ alt}}} = \frac{(p_e + p_{r \text{ alt}}) - (p_e + p_{r \text{ neu}})}{p_e + p_{r \text{ alt}}} \quad (1.7)$$

Daraus folgt:

$$\text{Verbrauchsreduktion} = \frac{p_{r \text{ alt}} - p_{r \text{ neu}}}{p_e + p_{r \text{ alt}}} \quad (1.8)$$

1 Einleitung

Daraus ergibt sich das Potential der Kraftstoffeinsparung, wenn man die mechanische Reibung vollkommen reduzieren würde:

$$\text{Potential} = \frac{p_r \text{ alt}}{p_e + p_r \text{ alt}} = \frac{p_r}{p_i} = \frac{p_i - p_e}{p_i} = 1 - \eta_m \quad (1.9)$$

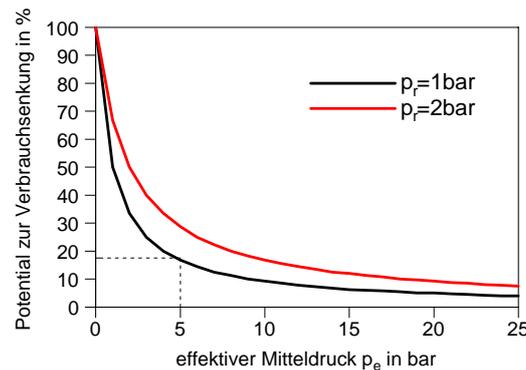


Bild 1.1: Potential zur Kraftstoffeinsparung als Funktion von p_e

Aus Bild 1.1 geht hervor, dass ein Motor mit einem Reibmitteldruck von 1 bar und einem effektiven Mitteldruck von 5 bar ein Potential zur Kraftstoffsenkung von 17% gegenüber dem theoretisch reibungsfreien Motor hat. Die praktisch realisierbare Reduktion der Reibung liegt wesentlich darunter.

Einfluss der Hubraumreduzierung

Durch eine Verringerung des Hubraumes kommt es zur Lastpunktverschiebung zu höheren Mitteldrücken. Dies geht aus der Gleichung

$$P_e = p_e \cdot V_h \cdot \frac{n}{2} \quad (1.10)$$

hervor. Mitteldruck oder Drehzahl muss erhöht werden um die gleiche Motorleistung zu erhalten. Beim Dieselmotor ist die Drehzahl auf Grund der langen Brenndauer beschränkt. Der Mitteldruck kann durch folgende Parameter verändert werden:

$$p_e = H_G \cdot \lambda_a \cdot \eta_e \quad (1.11)$$

Der Luftaufwand λ_a kann nur durch Aufladung wesentlich erhöht werden. Der Gemischheizwert hängt vom eingesetzten Brennstoff und vom Luftverhältnis λ ab und ist somit auch mehr oder weniger als Konstante anzusehen. Die oben bereits

1 Einleitung

erwähnte Hubraumreduktion erfolgt zweckdienlicher Weise durch Reduktion der Zylinderanzahl. Dadurch bleibt ein großer Einzelbrennraum erhalten, der einen hohen inneren Wirkungsgrad ermöglicht. Durch die Lastpunktverschiebung steigt prinzipiell der mechanische Wirkungsgrad, durch die Reduktion der Zylinderanzahl bzw. des Hubraumes treten die Verluste der Nebenaggregate jedoch mehr in Erscheinung. Weiters steigt bei der Reduktion der Zylinderanzahl die Anzahl der Lagerstellen pro Zylinder an.

Grundlagen der Gleitreibung

Im Verbrennungsmotor sind ein Großteil der Lager als Gleitlager ausgeführt. Auch alle Linaerführungen (Kolben, Ventile) sind als Gleitlager ausgeführt. Grundsätzlich gibt es drei verschiedene Arten der Gleitreibung:

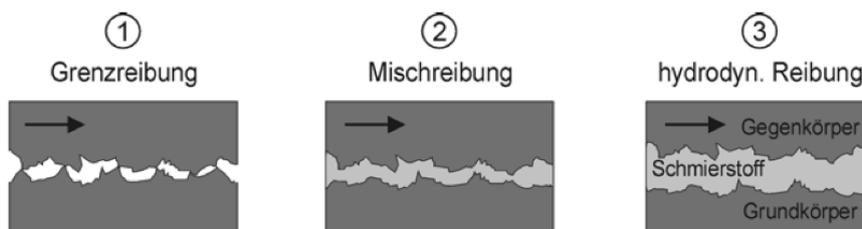


Bild 1.2: Arten der Gleitreibung [10]

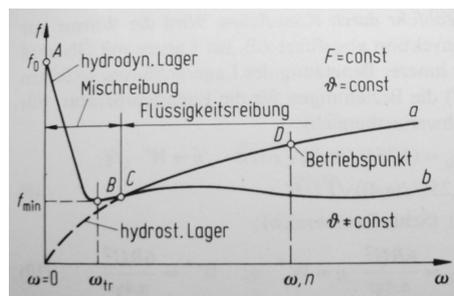


Bild 1.3: Stribeckkurve bei Berücksichtigung der Lagerreibung [5]

- Grenzreibung bzw. Festkörperreibung** wird näherungsweise durch das Coulomb'sche Reibgesetz beschrieben. Sie tritt auf, wenn sich kein Schmierfilm zwischen den beiden Reibpartnern befindet ($F_r = \mu \cdot F_n$). Die Reibkraft F_r ist unabhängig von der Größe der Kontaktfläche. Es wird zwischen Haftreibung (Losbrechmoment) und Gleitreibung unterschieden.

1 Einleitung

2. Mischreibung findet statt, wenn die Dicke des Schmierfilms der ein- bis dreifachen der Rauhtiefe der beiden Reibpartner entspricht [11]. Bei Festkörper- und Mischreibung kommt es zu metallischem Kontakt und somit zu Materialabtrag (Verschleiß) [12]. Mit steigender Drehzahl sinkt der Reibbeiwert (f in Bild 1.3) bis er sein Minimum im Punkt B erreicht. Danach steigt der Reibbeiwert wieder an.

3. Hydrodynamische Reibung. Mit steigender Drehzahl wird immer mehr Öl in den Schmierspalt gerissen, bis es zur hydrodynamischen Reibung kommt (Punkt C). Diese Drehzahl wird als Übergangsdrehzahl bezeichnet. Sie entspricht ungefähr der Drehzahl mit der geringsten Reibung (B) [11]. Oberhalb der Übergangsdrehzahl findet kein metallischer Kontakt und somit kein Verschleiß mehr statt. Der Betriebspunkt (D) soll daher rechts von (C) liegen. Im Bereich der Flüssigkeitsreibung steigt der Reibbeiwert mit steigender Drehzahl leicht an. Der Kurvenverlauf ist flach, und die Reibung bleibt über einen weiten Drehzahlbereich hinweg gering [12]. In Kurve (a) wird eine gleichbleibende Drehzahl vorausgesetzt. In der Praxis steigt die Lagertemperatur meist mit der Drehzahl. Dadurch nimmt die Viskosität des Öls im Schmierspalt mit steigender Lagerdrehzahl ab. Es kann, wie in Bild 1.3, dargestellt zu einer Kompensation, des mit zunehmender Geschwindigkeit steigenden Reibbeiwertes kommen [5]. Die gestrichelte Linie in Bild 1.3 zeigt den Reibbeiwert eines hydrostatischen Lagers.

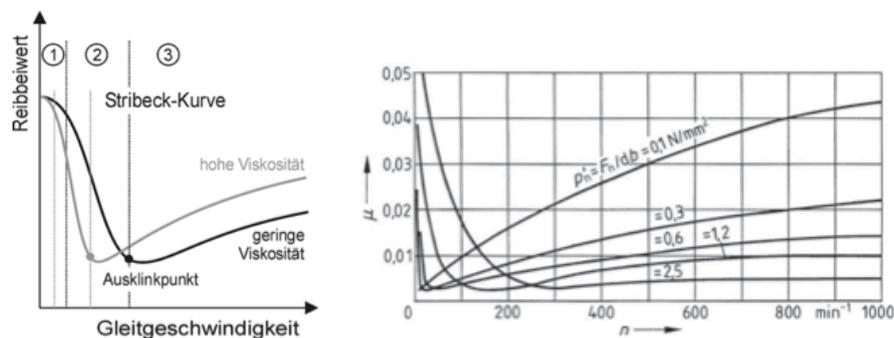


Bild 1.4: Stribeckkurve als Funktion der Ölviskosität [10] und der Lagerbelastung [12]

Wie in Bild 1.4 ersichtlich, verschiebt sich die Stribeckkurve mit steigender Last nach rechts [12] und mit steigender Ölviskosität nach links [10]. Niedrige Drehzahlen und hohe Lasten erfordern demnach Öle mit hoher Viskosität. Bei oszillierenden Bewegungen (Kolbengruppe, Ventiltrieb) wird an den Umkehrpunkten

1 Einleitung

Mischreibung durchlaufen. Erst wenn die Übergangsgeschwindigkeit erreicht ist, tritt hydrodynamische Reibung auf. Je heißer das Öl, also je niedriger die Viskosität und je höher die Last, desto weiter schiebt sich die Stribeckkurve nach rechts und desto höher ist der Anteil der Mischreibung und damit der mechanische Verschleiß.

Im Stillstand wird das Öl seitlich aus dem Spalt gequetscht. Währenddessen besteht ebenfalls (kurzzeitig) ein tragfähiger Ölfilm.

Reibung ausgeführter Motoren

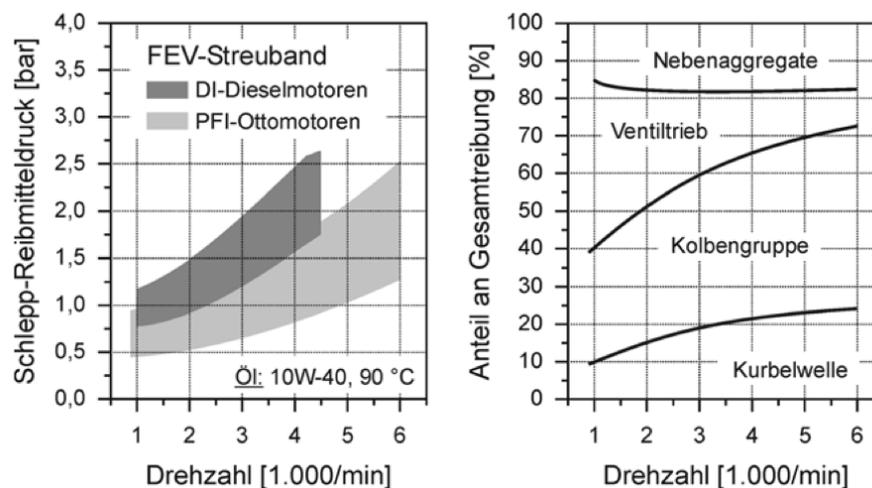


Bild 1.5: FEV-Streuband ausgeführter Motoren [10]

Die Reibung der Kolbengruppe hat den höchsten Anteil. Dort liegt demnach das größte Potential zur Kraftstoffeinsparung. Der Ventiltrieb hat bei niedrigen Drehzahlen einen relativ hohen Anteil, da bei hohen Drehzahlen der Anteil der Mischreibung bzw. Festkörperreibung zurückgeht. Erst ab einer gewissen Drehzahl kann sich ein durchgehender Schmierfilm an der Ventillocke aufbauen. In Bild 1.5 links ist das FEV-Streuband ausgeführter Motoren dargestellt. Da dieses Streuband aus dem Jahr 2002 ist, kann davon ausgegangen werden, dass das Streuband moderner Motoren etwas tiefer liegt.

Motoröl

Wie aus Bild 1.4 hervorgeht, hat die Viskosität des Schmierstoffs einen bedeutenden Einfluss auf die mechanische Reibung. Moderne Motoröle haben eine Zusammensetzung nach Bild 1.6.

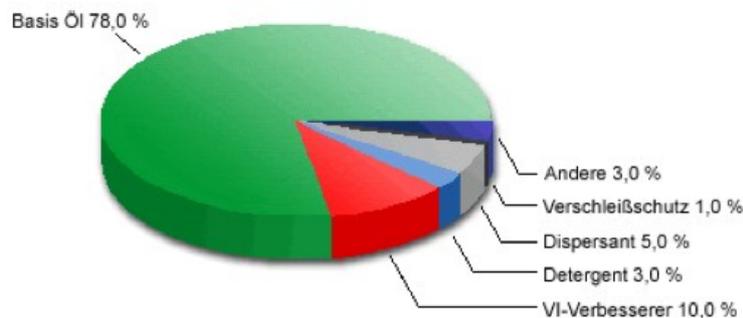


Bild 1.6: Ölzusammensetzung [1]

Neben Basisöl beinhaltet Motoröl noch Additive, die Ablagerungen verhindern, den pH-Wert stabilisieren, Abrieb in Schwebe halten, die Alterung durch Oxidation verhindern, vor Verschleiß schützen und den Viskositätsindex beeinflussen. Viele der Additive sind mineralisch und hinterlassen beim Verbrennen Asche, die sich im Dieselpartikelfilter absetzt.

Viskositätsangaben von Motorölen

Die Viskosität eines Motoröls wird durch SAE-Klassen angegeben. Es wird zwischen Winter- und Sommerviskositätsklassen unterschieden.

SAE-Winterviskositätsklasse

Für Newtonsche Flüssigkeiten gilt:

$$\tau = \eta \cdot \frac{\delta u}{\delta y} \quad (1.12)$$

Die Scherspannung τ ist dem Geschwindigkeitsgefälle $\delta u/\delta y$ proportional. Der Proportionalitätsfaktor η wird als dynamische Viskosität bezeichnet. Zur Messung von η wird ein Rotor mit konstantem Drehmoment im zu prüfenden Öl gedreht. Aus der gemessenen Winkelgeschwindigkeit kann die dynamische Viskosität berechnet werden. Die Viskositätsangabe erfolgt über eine Kennzahl mit nachgestellten W (0W, 5W, 10W, 15W, 20W, 25W). Je kleiner die Zahl vor dem W, desto kleiner ist die dynamische Viskosität des Öls bei tiefen Temperaturen. In Tabelle 1.1 sind die Bezugstemperaturen und die dynamischen Viskositäten der jeweiligen Winterviskositätsklassen angeführt.

Tabelle 1.1: SAE-Viskositätsklassen

SAE-Klasse	η_{kalt} in m Pas	T_{grenz}	ν in mm^2/s bei 100°C	
			min.	max
0W	3250 bei -30°C	-40°C	3,8	
5W	3250 bei -25°C	-35°C	3,8	
10W	3500 bei -20°C	-30°C	4,1	
15W	3500 bei -15°C	-25°C	5,6	
20W	4500 bei -10°C	-20°C	5,6	
25W	6000 bei -5°C	-15°C	9,3	
20	-		5,6	9,3
30	-		9,3	12,5
40	-		12,5	16,3
50	-		16,3	21,9
60	-		21,9	26,1

SAE-Sommerviskositätsklasse

Die SAE-Sommerviskositätsklasse gibt die kinematische Viskosität bei 100°C an. Diese wird mit einem Kapillarviskosimeter gemessen. Zwischen kinematischer Viskosität ν und dynamischer Viskosität η besteht der Zusammenhang

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}. \quad \rho \dots \text{Dichte des Fluids} \quad (1.13)$$

In Tabelle 1.1 sind für die SAE-Sommerviskositätsklassen die kinematischen Viskositäten angegeben.

Weitere Viskositätsmerkmale von Motorölen

- HTHS: Neben den beschriebenen Viskositätsklassen (Winter, Sommer) gibt es noch die so genannte HTHS-Viskosität. HTHS steht für “High Temperature High Shear“ bzw “Hoch Temperatur Hoch Schergefälle“ und beschreibt die dynamische Viskosität bei 150°C und einem Schergefälle von 10 s^{-1} [1]. Es soll sichergestellt werden, dass auch bei den örtlich hohen Öltemperaturen in den Lagern noch eine ausreichend hohe Viskosität vorhanden ist. So genannte Leichtlauföle haben zur Absenkung des Reibniveaus einen niedrigen HTHS. Die Viskosität darf nicht zu weit abgesenkt werden, da ansonsten in den Lagerstellen Mischreibung auftritt und es somit zu einem unzulässig hohen Verschleiß kommt.

1 Einleitung

- Die Maximale **Grenzpumpentemperatur** T_{grenz} gibt an, ab welcher Temperatur das Motoröl selbst zur Ölpumpe fließen kann. Wird diese Temperatur unterschritten, rinnt das Öl nicht mehr zur Ölpumpe. Es kann keine definierte Schmierung mehr sichergestellt werden. Jede Winterviskositätsklasse schreibt eine maximale Pumpengrenztemperatur vor. Die dynamische Viskosität beträgt bei dieser Temperatur definitionsgemäß 60 000 mPas. Die Grenzpumpentemperatur darf maximal 5 °C höher liegen als die Nenngrenzpumpentemperatur.

Mehrbereichsöle

Moderne Motoröle erfüllen eine SAE Winter- und eine SAE Sommerklasse. Um einerseits bei tiefen Temperaturen ein ausreichend dünnflüssiges Öl und bei hohen Temperaturen ein entsprechend dickflüssiges Öl zu erhalten ist ein flacher Verlauf der Viskosität über der Temperatur notwendig. Allgemein haben synthetische Öle einen flacheren Verlauf als mineralische Öle [1]. Das bedeutet, dass zwei 40er Öle zwar bei 100 °C die gleiche Viskosität besitzen, dass das Synthetische Öl jedoch bei höheren Temperaturen dickflüssiger ist als das mineralische Öl.

Durch den Einsatz von Viskositätsindex-Verbesserer gelingt es eine Winter-, sowie eine Sommerklasse mit dem gleichen Öl zu erfüllen (siehe Bild 1.8). Bild 1.7 charakterisiert die Wirkungsweise von VI-Verbesserer. Die Additive sind im kalten Zustand zusammengeknäult und entfalten sich im warmen Zustand. Nach der Entfaltung Vernetzen sich diese langen faserförmigen Moleküle untereinander und erhöhen somit die Viskosität. Unter hoher Belastung können diese Moleküle zerrissen werden. Sie verlieren ihre Wirksamkeit, daher sinkt im Gebrauch der Viskositätsindex.

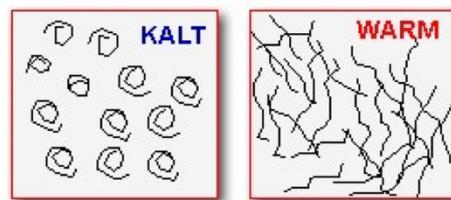


Bild 1.7: Wirkungsweise von VI-Verbesserer [1]

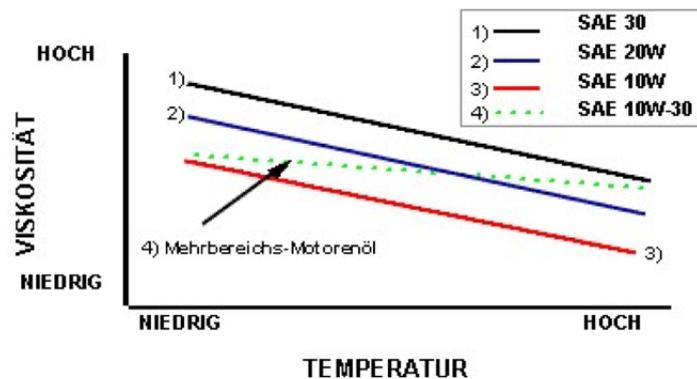


Bild 1.8: Unterschied zwischen Mehrbereichsöl und Einbereichsöl [1]

1.2 Möglichkeiten der Reibungsbestimmung

1.2.1 Indizierverfahren

Zur Ermittlung des Reibmitteldruckes p_r wird die Differenz zwischen indiziertem Mitteldruck p_i und effektivem Mitteldruck p_e gebildet. Der effektive Mitteldruck wird nach Formel 1.3 über die Messung des effektiven Drehmomentes ermittelt. Der indizierte Mitteldruck p_i wird nach Formel 1.5 ermittelt. Der kurbelwinkelaufgelöste Zylinderdruck wird mittels piezoelektrischem Druckaufnehmer und Kurbelwinkelgeber gemessen.

Das Indizierverfahren ist das einzige Verfahren, mit dem die Motorreibung bestimmt werden kann. Mit den nachfolgend beschriebenen Verfahren kann nur die Summe aus Reibmoment und Schlepp-Volumensänderungsarbeit gemessen werden (abgesehen von der Zähigkeitsmethode 1.2.5 und unter Umständen der Schleppmessung 1.2.3). Die Herausforderung dieses Verfahrens liegt in der genauen Messung des Drehmomentes und des indizierten Mitteldruckes. Bei hohen mechanischen Wirkungsgraden sind beide Messgrößen fast gleich groß. Kleine relative Messfehler des Momentes oder des indizierten Mitteldruckes wirken sich daher stark auf den berechneten Reibmitteldruck aus.

Vorteile

- Es können beliebige Betriebspunkte angefahren werden [14]
- Reale Betriebsbedingungen
- Differenzierung zwischen Reibung und Ladungswechselperlusten
- Exakte Messung (bei entsprechender Sorgfalt)

- Einziges Verfahren, das die Reibung bestimmt

Nachteile

- Totpunktfehler beeinflusst die Messung stark
- Erforderliche Genauigkeit wird nur erreicht, wenn alle Zylinder indiziert werden
- Die Messtechnik ist aufwendig

1.2.2 Auslaufversuch

Der Motor wird gefeuert auf den jeweiligen Betriebspunkt gefahren. Nach dem sich die gewünschten Temperaturen eingestellt haben wird die Zündanlage/Einspritzung und die Bremse abgeschaltet und der Motor frei auslaufen gelassen. Aus dem Zusammenhang

$$M_s = J_{\text{red}} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (1.14)$$

kann das verzögernde Moment berechnet werden. Wenn die Drehzahl mit genügender Genauigkeit zeitlich aufgelöst gemessen wird, kann auch die Abhängigkeit des Momentes von der Drehzahl ausgedrückt werden.

Vorteile

- Reale Temperaturverhältnisse

Nachteile

- Keine realen Lastverhältnisse
- Zeitmessung erforderlich
- Errechnetes Moment beinhaltet auch Ladungswechselverluste, Wärmeverluste und Leckageverluste.
- Bremse/Antrieb muss schnell ausgeschaltet werden können.

1.2.3 Schleppmessung

Der Motor wird von einer anderen Maschine geschleppt. Bei modernen Prüfständen erfolgt dies üblicherweise durch eine Asynchronmaschine, die einen 4-Quadrantenbetrieb ermöglicht. Das Schleppmoment wird gemessen.

Der wesentliche Vorteil dieses Verfahrens liegt darin, dass es möglich ist, einzelne Teile des Motors zu demontieren und somit eine Aufteilung des Schleppmomentes auf die einzelnen Motorbaugruppen zu ermöglichen. Kühlwasser- und Öltemperaturen können zwar konditioniert werden, die einzelnen Bauteiltemperaturen weichen jedoch von den Bauteiltemperaturen im gefeuerten Betrieb ab. Durch diesen Umstand ändert sich die Reibung. Weiters sind die Gaskräfte deutlich geringer. Auch dadurch erhält man andere Reibverhältnisse. Bei der Stilllegung des Ventiltriebes entfällt die Gasarbeit fast vollständig. Dies ermöglicht näherungsweise die Aufteilung des effektiven Mitteldruckes in inneren Mitteldruck und Reibmitteldruck.

Um die Verhältnisse zu verbessern, kann der Motor auch gefeuert betrieben werden, bis er den thermischen Beharrungszustand erreicht hat und anschließend geschleppt werden.

Vorteile

- Im ungefeuerten Betrieb können einzelne Motorkomponenten abgebaut werden
- Kühlwasser- und Öltemperatur können konditioniert werden

Nachteile

- Es kann nicht exakt zwischen Reibung und Gasarbeit differenziert werden
- Keine realen Temperaturverhältnisse
- Aufwändige Konditionierung erforderlich
- Veränderte Druckverhältnisse im Brennraum

1.2.4 Willanslinien

Der Motor wird mit konstanter Drehzahl gefeuert betrieben und der Kraftstoffmassenstrom bei verschiedenen Mitteldrücken gemessen. Wenn man aus diesen Werten den effektiven Mitteldruck bei einem Kraftstoffverbrauch von Null extrapoliert, erhält man das Schleppmoment. Dieses Verfahren ist leicht durchzuführen, da für die Auswertung nur ein Verbrauchskennfeld benötigt wird.

1 Einleitung

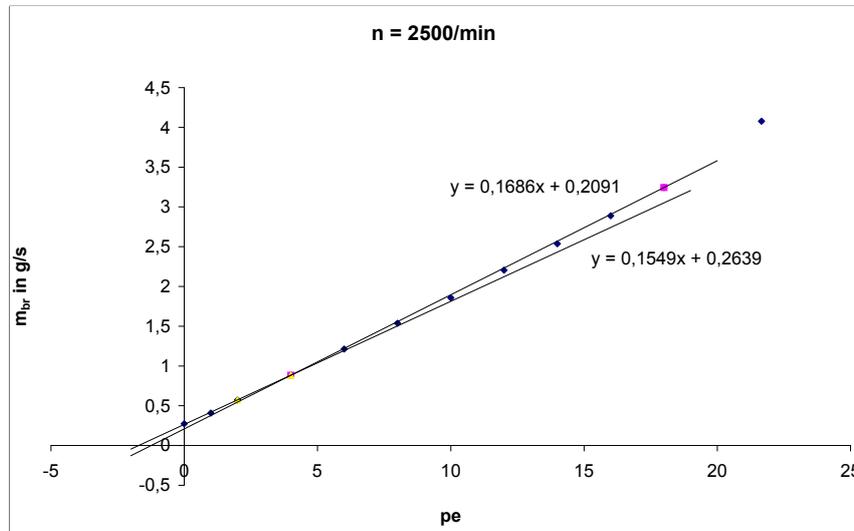


Bild 1.9: Willanslinien

Die Willanslinien in Bild 1.9 wurden aus dem gemessenen Verbrauchskennfeld (Drehzahl 2500min^{-1}) erstellt. Wenn man den Schnittpunkt der beiden Linien mit der Abszisse berechnet kommt man auf ein Schleppmoment von 1,24 bar bzw. 1,70 bar, im mittel also auf 1,47 bar. (Auf der steileren Geraden liegen die Messpunkte mit p_e gleich 4- und 18 bar, auf der flacheren die Punkte 2- und 4 bar.)

Der durchschnittliche Reibmitteldruck aus der Indizierung entspricht bei dieser Drehzahl 0,7 bar. Mit den Willanslinien wird jedoch nicht der Reibmitteldruck, sondern der effektive Schleppmitteldruck ermittelt. Der effektive Schleppmitteldruck aus dem Schleppversuch des Versuchsträgers beträgt bei 2500min^{-1} und 100°C Öltemperatur 1,7 bar. Der mittlere effektive Schleppmitteldruck aus den Willanslinien ist um 0,23 bar geringer. Nach Formel 1.3 entspricht das 2,7 Nm. Aus der Reibleistungsaufteilung (siehe Tabelle 7.3) geht hervor, dass der indizierte Mitteldruck ($\approx p_{ATL} + p_{red.LW}$) ca. 0,75 bar beträgt. Das entspricht in etwa der Differenz zwischen Schleppmitteldruck aus den Willanslinien und dem Reibmitteldruck aus der Indizierung. Die Streuung der Willanslinien ist sehr groß, da der Fehler beim Extrapolieren durch den flachen Linienverlauf groß ist.

Vorteile

- wird aus dem Verbrauchskennfeld ermittelt

Nachteile

- ungenau

1.2.5 Zähigkeitsmethode

Drehzahl und Kraftstoffverbrauch werden konstant gehalten. Der effektiver Mittel-
druck wird gemessen. Durch Variation der Ölviskositäten können Reibungsunter-
schiede bestimmt werden da die Reibung sehr stark von der Ölviskosität anhängt.
Es wird davon ausgegangen, dass Temperatur und indizierter Mittel-
druck konstant bleiben. Die Änderung des effektiven Mittel-
druckes entspricht folglich der Reibungsänderung. Die Zähigkeitsmethode hat keine praktische Bedeutung [7].

Vorteile [7]

- Gefeuertes Motor
- Auf jedem Prüfstand durchführbar

Nachteile

- Temperaturunabhängige Komponenten (Nebenaggregate) bleiben unberück-
sichtigt

1.2.6 Abschaltversuch

Es werden beim gefeuerten Motor ein oder mehrere Zylinder abgeschaltet. Aus
der Leistungsdifferenz wird die Antriebsleistung für die geschleppten Zylinder be-
stimmt:

$$n \cdot p_{iKr} + n \cdot p_s = p_{e1} \quad (1.15)$$

$$(n - m) \cdot p_{iKr} + n \cdot p_s = p_{e2} \quad (1.16)$$

p_{iKr} ist die Erhöhung des indizierten Mittel-
druckes gegenüber dem Schleppbe-
trieb infolge der Kraftstoffeinspritzung. Im Schleppbetrieb ist der indizierte Mit-
tel-
druck negativ. Mit n ist die Zylinderanzahl des Motors und mit m die Anzahl
der Zylinder die abgeschaltet werden gemeint. p_{e1} und p_{e2} sind die effektiven Mit-
tel-
drücke vor und nach der Zylinderabschaltung. Der Schleppmittel-
druck p_s setzt
sich wieder aus dem Reibmittel-
druck, den Wandwärmeverlusten, den Leckagever-
lusten und den Ladungswechselverlusten zusammen. Diese Methode hat ebenfalls
kaum praktische Bedeutung.

Vorteile [7]

- teilweise gefeuertes Motor, daher annähernd reales Temperaturniveau
- auf jedem Prüfstand durchführbar

Nachteile

- erfordert Mehrzylindermotoren

1.2.7 Vergleich der unterschiedlichen Methoden

Das Indizierverfahren ist das einzige Verfahren, welches eine physikalisch korrekte Messung des Reibmitteldruckes ermöglicht. Bei den anderen Methoden wird der effektive Mitteldruck ohne Kraftstoffzufuhr bestimmt. Dieser setzt sich aus der Summe aus Reibmitteldruck und Volumsänderungsarbeit des Kolbens zusammen. Die Volumsänderungsarbeit beinhaltet die Ladungswechselperluste, Leckageverluste sowie den Wärmeverlust durch die Brennraumwandungen. Durch den Wärmetransport während des Verdichtens vom Arbeitsgas in die Zylinderwand kann bei der anschließenden Expansion nicht mehr die gesamte mechanische Arbeit gewonnen werden. Mit gewissen Näherungen kann auch beim Schleppversuch zwischen p_r und p_i unterschieden werden (siehe Kapitel 6.5 und 7).

2 Grundlegendes zur Indizierung und Drehmomentmessung

2.1 Indizierung

Der Druckverlauf wird mit einem piezoelektrischen Druckaufnehmer gemessen. Piezoelektrische Aufnehmer sind zwar genauer als piezoresistive Aufnehmer, haben aber den Nachteil, dass man nur relative Druckänderungen messen kann.

Der Druckaufnehmer wird von außen in den Brennraum eingeführt. Dafür ist eine Bearbeitung des Zylinderkopfes notwendig. Speziell bei Zylindern mit hoher Ventil- und Zündkerzenanzahl gestaltet sich der Einbau entsprechend schwierig. Es ist auch möglich einen Glühstift durch einen Druckaufnehmer zu ersetzen. Für fremd gezündete Motoren gibt es auch Zündkerzen mit integrierten Druckaufnehmern.

Für die Druckindizierung kamen Glühstiftadapter des Typs AVL GU13G zum Einsatz. Weitere Daten zum Druckaufnehmer sind dem Anhang zu entnehmen.

Um die Nullpunktverschiebung anzupassen wird in einem kleinen Fenster (Einslassventile müssen geschlossen sein) der Druckverlauf als Funktion des Kurbelwinkels, also die Volumenänderung als polytrope Zustandsänderung gerechnet. Da sich der Polytropenexponent im Zuge der Verdichtung ändert soll dieses Fenster so klein als möglich gewählt werden um die auftretenden Fehler gering zu halten.

Aus der Polytropengleichung

$$\frac{p_2 + \Delta p_0}{p_1 + \Delta p_0} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (2.1)$$

folgt

$$\Delta p_0 = \frac{p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n - p_2}{1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n} \quad (2.2)$$

Für den Nullpunktgleich wurde $n=1,39$ als Polytropenexponenten angenommen.

Weitere Möglichkeiten zur Nulllinienfindung [2]:

- Nulllinienfindung über gemessenen Saugrohrdruck (mit Saugrohrindizierung → höhere Genauigkeit)

- Nulllinienfindung mit Hilfe des Summenbrennverlaufes (nicht echtzeitfähig)

Da das Integral pdV (Formel 1.5) über ein ganzes Arbeitsspiel gebildet wird, geht ein Fehler in der absoluten Höhe des Druckes nicht als Fehler in den indizierten Mitteldruck ein.

Wichtig ist es jedoch, der Druckänderung die richtige Volumenänderung dV zuzuweisen. Die Volumenänderung ist bei gegebener Motorgeometrie (Hub, Pleuellänge, Schränkung) eine Funktion des Kurbelwellenwinkels. Bei einem indizierten Mitteldruck von 2 bar führt beispielsweise ein Fehler in der Kurbelwinkelzuordnung von $0,1^\circ\text{KW}$ zu einem Fehler von $3,2\%$ [10]. Der Fehlerwinkel geht linear in den Messfehler des indizierten Mitteldruckes ein. Mit steigendem Mitteldruck sinkt dieser Fehler wie in Bild 2.1 zu sehen ist.

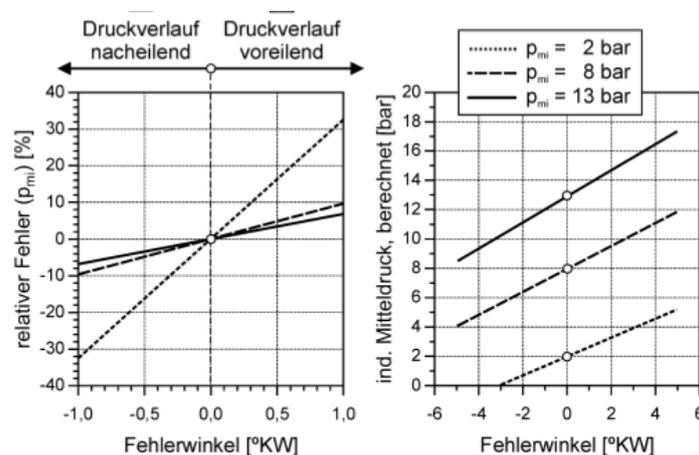


Bild 2.1: Auswirkung der Totpunkteinpassung auf den Messfehler [10]

Mechanische Spannungen im Zylinderkopf können sich bei ungünstigem Einbau auf den Druckaufnehmer auswirken. Beim zurückgesetzten Einbau können Pfeifenschwingungen das Messergebnis beeinflussen. Allgemein stellen Bedingungen im Brennraum (Wärmestrom, Beschleunigung, Verformungsspannungen, chemische Einflüsse und Ablagerungen) hohe Anforderungen an den Druckaufnehmer.

Die OT-Einpassung kann nach folgenden Verfahren durchgeführt werden:

- Thermodynamischer Verlustwinkel (geringer Aufwand)
(Der Verlustwinkel beträgt ca. $-0,8^\circ\text{KW}$ bei $2000\text{ min}^{-1}/2\text{ bar}$)
- Statisch mit Messuhr
- Thermodynamische Einpassung (berechneter Druckverlauf der Kompression wird über den gemessenen gelegt)

- OT-Sensor

Die Einpassung mittels OT-Sensor stellt das genaueste Verfahren dar. Dieses wurde auch im Zuge dieses Projektes angewendet. Der Injektor des 1. Zylinders wurde durch die kapazitive OT-Sonde ersetzt. Die Kapazität zwischen der isolierten Spitze der Sonde und der Motormasse ist eine Funktion der Kolbenstellung und damit des Kurbelwinkels. Die Ausgangsspannung des Verstärkers der OT-Sonde ist ein Spannungssignal, das mit zunehmender Kapazität ansteigt. Wenn die maximale Kapazität erreicht ist, hat der Kolben den oberen Totpunkt erreicht. Dieses Signal wird während der Totpunkteinpassung indiziert. Der Nullpunkt wird so verschoben, dass die Extremstelle der Ausgangsspannung mit dem OT übereinstimmt. Die Einpassung wurde bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} durchgeführt.

2.2 Drehmomentmessung

Das Drehmoment ist eine Funktion des Kurbelwinkels. Das effektive Drehmoment ergibt sich aus:

$$M_e = \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M d\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1} \quad (2.3)$$

Wird das gemittelte Drehmoment mit dem Drehwinkel multipliziert, erhält man die Arbeit, bzw. die Leistung, wenn mit der Drehzahl multipliziert wird.

Mit der Annahme, dass die Winkelgeschwindigkeit keine Funktion des Drehwinkels ist, kann das Drehmoment auch zeitlich gemittelt werden:

$$M_e = \frac{\int_{t_1}^{t_2} M d\varphi}{t_2 - t_1} \quad (2.4)$$

Es erfolgte eine zeitliche Drehmomentmittelung. Je niedriger die Zylinderanzahl eines Motors ist, desto ungleichförmiger ist der Verlauf der Winkelgeschwindigkeit und desto mehr differiert die zeitliche Mittelung von der Mittelung über den Kurbelwinkel. Bei langsam laufenden Einzylindermotoren mit geringer Schwungmasse ist dieser Fehler möglicherweise relevant. Wenn messtechnisch keine Möglichkeit zur Mittelung über den Kurbelwinkel besteht kann man sich wie folgt Abhilfe schaffen:

$$P_e = \frac{\int_{t_1}^{t_2} M \omega d\varphi}{t_2 - t_1} \quad (2.5)$$

Das mittlere Moment kann mit

$$M_e = \frac{P_e}{\omega} \quad (2.6)$$

berechnet werden. Die Winkelgeschwindigkeit ω erhält man korrekt durch zeitliche Mittelung.

Es gibt mehrere Möglichkeiten, das vom Motor abgegebene Drehmoment zu messen, auf die hier nicht näher eingegangen wird. Für die Untersuchungen am Motorprüfstand kam ein Drehmomentaufnehmer zum Einsatz.

Dieser besteht aus einem Rotor und einem Stator. Das Drehmoment wird vom Rotor übertragen. Am Rotor sind DMS (Dehnmessstreifen) installiert, mit denen die Rotorverformung gemessen wird. Aus diesen Messwerten wird das anliegende Drehmoment berechnet. Die Übertragung der Energie für die Messelektronik sowie die Datenübertragung der Messdaten zwischen Rotor und Stator erfolgt berührungslos. Das Drehmomentensignal wird mit 100 Hz abgetastet und dann zeitlich gemittelt. Bei der Messung kamen zwei verschiedene Aufnehmer zum Einsatz:

HBM T12 2000 mit einem Messbereich von ± 2000 Nm und einer Messgenauigkeit von ± 1 Nm

HBM T12 200 mit einem Messbereich von ± 200 Nm und einer Messgenauigkeit von $\pm 0,1$ Nm

2.3 Differenzbildung ähnlicher Größen

Bei der Ermittlung des Reibmitteldruckes wird die Differenz zwischen zwei fast gleich großen Größen gebildet. Dies stellt eine besondere Herausforderung an die Genauigkeit der Messtechnik dar. Wenn der indizierte Mitteldruck, sowie der effektive Mitteldruck mit hoher relativer Messgenauigkeit ermittelt werden, so ist der absolute Fehler der beiden Größen, bezogen auf die Differenz der beiden Größen, groß. Diesen Effekt möchte ich an dieser Stelle anhand eines Beispielen veranschaulichen: Die Messunsicherheit des Drehmomentflansches, der bei der Schleppmessung eingesetzt wurde, beträgt 0,05 %, bezogen auf den Messbereichsendwert von 2000 Nm, also ± 1 Nm, oder 0.11 bar. Bei einem effektiven Mitteldruck von 7 bar beträgt der relative Messfehler des effektiven Mitteldruckes 1,57 %. Angenommen, der Fehler des indizierten Mitteldruckes beträgt nur 1,5 % (1 % resultiert nach Bild 2.1 bereits aus dem Fehler durch die OT-Einpassung bei $p_i=8$ bar), dann beträgt der absolute Fehler bei einem indizierten Mitteldruck von 8 bar 0,12 bar. Bei der Differenzbildung summieren sich die beiden Fehler zum absoluten Fehler des Reibmitteldruckes von 0.23 bar. Der Reibmitteldruck beträgt in diesem Fall 1 bar, der relative Fehler also 23%.

3 Der Versuchsträger B37C15

Beim vorliegenden Motor handelt es sich um einen Prototypen-Motor. Der Diesel-Direkteinspritzer ist kompakt gebaut. Folgend sind tabellarisch die wichtigsten Motordaten angeführt.

Tabelle 3.1: Motordaten

Motortype	B37C15U0
Nennleistung	85 kW bei 4 000 min ⁻¹
maximales Drehmoment	270 Nm bei 2 000 min ⁻¹
Hub	90 mm
Bohrung	84 mm
Hubraum	1500 cm ³
Zylinderzahl	3
Pleuellänge	143 mm
zul. Zylinderspitzen- druck	150 bar
Hauptlager-Ø	55 mm
Kurbelzapfen-Ø	50 mm (45 mm)

Der Prototypen-Motor hat einen Kurbelzapfendurchmesser von 50 mm, die aktuelle Version hat einen Kurbelzapfendurchmesser von 45 mm. Aus Kostengründen erfolgt die Ansteuerung des AGR-Ventils pneumatisch. Weiters wird auf ein Druckregelventil sowie auf ein Druckbegrenzungsventil am Hochdruckspeicher der Einspritzanlage verzichtet. Näheres dazu im Kapitel 6.4. Als Kühlmittel wird ein Gemisch aus 50 % BASF Glysantin G48 und 50 % Wasser verwendet. Als Schmiermittel wurde das Motoröl Castrol BOT960La 0W-30 verwendet. Im Vergleich zum N47D20 wurde die Pleuellänge von 138 auf 143 mm verlängert. Das längere Pleuel resultiert aus einer Verringerung der Kompressionshöhe am Kolben, der Abstand zwischen Zylinderkopf und Kurbelwelle ist gleich geblieben. Da es sich um einen 3-Zylindermotor handelt, treten keine freien Massenkräfte I. und II. Ordnung auf. Die Momente I. Ordnung werden mit einer Ausgleichswelle ausgeglichen. Die Ausgleichswelle dreht mit negativer Kurbelwellendrehzahl. Der maximale Zylinderspitzen-
druck beträgt 150 bar, beim N47D20 185 bar. Diese konstruktiven Änderungen lassen einen niedrigen Reibmitteldruck erwarten.

3.1 Schnittzeichnungen des Versuchsträgers

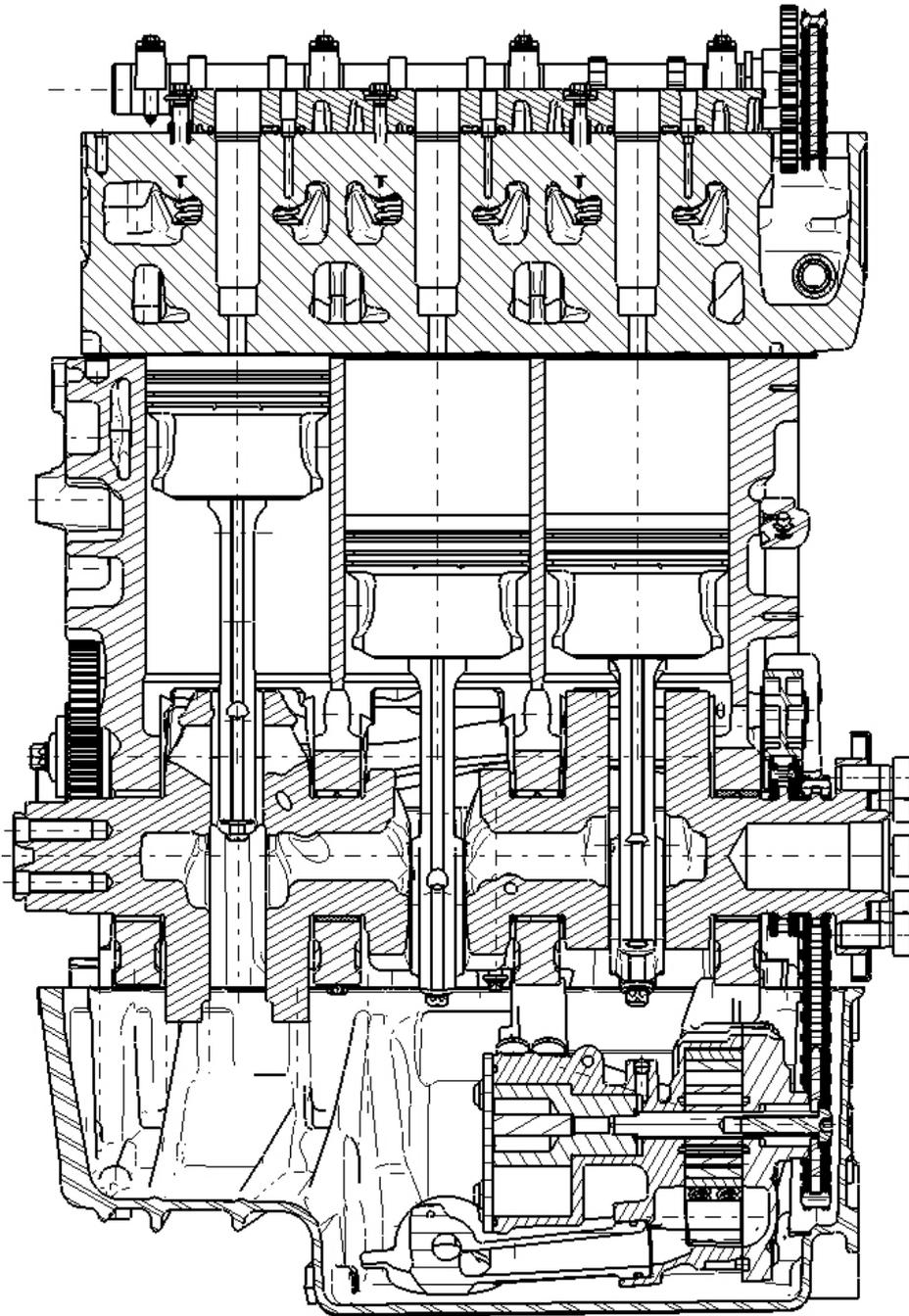


Bild 3.1: Längsschnitt durch die Kurbelwelle

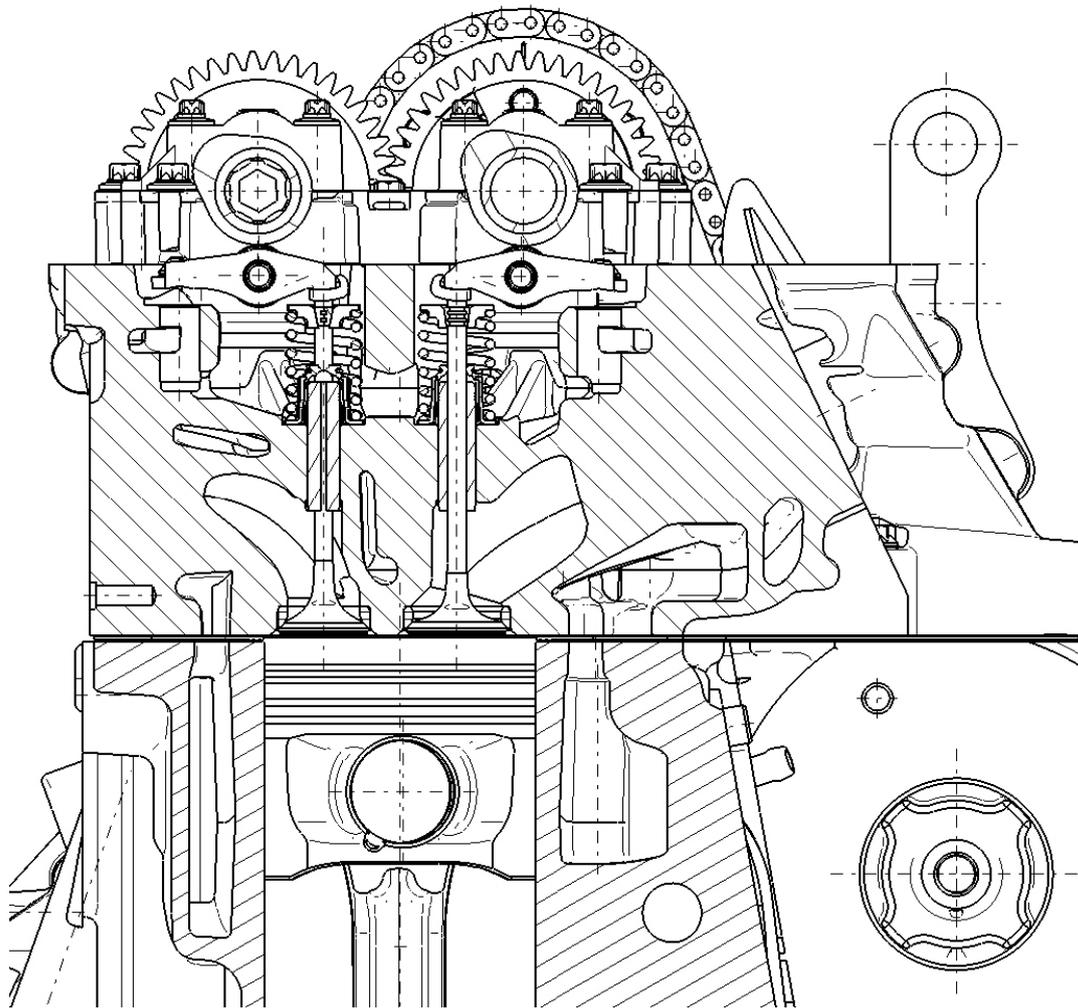


Bild 3.2: Schnitt durch Zylinder 1, quer zur Kurbelwelle

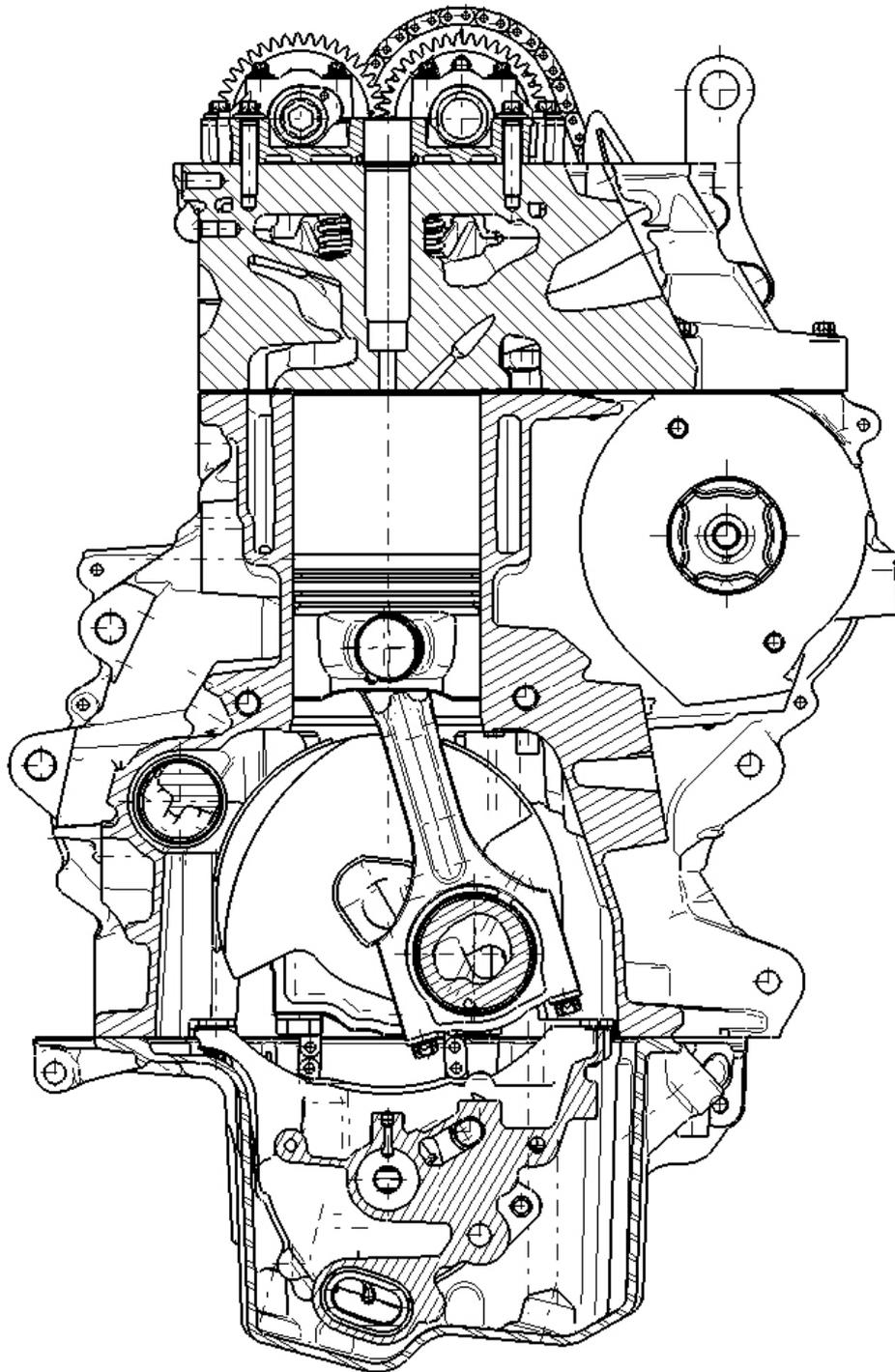


Bild 3.3: Schnitt durch Zylinder 3, quer zur Kurbelwelle

3.2 Massenausgleich beim 3-Zylindermotor

Die Kurbelwelle eines 3-Zylindermotors hat normalerweise einen Kurbelzapfenversatz von 120 Grad. Die Kurbelwelle sieht wie eine Wendeltreppe mit 3 Stufen aus. Folglich gibt es zwei verschiedene Bauarten. Die Schraubenbahn, auf der alle Kurbelzapfen liegen kann entweder linksdrehend oder rechtsdrehend sein.

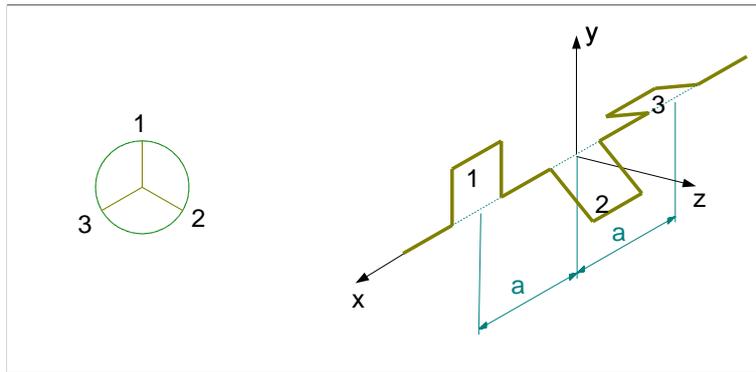


Bild 3.4: Rechtsdrehende Kurbelzapfenfolge

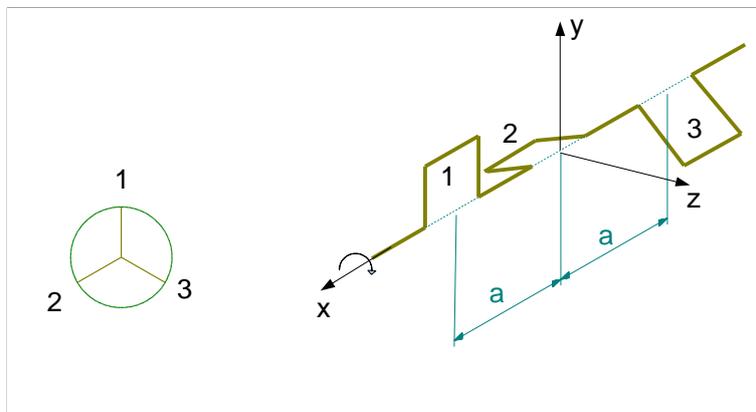


Bild 3.5: Linksdrehende Kurbelzapfenfolge

Da es sich beim Versuchsträger um eine linksdrehende Kurbelzapfenfolge handelt, wird in weiterer Folge nur mehr auf diese eingegangen. Alle Überlegungen gelten analog für die andere Bauform. In Bild 3.5 ist die Drehrichtung der vorliegenden Kurbelwelle eingezeichnet. Beim 3-Zylindermotor wird mit einem Zündversatz von 240° eine gleichmäßige Zündfolge erzielt. Aus der eingezeichneten Drehrichtung folgt eine Zündfolge von 1-3-2. Bei anders drehender Kurbelwelle erhält man die Zündfolge 1-2-3.

Jede oszillierende Masse eines Kurbeltriebes verursacht Massenkräfte der ersten Ordnung und der höheren geraden Ordnungen. Die Ordnung (n) gibt die Frequenz der Massenkräfte als Vielfaches der Kurbelwellendrehzahl an. Das folgt aus der zweiten Ableitung des Kolbenweges nach der Zeit. Da der Kolbenweg nicht durch eine Sinusfunktion beschrieben werden kann ist zur Differenzierung eine Reihenentwicklung, aus der die höheren Ordnungen folgen, notwendig.

Es ist üblich die oszillierenden Massenkräfte wie in Bild 3.6 in Form eines Kurbelsterns darzustellen. Der Winkel zwischen den einzelnen Vektoren entspricht dem Winkel des Kurbelzapfenversatzes, multipliziert mit der Ordnungszahl. Der Kurbelstern rotiert mit der n-fachen Kurbelwellendrehzahl. Zu beachten ist, dass die auftretenden Massenkräfte nicht rotieren, sondern dass diese in der jeweiligen Zylinderachse wirken. Die Größe der momentanen Massenkraft entspricht der Projektion des jeweiligen Vektors aus dem Kurbelstern auf die Ordinate (=Zylinderachse).

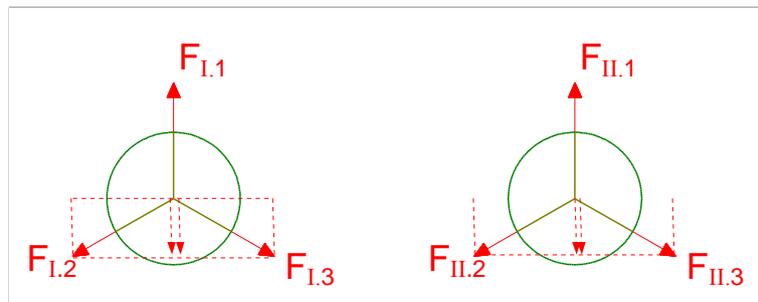


Bild 3.6: Kräfte I. und II. Ordnung

Die Massenkräfte erster und zweiter Ordnung heben sich auf. Die Amplituden der Massenkräfte sinken mit steigender Ordnung stark [6]. Da die Frequenz mit steigender Ordnung steigt, wird der Ausgleich immer schwieriger. Zum Massenausgleich der jeweiligen Ordnung sind Ausgleichswellen nötig, die mit der n-fachen Kurbelwellendrehzahl rotieren.

Die Massenkräfte I. und II. Ordnung sind:

$$F_I = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad F_{II} = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi \quad (3.1)$$

Bei den höheren Ordnungen geht das Schubstangenverhältnis $\lambda = \frac{r}{l}$ in die Massenkraft ein. Bei längerem Pleuel sinken die Massenkräfte höherer Ordnung. Der Betrag der Massenkraft erster Ordnung des ersten Zylinders ist nach Bild 3.6 $F_{I,1} \cos \varphi$. Die Massenkräfte der anderen Zylinder sind um die entsprechenden Winkel verschoben.

Die Kräfte erster Ordnung erzeugen um die Motormitte mit dem Abstand a ein Moment um die Motorquerachse. In Bild 3.7 werden die freien Momente mit den

Kraftpfeilen aus dem Kurbelstern ermittelt. Der Abstand a geht in die Tafelebene. Da $M = F \times a$ gilt, steht das Moment normal auf die Kraft. Anhand der Rechtenschraubregel kann die Richtung ermittelt werden. Der Betrag des Momentes ist die Projektion auf die Abszisse.

Alternativ dazu kann das Moment auch mit den Kraftkomponenten Richtung Zylinderachse gebildet werden.

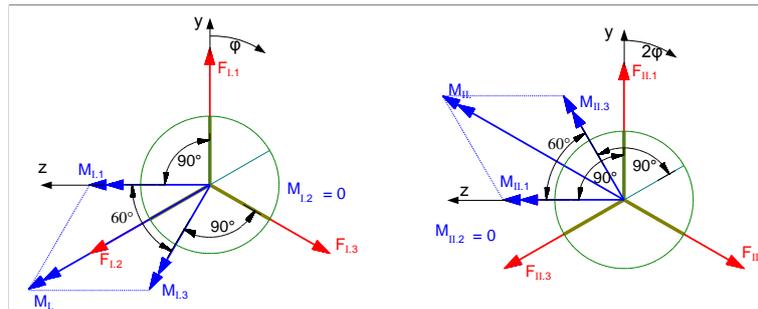


Bild 3.7: Momentenbildung I. und II. Ordnung (nach [8])

Die resultierenden freien Momente betragen

$$M_I = F_I \cdot \sqrt{3} \cdot (\varphi - 30) \quad (3.2)$$

bzw.

$$M_{II} = F_{II} \cdot \sqrt{3} \cdot (\varphi_{AGW} + 30^\circ_{AGW}) \quad (3.3)$$

Auf Grad Kurbelwinkel bezogen lautet das freie Moment II. Ordnung

$$M_{II} = F_{II} \cdot \sqrt{3} \cdot (2\varphi + 15). \quad (3.4)$$

Das Maximum des Betrages des freien Momentes I Ordnung liegt bei 30° KW. Das Maximum des Momentes II. Ordnung bei -30° AGW bzw -15° KW. Mit $^\circ$ AGW ist der Drehwinkel der Ausgleichswelle(n) gemeint. Der Winkel der Ausgleichswelle(n) sowie der Winkel der Kurbelwelle beginnen mit Null, wenn sich der 1. Zylinder im OT befindet.

Wenn man die Einzelkomponenten der freien Momente als Funktion der Zeit aufträgt wird die Lage des Maximums noch einmal veranschaulicht (siehe Bild 3.8). $M_{I,1}$ ist das freie Moment, welches durch die oszillierenden Massen im 1.Zylinder erzeugt wird, $M_{I,3}$ das freie Moment in Folge des 3.Zylinders.

Ausgleich der freien Momente

In Bild 3.11 ist veranschaulicht wie die freien Momente (blau) durch Gegengewichte ausgeglichen werden können. Die Fliehkräfte erzeugen mit den Abständen a ein

3 Der Versuchsträger B37C15

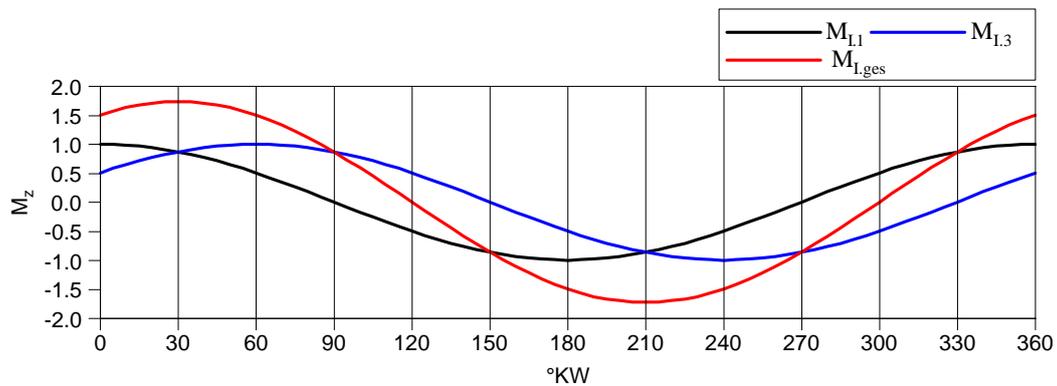


Bild 3.8: Verlauf der Momente I. Ordnung über dem Kurbelwinkel

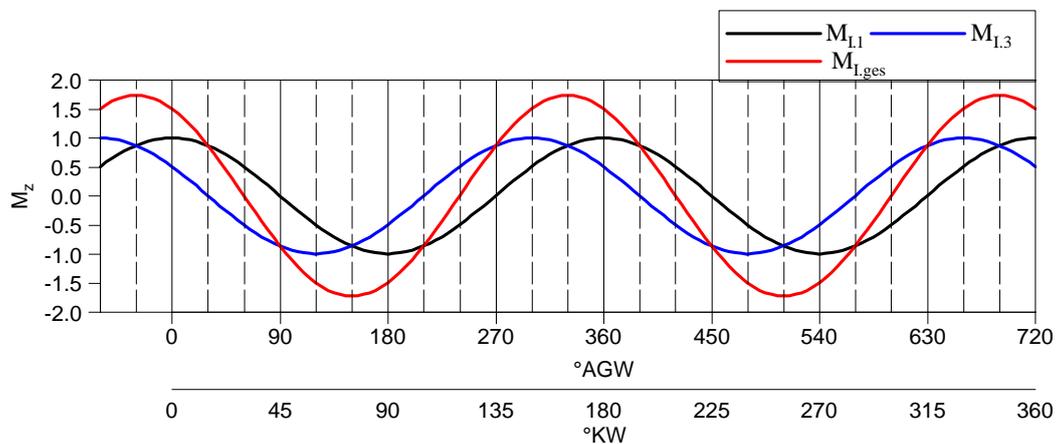


Bild 3.9: Verlauf der Momente II. Ordnung über dem Kurbelwinkel

Moment (grau) um die Normale zu den beiden Gegengewichten, dieses Moment rotiert.

Wenn durch ein Unwuchtpaar das Moment der oszillierenden Massen ausgeglichen wird, so tritt ein gleich großes Moment 90° dazu auf. Zielführend ist daher nur der Ausgleich mit zwei Unwuchtpaaren, welche gegenläufig rotieren. Die vertikalen Komponenten der Momente heben sich dann auf. Die zwei horizontalen Komponenten (schwarz) kompensieren das Moment der oszillierenden Massen (blau). Analog dazu können auch die freien Momente zweiter Ordnung aufgehoben werden. Dazu sind zwei Ausgleichswellen notwendig, die mit doppelter Kurbelwellendrehzahl laufen. In Bild 3.11 ist links oben die Kurbelwelle mit den Ausgleichsgewichten und links unten die gegenläufig rotierende Ausgleichswelle dargestellt, rechts sind

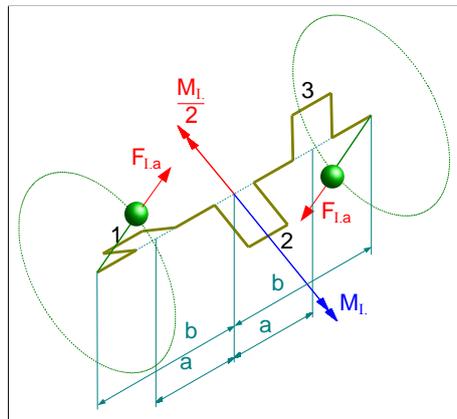


Bild 3.10: Lage der Gegengewichte auf der Kurbelwelle (zum Ausgleich der Momente I. Ordnung)

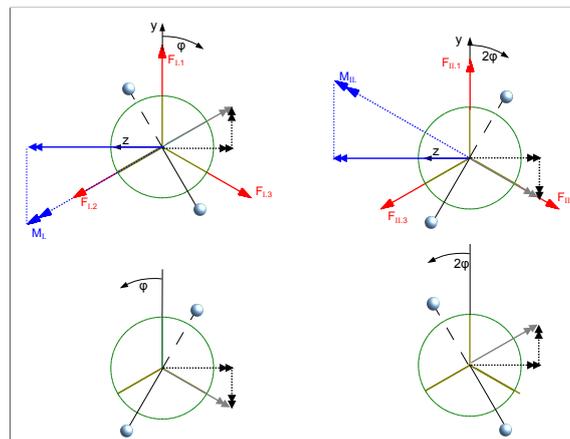


Bild 3.11: Ausgleich der Momente I. Ordnung (li.) und II. Ordnung (re.)

die Ausgleichswellen für die freien Momente II. Ordnung dargestellt. Beim Versuchsträger werden die Momente II. Ordnung nicht ausgeglichen.

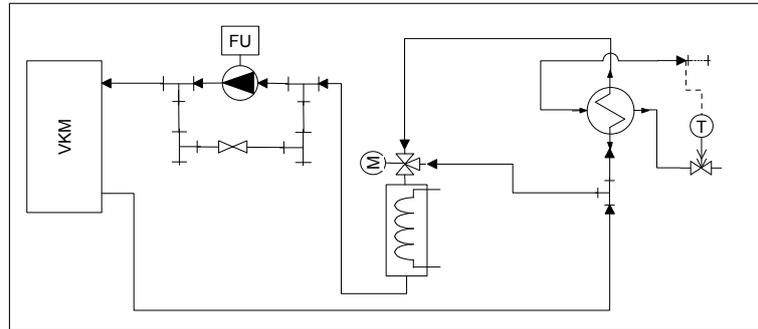


Bild 4.2: Vorhandene Ölkonditionieranlage

Ölkonditionierung

Bei der bestehenden Ölkonditionierung wird durch einen mechanischen Regler die Temperatur des Kühlwasserrückflusses der Haustechnik auf einen konstanten Wert geregelt. Der elektronische Regler der Konditionieranlage muss nur mehr ein Dreiwegeventil ansteuern und kann somit als einfacher PID-Regler ausgeführt werden. Da die zwei Regler unabhängig voneinander arbeiten, sich aber durch ihre Ausgangsgrößen gegenseitig beeinflussen kann es unter Umständen zu unkontrollierbaren Schwingungen der jeweiligen Eingangs- und Ausgangsgrößen kommen. Das System ist sehr träge und damit schwer regelbar. Die Öltemperatur am Austritt aus der Konditionieranlage reagiert erst mit großer Totzeit auf Änderungen der Stellgröße (Dreiwegeventil) da das Öl erst den Boiler durchströmen muss. Bei einem Ölvolumenstrom von 10 L/min und einem Boilervolumen von 20 L beträgt die Totzeit ca. 2 Minuten. Der PID-Regler muss das berücksichtigen und darf die Stellgröße theoretisch nur alle 2 Minuten stellen, da es sonst zu Schwingungen kommen wird, die nicht mehr beherrschbar werden. Ein PID-Regler, der diese Totzeit nicht berücksichtigt, würde die Stellgröße so lange verändern bis die Solltemperatur am Ausgang erreicht ist. In diesem Fall würde die Stellgröße auf ganz kalt oder ganz warm (je nach Vorzeichen der Regelabweichung) gestellt werden. 2 Minuten später würde das heiße/kalte Öl aus dem Boiler treten und der Regler würde die Stellgröße wiederum auf das andere Extrem stellen. Es ist absehbar, dass dieser Regelkreis zu schwingen beginnt. Als Abhilfe könnte man das Dreiwegeventil händisch so stellen, dass die Öltemperatur nach dem Dreiwegeventil etwas geringer ist als die Solltemperatur und dann dem Regler als Stellgröße die Heizleistung des Boilers zur Verfügung stellen. Die Totzeit wäre etwas geringer, jedoch noch groß. Außerdem kann dann entweder auf das Dreiwegeventil oder auf den Regler für die Kühlleistung der Haustechnik verzichtet werden.

Die Drehzahl der Ölpumpe kann mit einem Frequenzumformer gestellt werden. Da

die gesamte Konditioniereinrichtung mit Schmieröl der Verbrennungskraftmaschine gefüllt ist ergeben sich folgende Nachteile:

- Heizflächenbelastung der elektrischen Heizstäbe im Boiler darf nur geringe Werte annehmen, da sonst das Öl verkocht
- Bei einem Ölwechsel muss immer das gesamte Öl gewechselt werden
- Bei Undichtigkeiten saugt sich die Isolierung mit Öl voll
- Es ist bei allen Komponenten zu klären, ob sie auch für Öl geeignet sind
- Durch den hohen Wärmeausdehnungskoeffizienten des Öls schwankt der Ölstand in der Ölwanne beim Aufheizen stark

Um die Eigenschaften der Konditionieranlage zu verbessern wurde folgender Aufbau verwirklicht.

4.2 Aufbau der überarbeiteten Konditionieranlage

Kühlmittelkonditionieranlage

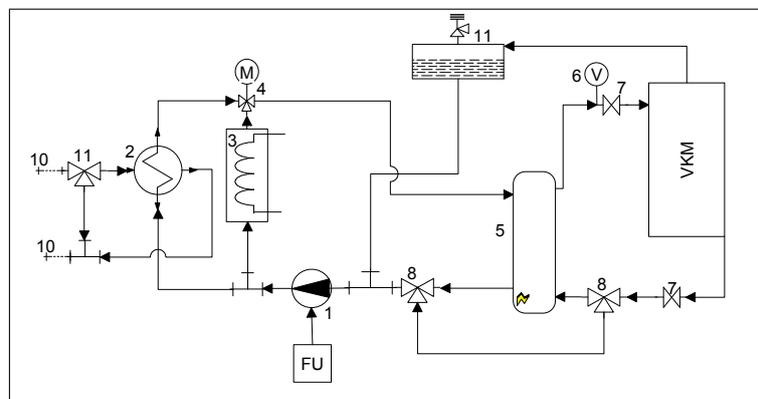


Bild 4.3: Überarbeitete Kühlmittelkonditionieranlage

Die Konditionieranlage ist mit einer Kreiselpumpe (1) ausgestattet, die zur Regelung des Durchflusses mit einem Frequenzumformer (1) angesteuert ist. Das Kühlmittel wird von dieser Pumpe parallel durch den Wärmetauscher (2) und den Boiler (3) gepumpt. Zur Temperaturregelung wird der kalte Kühlmittelstrom aus dem WT mit dem warmen aus dem Boiler mit einem 3-Wegeventil (4) gemischt. Es gibt zwei Betriebsarten der Konditionieranlage:

- Wenn die Verbrennungskraftmaschine über eine eigene Umwälzpumpe verfügt werden die zwei Dreiwegeventile (8) so geschaltet, dass das Kühlmittel (KM) durch den Mischbehälter (5) wieder zurück zur KM-Pumpe strömt. Der Motor wälzt seinerseits das Kühlmittel durch die Volumenstrommessvorrichtung (6) und den Mischbehälter (5). Dort mischt sich das Kühlmittel aus dem Motor mit dem konditionierten Kühlmittel. Der Temperaturregler der Konditionieranlage hat als Eingangsgröße die Temperatur am Ausgang der Konditionieranlage, also zwischen VKM und Mischbehälter. Die zwei Kugelhähne (7) dienen zum Absperren des Kühlmittels, wenn Arbeiten an der Verbrennungskraftmaschine vorgenommen werden.
- Wenn die Verbrennungskraftmaschine keine Kühlmittelpumpe besitzt werden die beiden Dreiwegeventile so geschaltet, dass das Kühlmittel vom Mischventil (4) durch den Mischbehälter (5), die Volumenstrommessvorrichtung (6), durch die Verbrennungskraftmaschine und über die Bypassleitung (5a) zur Pumpe strömt. In diesem Betriebsmodus ist neben dem Temperaturregler auch noch ein Durchflussregler aktiv. Der Durchflussregler hat als Eingangsgröße den Volumenstrom aus (6) und als Ausgangsgröße die Ansteuerfrequenz für die Umwälzpumpe (1). Bei der Umwälzpumpe handelt es sich um eine dreistufige Pumpe. Diese kann Differenzdrücke bis zu 2,9 bar aufbauen. Für den Fall, dass der Hahn (7) nach dem Motor zuge dreht ist und die Pumpe voll angesteuert wird, entspricht der Kühlmitteldruck im Motor dem Nullförderdruck der Pumpe, plus statischem Druck des Ausgleichgefäßes (12). Einige Verbrennungskraftmaschinen können diesem Druck nicht standhalten. Ein Druckbegrenzungsventil zwischen Einlass und Auslass der Verbrennungskraftmaschine würde bei zu hohen Differenzdrücken öffnen und somit die Verbrennungskraftmaschine schützen. Für Heizungssysteme gibt es Ventile, die den Differenzdruck der Umwälzpumpe beschränken um Geräusche in den Heizkörpern zu vermeiden. Da es sich bei größeren Pumpen lohnt, die Pumpe elektrisch zu regeln, anstatt die überschüssige Pumpenarbeit weg zu drosseln, gibt es derartige Ventile in der benötigten Größe nicht. Auf diese Sicherheitsmaßnahme wurde verzichtet. Der Druck am Eintritt der Verbrennungskraftmaschine wird vom Prüfstandssystem überwacht und bei Überschreiten des zulässigen Druckes der Motor abgeschaltet.

Um den Eingangsdruck für die Verbrennungskraftmaschine zu minimieren wird die Pumpe in den Rücklauf eingebaut, da der Druckverlust des Dreiwegeventiles (4) sehr hoch ausfällt. Weiters wird durch diese Anordnung die Totzeit der Temperaturregelung gering gehalten, da das Volumen zwischen Dreiwegeventil (8) und VKM geringer ausfällt. Die Auslegung erfolgte für $16 \text{ m}^3/\text{h}$. Im Motorbetrieb wurde ein maximaler Durchfluss von $10 \text{ m}^3/\text{h}$ erreicht. Die handbetätigten Dreiwegeventile (8) haben nur eine Nennweite von 1". Wenn der Durchfluss gesteigert

4 Konditionierung

werden soll, müssen diese durch größere Ventile ersetzt werden, da der dort auftretende Druckverlust sonst für den Motor unzulässig hohe Werte annehmen würde. Bei der zweiten Betriebsart, also ohne motoreigene Wasserpumpe kommt es bei kleinen Durchflüssen (bei niedriger Motordrehzahl) zu Temperaturschwankungen. Um diese in den Griff zu bekommen wurden die Regelparameter für die entsprechenden Betriebspunkte niedrig gestellt. Wenn die Dreiwegeventile (8) durch drei Kugelhähne ersetzt werden (siehe Abb. 4.4), könnte man in diesen Betriebszuständen auch einen höheren Massenstrom in der Konditionierung einstellen, wenn man den Kugelhahn (a) etwas geöffnet lässt. Wenn man zweckmäßigerweise 1,5"-Ventile nimmt ist der Engpass der Konditionierung auch beseitigt. Vorteilhaft wäre ein elektrisch ansteuerbares Ventil (a).

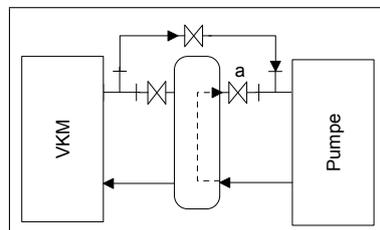


Bild 4.4: Verbesserungsvorschlag für die Konditionieranlage

Zur Rohrdimensionierung wurde der Druckverlust abgeschätzt. Beim 1,5"-Rohr liegt dieser für 3 m Rohrlänge und zehn 90 °-Rohrbögen bei ca. 0,5 bar (bei 16 m³/h). Da die vorhandene Pumpe diese Druckdifferenz aufbringen kann und auch bei der alten Konditionieranlage 1,5"-Rohre verwendet wurden, ist die Rohrauslegung damit abgeschlossen.

In Bild 4.5 sind zwei Abbildungen der ausgeführten Anlagen dargestellt.

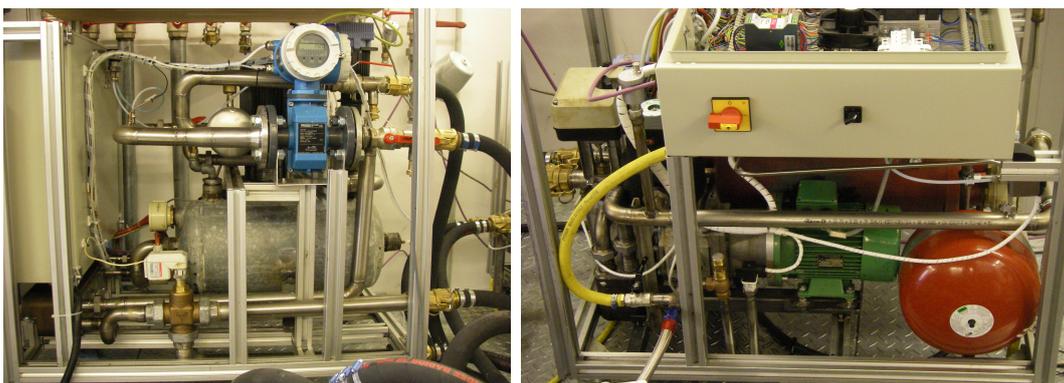


Bild 4.5: li.: Kühlmittelkonditionieranlage, re.: Ölkonditionieranlage

Ölkonditionierung

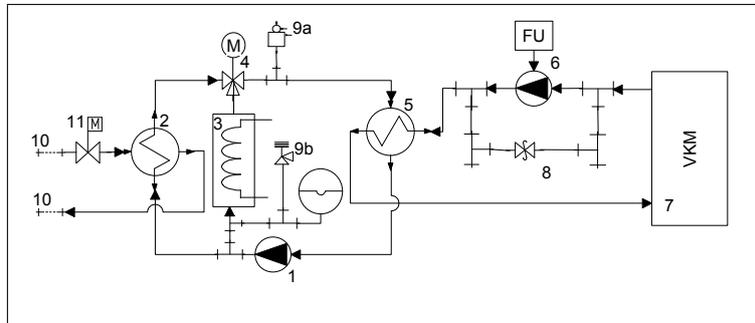


Bild 4.6: überarbeitete Ölkonditionierung

Das Öl rinnt aus der Ölwanne der Verbrennungskraftmaschine zur Zahnradpumpe der Ölkonditionierung (6). Über einen Wärmetauscher wird das Öl zurück in die Verbrennungskraftmaschine gepumpt, entweder in die Ölwanne, oder wenn die Ölpumpe der VKM bereits ausgebaut wurde, direkt in den Hauptölkanal. Der gewünschte Öldruck wird über einen Öldruckregler geregelt, der den Frequenzumformer der Pumpe ansteuert. Zwischen Niederdruck- und Hochdruckseite der Zahnradpumpe befindet sich ein Sicherheitsventil, das bei 10 bar Differenzdruck öffnet. Damit das Öl die gewünschte Temperatur erreicht wird im Wärmetauscher entsprechend Wärme zu- oder abgeführt. Der Wärmefluss wird über die Temperatur des Wasser-Zwischenkreises geregelt. Eine Umwälzpumpe (1) drückt das Wasser des Zwischenkreises parallel durch einen Boiler (3) sowie durch einen Wärmetauscher (2), in dem das Wasser gekühlt wird. Ein Dreiwegeventil (4) mischt aus dem kalten und dem warmen Strom die gewünschte Temperatur. Das so temperierte Wasser fließt dann durch den Wärmetauscher (5) in dem es zum Wärmeübergang zwischen dem Wasser des Zwischenkreises und dem Öl kommt. Kaltes Wasser von der Haustechnik (10) fließt durch den Wärmetauscher (2) um das Wasser des Zwischenkreises zu kühlen. Die Kühlleistung kann über das Ventil (11) gesteuert werden.

Der Zwischenkreis ist mit Wasser gefüllt. Zur Entlüftung ist ein automatisches Entlüftungsventil (9a) vorgesehen. Ein Sicherheitsventil (9b) beschränkt den Überdruck im Zwischenkreis auf 6 bar, also auf ca. 7 bar absoluten Druck. Ein Sättigungsdampfdruck von 7 bar entspricht einer Temperatur von 164 °C. Um temperaturbedingte Volumenänderungen des Wassers aus dem Zwischenkreis ohne Überschreitung des maximal zulässigen Überdruckes von 6 bar kompensieren zu können ist ein Ausgleichsgefäß verbaut. In diesem Gefäß befindet sich eine Membrane aus Gummi, die eine elastische Trennung zwischen Wasser und Luft darstellt. Bei einer Volumenzunahme des Wassers im Zwischenkreis strömt Wasser in den Ausgleichs-

behälter und komprimiert die Luft auf der anderen Seite der Membran. Genaueres über den Zusammenhang zwischen Volumenänderung, Temperatur und Druck folgt später.

Dimensionierung der Wasserpumpe für den Zwischenkreis: Die Wärmeleistung, die über den Öl-Wasserwärmetauscher transportiert werden muss, beträgt 4–6% des Brennstoffwärmestromes [14]. Die Konditionierung soll für Motoren bis ca. 100 kW ausgelegt sein. Daraus folgt eine Brennstoffwärmeleistung von ca. 300 kW [14]. Die Wärmemenge im Öl beträgt demnach ca. 15 kW. Die Zwischenergebnisse sind in Tabell 4.1 aufgelistet. Die Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Wassers im Öl-Wasserkreislauf soll in der Größenordnung von max. 5 K liegen.

Tabelle 4.1: Vorgaben für die Auslegung der Ölkonditionierung

Massendurchsatz der Ölkonditionierung, Zwischenkreis		
Brennstoffwärmeleistung	300	kW
Wärmeanteil im Öl	5	%
Wärmeleistung im Öl	15	kW
c_p Wasser	4,19	kJ/kgK
Massenstrom Wasser	2500	kg/h
Temperaturspreizung	5,16	K
Dichte Wasser	1	kg/dm ³
Volumenstrom Wasser	2,5	m ³ /h

Der Volumenstrom von 2,5 m³/h wird als Grundlage für die Rohr- und Pumpenauslegung herangezogen. Als Dreiwegeventil wird ein Stellventil gewählt, das bei einem Durchfluss von 5 m³/h einen Druckabfall von 1 bar hat. Wenn man von einem quadratischen Zusammenhang zwischen Durchfluss und Druckabfall ausgeht, beträgt der Druckabfall bei einem Massenstrom von 2,5 m³/h 0,25 bar. Für den restlichen Kreislauf wird ebenfalls ein Druckverlust von 0,25 bar angenommen. Die gewählte Pumpe soll demnach bei einer Förderhöhe von 5 m einen Volumenstrom von 2,5 m³/h liefern. Die maximal zulässige Medientemperatur soll 130 °C betragen.

Auf Grund der geringen Preis- und Massendifferenz der in Frage kommenden Pumpen, wird die größer dimensionierte Pumpe Wilo-Top-S 25/7 230 V gewählt.

Die Rohrdimensionierung muss anhand der angenommenen Druckverluste bestimmt werden. Bei einem Volumenstrom von 2,5 m³/h erreicht diese Pumpe eine Förderhöhe von 6,5 m. Der gesamte Druckverlust des Zwischenkreises muss darunter liegen.

Der Druckverlust wurde für ein 3/4"-Rohr mit 2 m Länge und 10 90°-Bögen abgeschätzt [5],[9]:

$$\Delta p = \rho \cdot \xi_{\text{Rohr}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (4.1)$$

$$\Delta p = \rho \cdot \xi_{\text{Bogen}} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (4.2)$$

Der gesamte Druckverlust in den Rohren und Bögen beträgt 0,16 bar, für eine mäßig korrodierte Oberfläche. Mit den Druckverlusten aus Wärmeübertrager, Dreiwegeventil und Boiler wird der Druckverlust von 6,5 m Wassersäule (Nenn- druck der Pumpe bei 2,5 m³/h) nicht überschritten. Bei einem 1/2"-Rohr liegen die Druckverluste zu hoch. Die Verrohrung wird daher in 1" und 3/4" ausgeführt.

Dimensionierung des Ausgleichsgefäßes für den Zwischenkreis:

Das Wasser im Zwischenkreis dehnt sich wie entsprechend Tabelle 4.2 aus.

Tabelle 4.2: Volumenänderung im Zwischenkreis

Auslegung des Ausgleichsgefäßes	
v(10 °C)	1,0002 L/kg
v(130 °C)	1,0702 L/kg
V ₁	30,0 L
V ₂	32,1 L
delta V	2,1 L

Zu erwähnen ist noch, dass für die Volumenzunahme nur 0,8 L herauskommt, wenn man mit einem konstanten Volumenausdehnungskoeffizienten von 0,00021/K bei 21 °C rechnet. Der Volumenausdehnungskoeffizient von Wasser ist stark temperaturabhängig. Über 4 °C steigt er mit der Temperatur an. Bei 4 °C ist er Null. Daher darf die Volumenzunahme von Wasser nicht mit einem konstanten Volumenausdehnungskoeffizienten gerechnet werden.

Aus der Volumenänderung und folgenden Annahmen, kann das benötigte Volumen des Ausgleichsgefäßes berechnet werden:

- Druck bei kaltem System: 2,7 bar absolut (entspricht dem Sättigungsdampfdruck bei 130 °C)
- Druck nach dem Aufheizen: 4 bar absolut entspricht einem Sättigungsdampfdruck von >140 °C

- Die Luft im Ausgleichsgefäß erwärmt sich auf 50 °C
- Das Überdruckventil des Systems spricht bei 6 bar Überdruck an.

Aus der idealen Gasgleichung und $\Delta V = V_2 - V_1$ folgt:

$$V_1 = \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{\Delta V}{\frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{p_2}{p_1} - 1} \quad (4.3)$$

Bei einem kleinen Ausgleichsbehälter kann der Anfangsdruck auch unterhalb des Sättigungsdampfdruckes p_s von 130 °C liegen. Es muss dann bei der Auslegung darauf geachtet werden, dass der Sättigungsdampfdruck nicht schneller steigt als der Systemdruck. Je größer das Ausgleichsgefäß ist, desto eher tritt dieser Fall ein. Der Sättigungsdampfdruck sollte immer etwas höher als der Systemdruck sein, da der Druck lokal, speziell vor der Pumpe, geringer sein kann.

5 Gefeuertes Betrieb

5.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsträger wurde am Prüfstand aufgebaut. Der Motor wurde relativ zur Asynchronmaschine mit einem Laserwerkzeug ausgerichtet. Die Verbindung zwischen Asynchronmaschine und Verbrennungsmotor erfolgt durch eine Gleichlaufwelle und eine Hardyscheibe (siehe Bild 5.1). Die Gleichlaufwelle wird mit einem Adapterflansch an den Zweimassenschwung geschraubt. Der erste Versuch der Anbindung erfolgte ohne Hardyscheibe. Bei 2000 min^{-1} kam es zu hohen Drehmoment-schwankungen, die einen Messbetrieb im oberen Lastbereich nicht zuließen. Bei einem gemitteltem Drehmoment von 176 Nm traten bereits Drehmoment-spitzen von 538 Nm auf. Dieser unrunde Lauf war nur bei dieser Drehzahl zu beobachten. 250 min^{-1} oberhalb oder unterhalb der besagten Drehzahl traten die Schwingungen nicht in dieser Höhe auf. Da es trotz einiger Bemühungen nicht gelungen ist, die Schwingungen in den Griff zu bekommen, wurde für die Hochlastpunkte die Drehzahl 2250 min^{-1} gewählt.

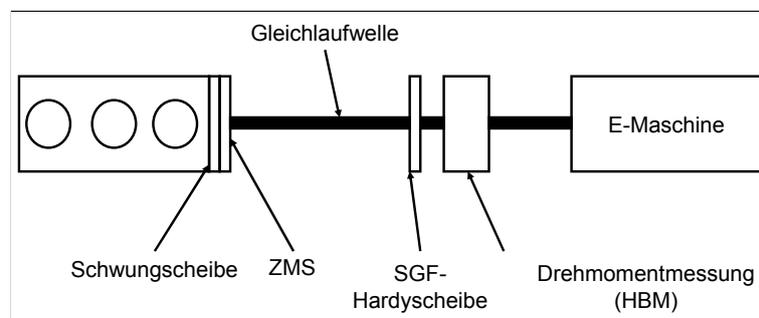


Bild 5.1: Aufbau am Prüfstand

Auch im gefeuerten Betrieb wurde die Konditionieranlage erfolgreich in den Prüfstand eingebunden. Es wurde im gesamten Kennfeld eine Kühlmittleintritts-temperatur von $95 \text{ }^\circ\text{C}$ eingestellt. Das serienmäßige Thermostat wurde in geöffneter Stellung verschweißt und wieder eingebaut.

Normverbrauch im NEDC

Der Kraftstoffverbrauch im NEDC beträgt 3,97 L/100 km. Das entspricht einer CO₂-Emission von 105 g/km. Als Fahrzeug wurde der Mini Clubman angenommen. Die Abgasanalyse war bei dieser Messung nicht in Betrieb und der Motor wurde im gesamten Kennfeld ohne AGR-System betrieben. Daher kann ohnehin keine zielfuehrende Aussage ueber das Emissionsniveau des Motors gemacht werden.

5.2 Kennfeldvermessung

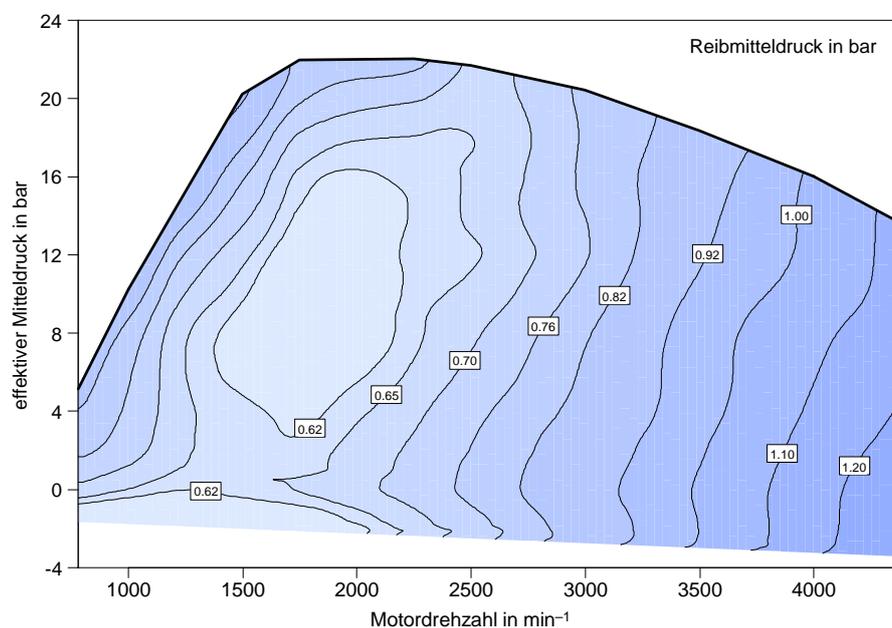


Bild 5.2: Reibmitteldruck

Beim Reibkennfeld (Bild 5.2) fällt auf, dass bei 1500–2000 min⁻¹ zwischen 4 und 16 bar effektivem Mitteldruck ein Minimum im Reibmitteldruck liegt. Ein Minimum in diesem Drehzahlbereich ist im Fahrbetrieb ideal, da der Motor zu einem großen Anteil in dem Drehzahlbereich betrieben wird.

Der Reibmitteldruck steigt im Wesentlichen mit der Drehzahl. Unter 2000 min⁻¹ steigt der Reibmitteldruck auch mit steigendem effektivem Mitteldruck, wenn man sich der Vollastlinie nähert. Dieser Umstand konnte bei höheren Drehzahlen nicht beobachtet werden. Die Erklärung liefert Bild 5.4. Bei niedrigen Drehzahlen verschiebt sich das Zylinderdruckmaximum Richtung spät. Dadurch kommt es zu

höheren Querkräften am Kolben und damit zu erhöhter Reibung. Auch im Verlauf der Reibleistung (Bild 5.3) kann dies beobachtet werden.

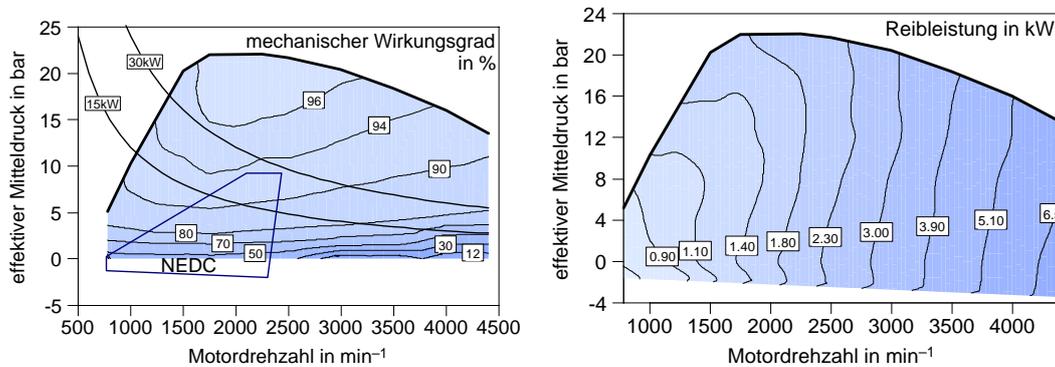


Bild 5.3: Mechanischer Wirkungsgrad und Reibleistung

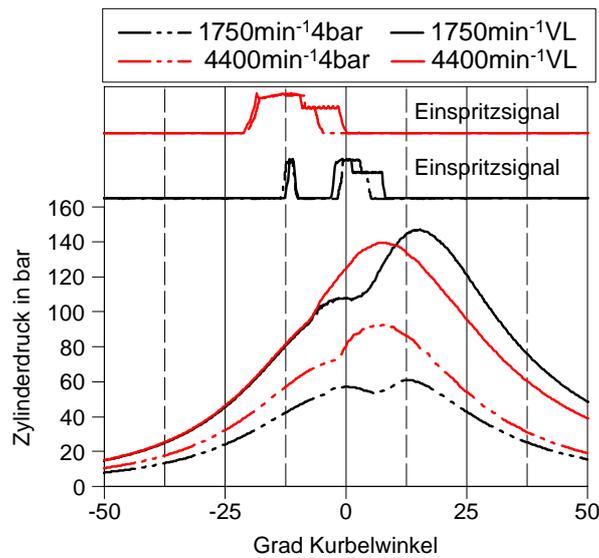


Bild 5.4: Zylinderdruckverlauf und Einspritzsignal bei unterschiedlichen Lastpunkten

Bei hohen Lasten steigt zwar die Reibleistung absolut an, da deren Anteil an der effektiven Leistung jedoch sinkt, steigt der mechanische Wirkungsgrad trotzdem stetig mit der Last an. Ab einem Mitteldruck von 4 bar liegt der mechanische Wirkungsgrad im gesamten Drehzahlbereich deutlich über 80 % und ab 8 bar deutlich über 90 %. Bei Mitteldrücken über 16 bar beträgt der mechanische Wirkungsgrad

5 Gefeuerter Betrieb

96 %. Daraus wird ersichtlich, wie wichtig eine Lastpunktverschiebung zu niedrigen Drehzahlen und damit zu hohen Mitteldrücken ist. Im Kennfeld ist der relevante Bereich für den NEDC eingezeichnet. Alle Punkte des Zykluses liegen im gekennzeichneten Bereich. 70 % der Zeit liegt der Mitteldruck unter 2 bar, 82 % der Zeit unter 3 bar, 86 % unter 4 bar und 90 % der Zeit unter 5 bar effektivem Mitteldruck. Nur 9,5 % der Zeit liegt der effektive Mitteldruck zwischen 6 und 10,6 bar.

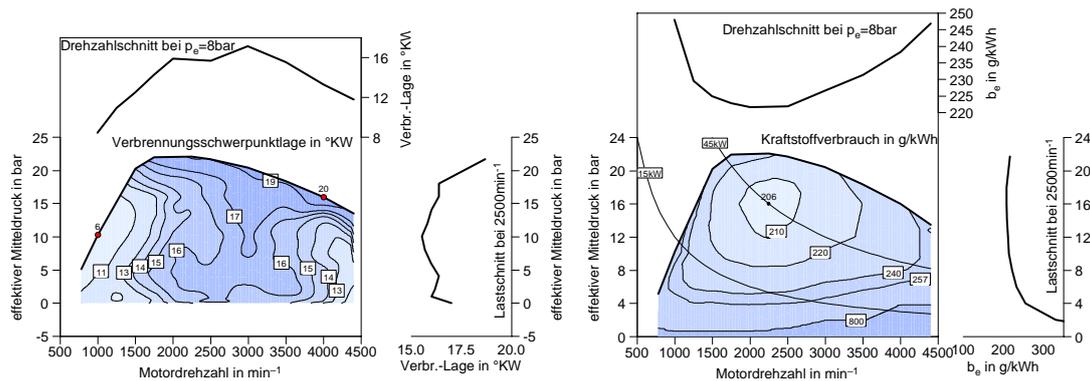


Bild 5.5: Verbrennungslage und spezifischer Kraftstoffverbrauch

Der spezifische Kraftstoffverbrauch (Bild 5.5) sinkt beim Drehzahlschnitt bei $p_e=8$ bar bis ca. 2500 min^{-1} , steigt dann aber wieder. Genau umgekehrt verhält sich der effektive Wirkungsgrad. Der Bestpunkt des spezifischen Verbrauches von 206 g/kWh liegt etwa bei 2250 min^{-1} und 16 bar effektivem Mitteldruck. Dieser Wert ist für Motoren dieser Größe vorzüglich. Es fällt auf, dass die Lage des Verbrennungsschwerpunktes (50 % Massenumsatz) mit steigender Last erst unabhängig von dieser ist, und sich dann mit steigender Last Richtung spät verschiebt. Eine spätere Verbrennungsschwerpunktlage bedeutet einen schlechteren thermodynamischen Wirkungsgrad. Dieser Umstand trägt neben dem sinkenden Luftverhältnis auch zum höheren spezifischen Verbrauch bei Vollast bei. Durch die spätere Verbrennungslage treten auch ungünstigere Reibverhältnisse auf, da die Kolbenkraft weit nach OT groß wird und damit eine höhere Normalkraft auf die Zylinderlauffläche wirkt. Die späte Verbrennungslage bringt jedoch Vorteile in der Akustik und in den NO_x Emissionen.

Der höchste Ladedruck von $1,6$ bar wird bei ca. 3300 min^{-1} erreicht. Bei Drehzahlen unter 2000 min^{-1} steigt der Ladedruck mit der Drehzahl stark an, darüber schwächer. Dieser Umstand spiegelt sich auch im Luftverhältnis (siehe Bild 5.8) wieder. Das Luftverhältnis steigt bis ca. 2500 min^{-1} und fällt bei hohen Drehzahlen wieder ab.

Betrachtet man die Abgastemperatur vor der Turbine des Abgasturboladers im Drehzahlschnitt, stellt man fest, dass die Temperatur bei niedrigen Drehzahlen

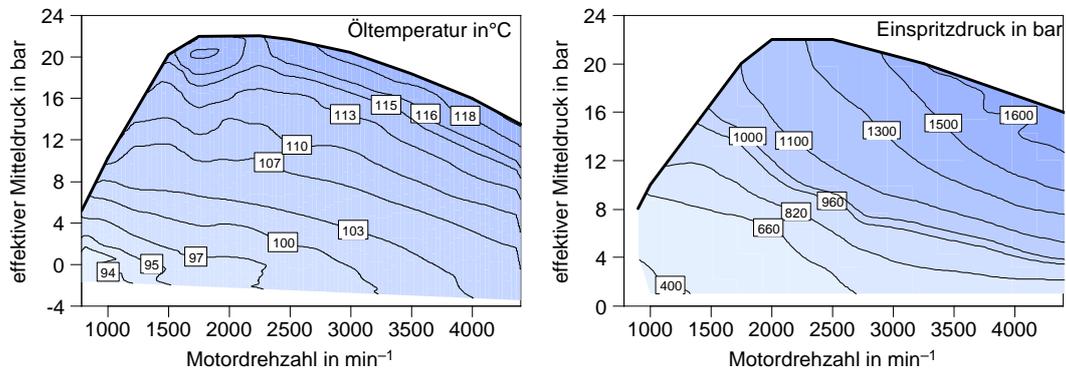


Bild 5.6: Temperatur im Hauptölkanal und Einspritzdruck

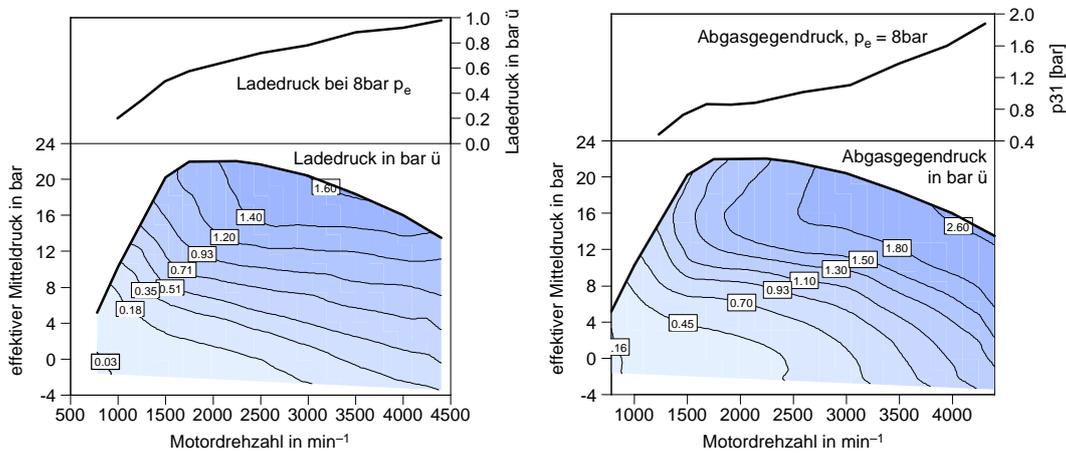


Bild 5.7: Ladedruck und Abgasgegendruck

sinkt und bei hohen wieder steigt (Bild 5.10). Der mechanische Wirkungsgrad steigt bis 1500 min⁻¹ und sinkt dann wieder ab.

Der Öldruck (Bild 5.9) steigt mit der Drehzahl an, da der Volumenstrom linear mit der Drehzahl steigt. Weiters sinkt der Öldruck mit steigender Last, da der höhere Wärmeeintrag ins Öl die Öltemperatur steigert und damit die Viskosität senkt. Der Druckanstieg über der Drehzahl ist ab 2500 min⁻¹ geringer als bei niederen Drehzahlen, da der Absteuerdruck, von 3,5 bar, der Ölpumpe erreicht wird und der Regelschieber einen Kanal parallel zu Ölpumpe freigibt. Bei hohen Drehzahlen sinkt der Öldruck mit steigender Last stärker ab als im niedrigen Drehzahlbereich, da die Pumpe bereits abgeregelt ist und die Abregelung bei höherer Öltemperatur höhere Wirkung zeigt. Bei geringerer Viskosität ist der Volumenstrom, der über die Absteueröffnung strömt höher. Zur Funktion der Ölpumpe siehe Kapitel 6.6.

5 Gefeuerter Betrieb

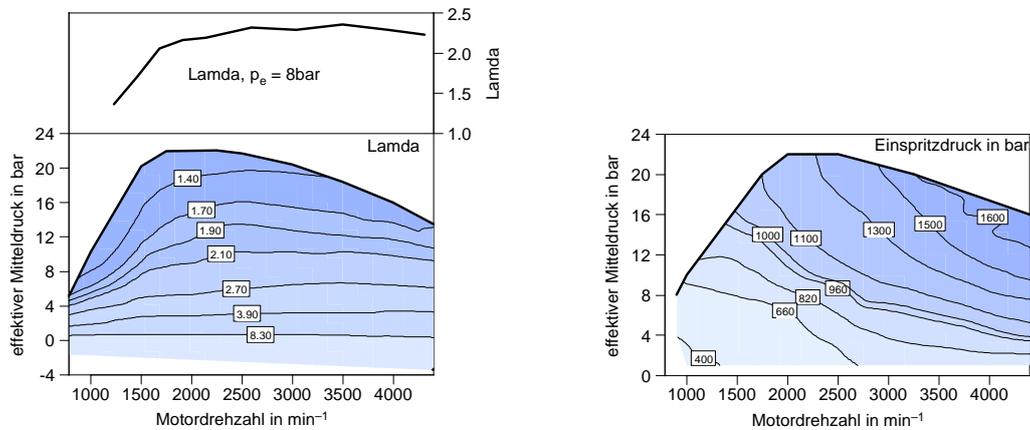


Bild 5.8: Luftverhältnis und Einspritzdruck(Daten von BMW Steyr)

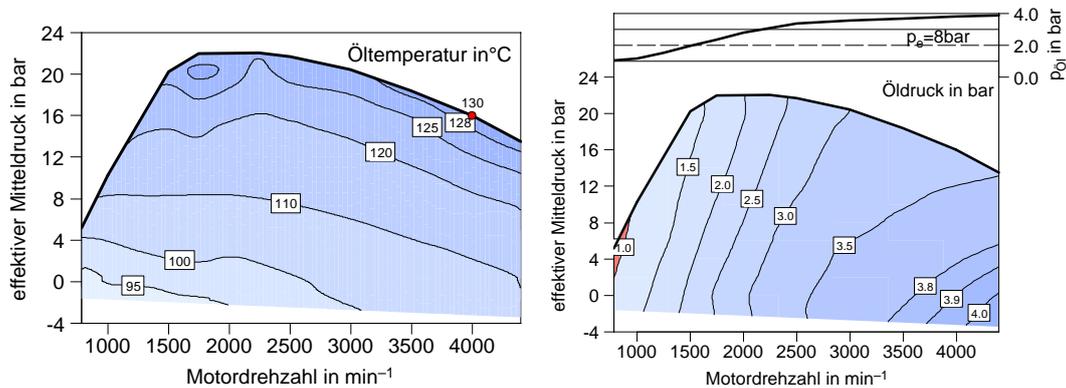


Bild 5.9: Öltemperatur in der Ölwanne und Öldruck im Hauptölkanal

Die Abstimmung der Pumpe trägt zur Reibungsminimierung bei. Bei niedrigen Drehzahlen wird schnell Öldruck aufgebaut und bei hohen Drehzahlen der Druckgradient reduziert.

Der vorliegende Motor erreicht in keinem Betriebspunkt eine positive Ladungswechselschleife (siehe Bild 5.10). Ein kleiner ATL hat prinzipiell einen schlechteren Wirkungsgrad, da sich die Spaltverluste bei kleinen Rotordurchmessern stark auswirken. Zusätzlich kann mit der Isentropengleichung gezeigt werden, dass die niedrigere Abgastemperatur im Vergleich zum Ottomotor eine geringere Temperaturdifferenz bei gleichem Druckgefälle hervorruft:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \implies \Delta T = T_2 - T_1 = T_2 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (5.1)$$

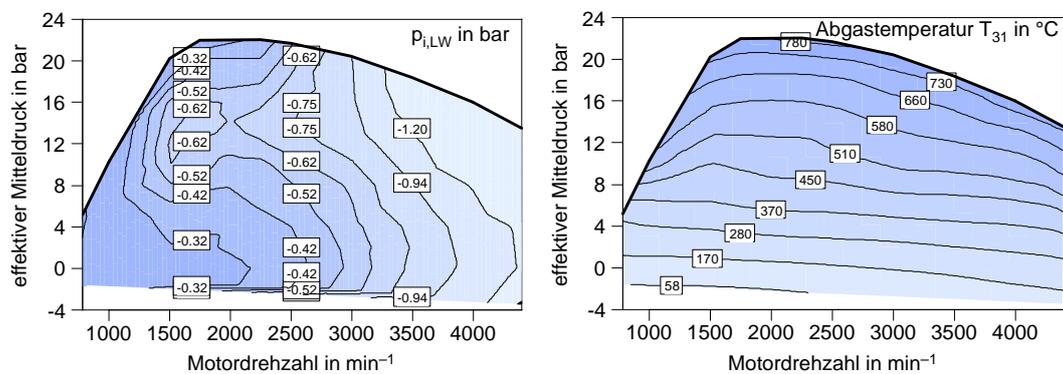


Bild 5.10: Indizierter Mitteldruck der Ladungswechselschleife und Abgastemperatur

Bei gleichem Druckverhältnis bleibt zwar, unabhängig von der Temperatur, das Temperaturverhältnis gleich, nicht jedoch die Temperaturdifferenz. Beim idealem Gas ist die Enthalpiedifferenz direkt proportional zur Temperaturdifferenz. Beim Dieselmotor ist das Luftverhältnis λ größer als beim Ottomotor. Dieser Umstand erhöht den Isentropenexponenten κ der Dieselabgase, was aber durch die niedrigeren Temperaturen bei weiten überkompensiert wird ($\kappa_{\text{Diesel}} \approx 1,39$, $\kappa_{\text{Otto}} \approx 1,37$).

5.2.1 Vergleich mit dem FEV-Streuband

Das Kennfeld wurde zwei mal aufgenommen. Beide Messungen ergaben sehr geringe Reibwerte. In Bild 5.11 ist der Reibmitteldruck bei verschiedenen effektiven Mitteldrücken dargestellt. Das FEV-Streuband für den gefuehrten Betrieb [16] ist grau hinterlegt. Hierbei handelt es sich um das FEV-Streuband für Ottomotoren. Wie aus Bild 1.5 hervorgeht, liegt der Reibmitteldruck von Ottomotoren üblicherweise deutlich unter dem Niveau von Dieselmotoren. Bei ca. 1750 min⁻¹ ist der Reibmitteldruck besonders niedrig. Da der Motor im NEDC 20 % der Zeit zwischen 1600 und 1900 min⁻¹ betrieben wird ist ein Reibungsminimum bei dieser Drehzahl vorteilhaft.

In Bild 5.11 ist der Reibmitteldruck bei verschiedenen Drehzahlschnitten aufgetragen. Bei einem Drehzahlschnitt nähert man sich der Vollastlinie bzw. erreicht diese, wenn man sich im unteren Drehzahlbereich aufhält. Da die Reibung bei niedrigen Drehzahlen im Bereich der Vollast höher ist, ist die Reibung eines Drehzahlschnittes bei niedrigen Drehzahlen hoch. Auch in Bild 5.2 fallen im unteren Drehzahlbereich die dichten Isolinien parallel zur Vollastlinie auf. Wie oben beschrieben liegt die Ursache im Zylinderdruckverlauf. Bei niedrigen Drehzahlen und

hohen Lasten schiebt sich die Lage des Druckmaximums Richtung spät und verschlechtert dadurch die Reibverhältnisse.

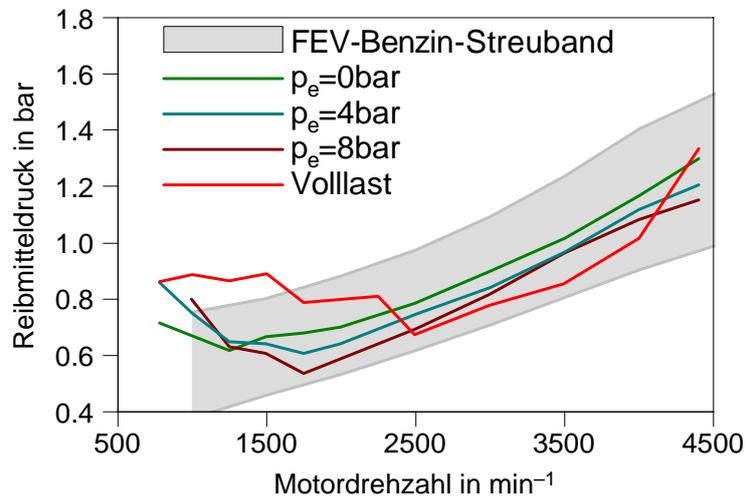


Bild 5.11: Vergleich mit dem FEV-Streuband für **Ottomotoren**

5.2.2 Abgaswerte

Der Motor wurde im gesamten Kennfeld ohne Abgasrückführung betrieben, da diese im Steuergerät (noch) nicht bedatet war. Durch die Abgasrückführung können die Stickoxide verringert werden, dabei nehmen jedoch üblicherweise die unverbrannten Anteile (Russ, CO, Kohlenwasserstoffe) zu. Die Entnahmestelle für die Abgasmessung war vor dem Oxidationskatalysator, es handelt sich daher um Rohemissionen

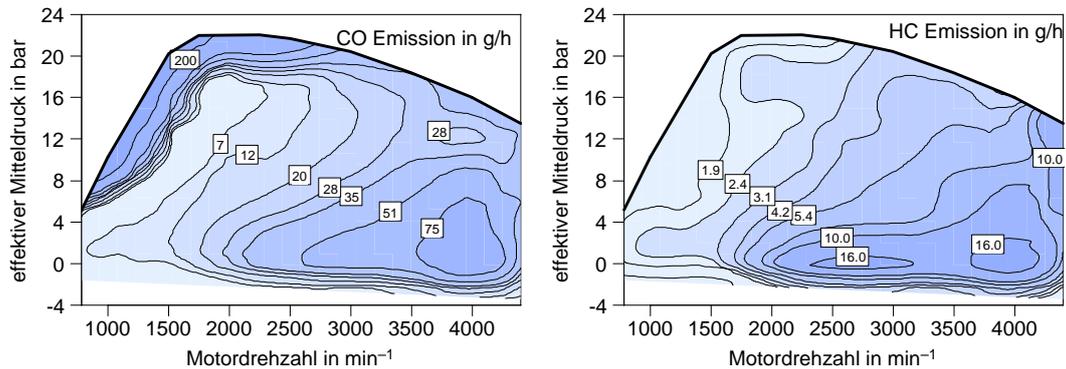


Bild 5.12: CO und HC-Emissionen (ohne AGR)

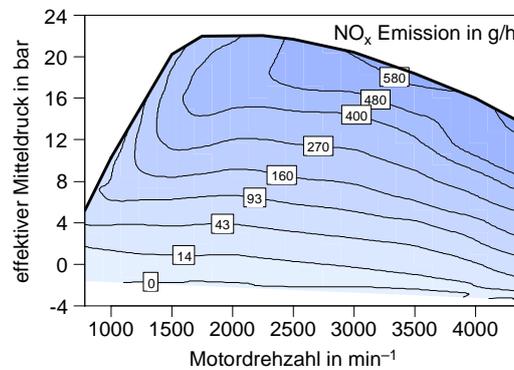


Bild 5.13: NO_x-Emissionen (ohne AGR)

6 Schleppmessung

Einführende Bemerkungen

Für die Schleppmessung wurde die Hardyscheibe demontiert und eine längere Gleichlaufwelle montiert (siehe Bild 5.1). Die Indizierung wurde beibehalten. Wie aus Kapitel 7 hervorgeht ist es nicht zielführend auf Grund der indizierten Drücke zwischen Gasarbeit und mechanischer Reibung zu unterscheiden. Um die Reibung auf die einzelnen Baugruppen aufzuteilen wurde der Motor geschleppt und schrittweise einzelne Baugruppen demontiert. Auf Grund der Drehmomentdifferenz zwischen zwei Schritten kann auf die Reibung der jeweiligen Komponenten Baugruppen geschlossen werden.

Schritt 1 bis 4 wurde mit dem Messflansch HBM T12_2000 gemessen, dessen Messungenauigkeit 1Nm beträgt. Die Schritte 5 bis 10 wurden mit dem Messflansch HBM T12_200 gemessen, dessen Messungenauigkeit 0,1Nm beträgt.

Die Volumsänderungsarbeit eines Arbeitsspieles ist im geschleppten Fall negativ. Sie setzt sich aus Ladungswechselverlusten, Leckageverlusten und Wandwärmeverlusten zusammen. Auf Grund von Wandwärmeverlusten kann dem Gas nicht mehr die gesamte Kompressionsarbeit entzogen werden.

Bei den Messungen traten Streuungen auf, die mit Demontage der Nockenwelle verschwanden.

1. Vollmotor, ohne Kraftstoffvorförderdruck und abgeregelter Einspritzpumpe
2. Abgasturbolader (ATL), Ladeluftkühler (LLK), Luftfilter und Oxidationkatalysator wurden entfernt um die Ladungswechselverluste auf die eines Saugmotors überzuführen. Die prüfstandseitige Drosselklappe im Abgassystem wurde voll geöffnet, um den Abgasgedruck zu verringern. Die Kurbelgehäuseentlüftung wurde an die Abgasabsaugung angeschlossen.
3. Lichtmaschine und Wasserpumpe wurden entfernt
4. Das Förderelement der Hochdruckpumpe wurde ausgebaut
5. Die Nockenwelle wurde durch eine Nullnockenwelle ersetzt
6. Die Vakuumpumpe wurde ausgebaut

7. Entfernung der Steuerketten (Die Reibung der Nockenwelle und der Einspritzpumpe fällt weg)
8. Ölpumpe und Ausgleichswelle wurde entfernt
9. Vermessung der Kurbelwelle ohne Meistergewichte

In allen Umbauschritten wurde die Kühlmittel- und die Öltemperatur auf 40, 60, 80 und 100 °C konditioniert, im 2. Schritt auch auf 25 °C. Es wurden die Drehzahlen 780, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000 und 4400 min^{-1} angefahren. Bei 25 und 40 °C Kühlmittel-, bzw. Öltemperatur wurde die Drehzahl auf 2500 min^{-1} beschränkt und bei 60 °C auf 3500 min^{-1} . Die Aufteilung des Schleppmomentes in indiziertes Moment und Reibmoment erfolgte nach Kapitel 6.5 bzw. 7.

6.1 Vollmotor

Der Vollmotor wurde geschleppt. Es wurde die Kraftstoffversorgung abgestellt und das Regelventil der Hochdruckpumpe bestromt (5 V, ca.1,5 A). Im bestromten Zustand ist das Ventil, welches niederdruckseitig verbaut ist, geschlossen und die Hochdruckpumpe auf Nullförderung gestellt. Weitere Details zur Kraftstoffpumpe siehe Kapitel 6.4. Die Lichtmaschine wurde elektrisch nicht angeschlossen.

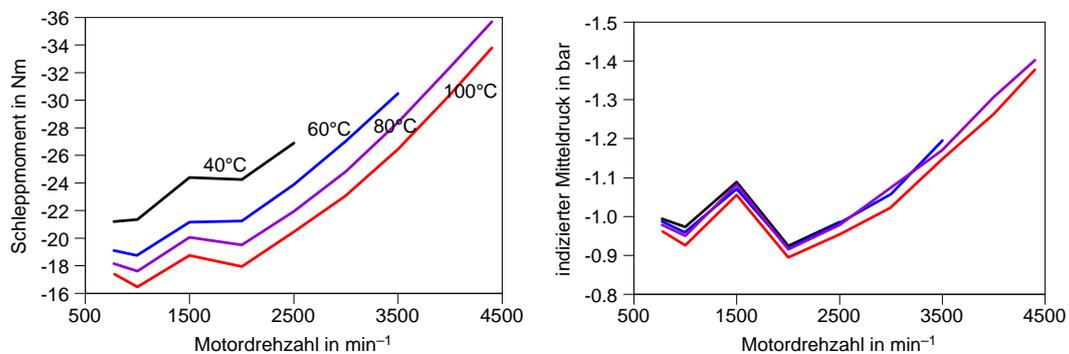


Bild 6.1: Schleppmoment und indizierter Mitteldruck des Vollmotors

Bei 1500 min^{-1} verzeichnet das Schleppmoment ein lokales Maximum. Der indizierte Mitteldruck weist den selben Verlauf auf, nicht jedoch das Reibmoment. Die Verhältnisse im Turbolader entsprechen nicht den Verhältnissen des gefeuerten Betriebs. Die Ladungswechselverluste sind sehr hoch, da die Turbinenleistung nicht hoch genug ist um einen entsprechenden Ladedruck zu erreichen. Anhand der Isentropengleichung wird deutlich, dass bei gleichem Druckgefälle in der Turbine bei geringerer Anfangstemperatur eine geringere Enthalpiedifferenz folgt

6 Schleppmessung

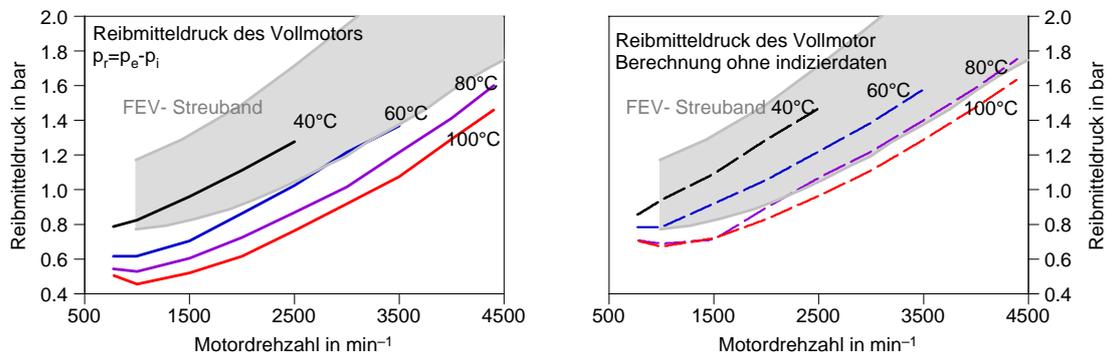


Bild 6.2: Reibmoment li. mit und re. ohne Indizierdaten

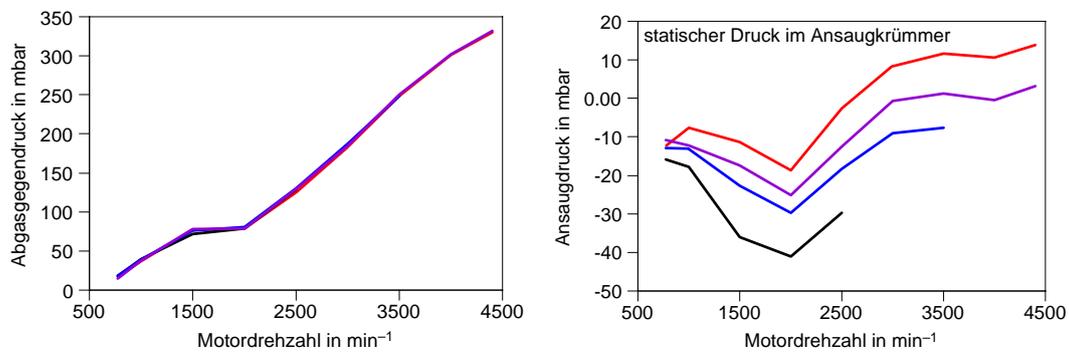


Bild 6.3: Abgasgegendruck und Druck im Ansaugkrümmer

(siehe Gleichung 5.1). Es wurde keine Niederdruckindizierung im Abgas- und Ansaugkrümmer durchgeführt, daher kann keine Aussage über eventuell ungünstige Druckschwankungen im Abgas- oder Ansaugtrakt gemacht werden. Die Ladungswechselverluste sind bei 1500 min^{-1} hoch, weil der Massendurchsatz des Motors bereits groß genug ist um einen relativ hohen Abgasgegendruck von 80 mbar (bei ungünstigen Druckschwankungen beim Ausschieben deutlich höher) aufzubauen, die Abgasenthalpie jedoch zu gering ist um einen entsprechenden Ladedruck aufbauen zu können. Im Schleppbetrieb stellt der Turbolader ein Hindernis für die Strömung dar.

Bei dieser, wie auch bei den folgenden Schleppmessungen, ist eine Abhängigkeit des Schleppmomentes von der Temperatur beobachtbar. Das Schleppmoment steigt mit sinkender Öl-/Wassertemperatur. Die Reibung des Motors wurde auf zwei Arten berechnet: Als Differenz aus effektivem Mitteldruck und indiziertem Mitteldruck (Abb. 6.2 links) und nach Kapitel 7.1 (in Abb 6.2 rechts). Hierfür wurde $p_{\text{red,LW}}$ und p_{ATL} von p_e abgezogen. Das FEV- Streuband aus Bild 1.5 wur-

de grau in Bild 6.2 eingezeichnet. Wenn man den Reibmitteldruck aus der 80 °C-Messung als Vergleichsgrundlage heranzieht, liegt der vorliegende Motor an der Untergrenze des FEV- Streubandes für DI-Motoren. Das FEV Streuband gilt für eine Medientemperatur von 90 °C. Da der vorliegende Motor mit dünnflüssigerem Öl geschleppt wurde, wurde als Vergleichstemperatur 80 °C gewählt. Da an der Einspritzpumpe kein Kraftstoffvorförderdruck anliegt, benötigt diese ein wesentlich geringeres Schleppmoment als im realen Betrieb (siehe unter: 6.4 Hochdruckpumpe)

In Abb 6.4 ist ersichtlich, dass bei niedrigen Drehzahlen, der kurbelwinkelaufgelöste Drehmomentverlauf stark schwankt. Bei Höheren Drehzahlen sinkt die Amplitude, der mittlere Betrag steigt aber.

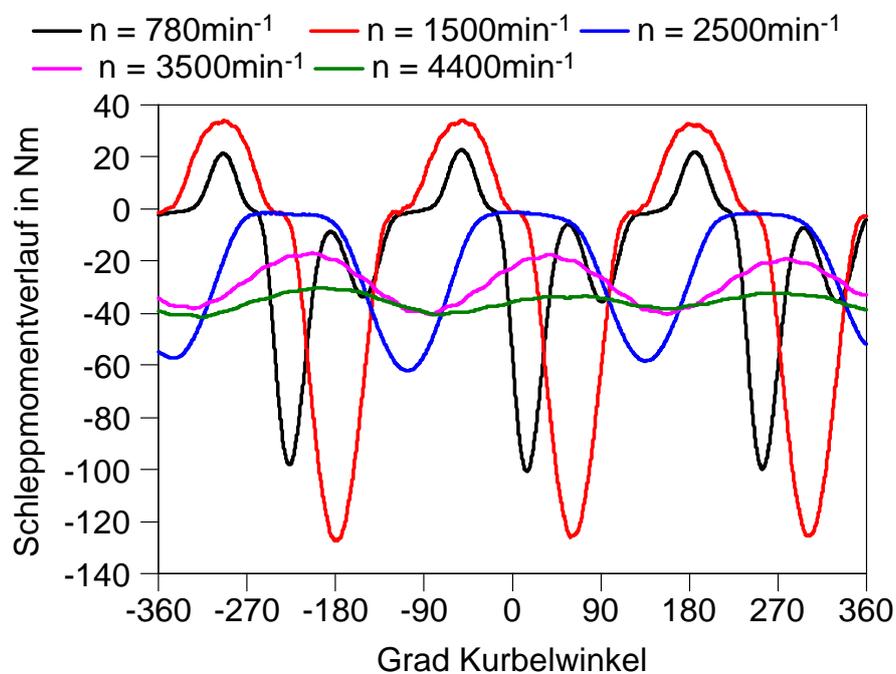


Bild 6.4: Kurbelwinkelaufgelöstes Schleppmoment des Vollmotors bei 80 °C

6.2 Reduzierte Pumpverluste

Aus diesem Schritt kann die Erhöhung der Ladungswechselverluste auf Grund des Abgasturboladers ermittelt werden.

Um die Pumpverluste zu reduzieren wurde die gesamte Luftstrecke vor dem Ansaugkrümmer demontiert. Abgasseitig wurde das Gehäuse des Turboladers ausge-

6 Schleppmessung

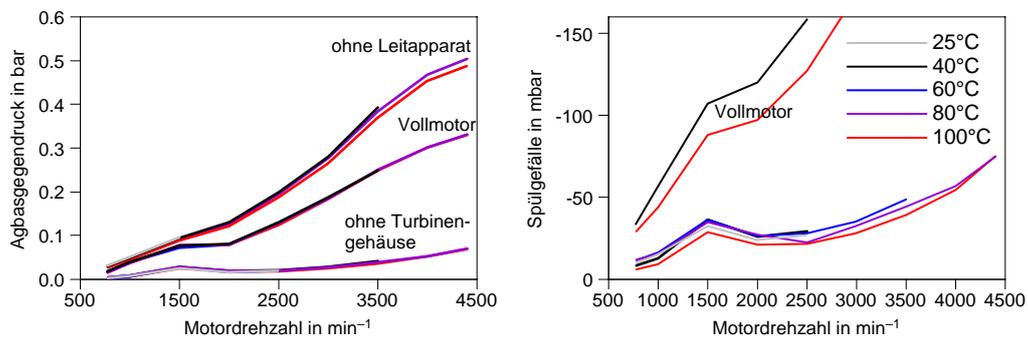


Bild 6.5: li.: Staudruckveränderung durch Umbauarbeiten; re.: Druckdifferenz zwischen Ansaugkrümmer und Auspuffkrümmer ohne ATL-Gehäuse sowie mit ATL

räumt, also Leitapparat und Turbine ausgebaut. Die folgenden Schleppmessungen ergaben, wie in Bild 6.5 ersichtlich einen höheren Abgasgegendruck als mit kompletten Turbolader. Daraus folgend wurde auch ein höheres Schleppmoment als beim Vollmotor gemessen. Durch den Ausbau des Leitapparates und der Turbine haben sich die Strömungsverhältnisse soweit verschlechtert, dass sich ein höherer Abgasgegendruck einstellte. Durch Einbau des Leitapparates sank der Abgasgegendruck etwas unter das Niveau des Vollmotors.

Um die Ladungswechselverluste zu reduzieren wurde das Turboadergehäuse durch einen Bogen aus Edelstahl ersetzt (siehe Bild 6.6). Weiters wurde die Stauklappe im Abgasstrom voll geöffnet und die Kurbelgehäuseentlüftung direkt über die Abgasabsaugung vorgenommen. Der Druck im Kurbelgehäuse sinkt durch diese Maßnahme von ca. 40 mbar auf 20 mbar. Die Druckdifferenz zwischen Ansaugkrümmer und Auspuffkrümmer ist durch die Demontage des ATL-Gehäuses deutlich gesunken (siehe Bild 6.5).

In Bild 6.7 ist der indizierte Mitteldruck des Motors mit demontiertem Abgasturbolader dargestellt. Das lokale Maximum des Schleppmomentes bei 1500 min^{-1} ist nicht mehr ausgeprägt. Die Hochstelle bei 1500 min^{-1} folgt aus dem erhöhten indizierten Mitteldruck. Bei dieser Drehzahl kommt es offensichtlich zu ungünstigen Pulsationen. Beim Vollmotor wirkten sich diese durch den Turbolader schlimmer aus. In Bild 6.8 ist der Abgasgegendruck dargestellt. Die Hochstelle des Abgasgegendruckes bei 1500 min^{-1} ist noch gegeben. Im Schleppmoment (Bild 6.7) ist es nicht mehr sichtbar, da die absolute Höhe des Abgasgegendruckes, im Vergleich zum Vollmotors, auf ein Drittel gesunken ist. Der Unterdruck im Saugrohr liegt im gesamten Bereich unter 10 mbar.

In Bild 6.9 ist der, durch den Abgasturbolader verursachte, Schleppmomentanstieg über der Drehzahl dargestellt. Bei 1500 min^{-1} ist dieser Verlust ein Maxi-

6 Schleppmessung



Bild 6.6: Abgaskrümmer

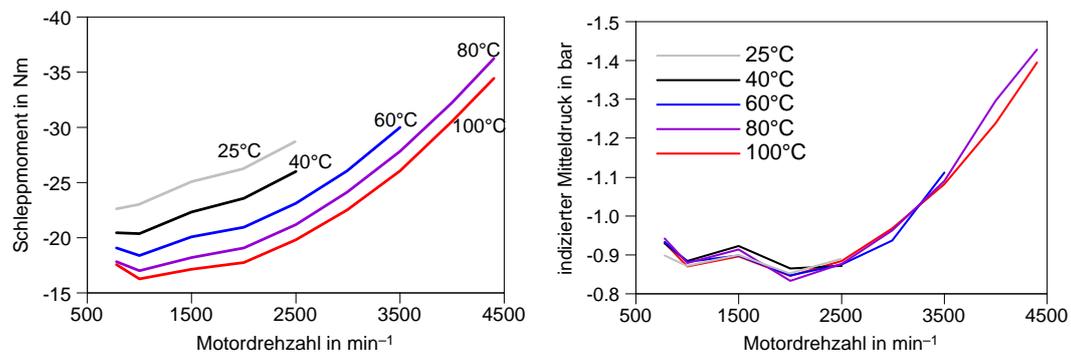


Bild 6.7: Schleppmoment und indizierter Mitteldruck über der Drehzahl

num. Tendenziell sinken die Verluste mit steigender Temperatur, da mehr Abgasenthalpie (Formel 5.1) zur Verfügung steht und weil durch die sinkende Ölviskosität die mechanische Lagerreibung der Turboladerwelle sinkt.

Die Reproduzierbarkeit ist gegeben, da am ende dieser Messreihe einige Betriebspunkte verifiziert wurden.

6 Schleppmessung

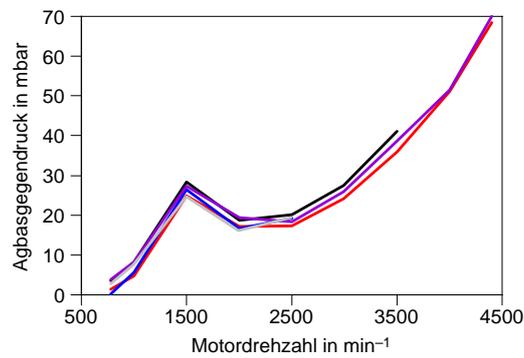


Bild 6.8: Abgasgegendruck

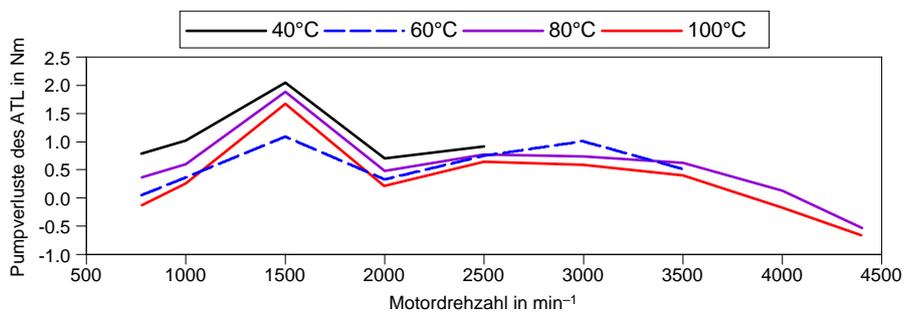


Bild 6.9: Erhöhung des Schleppmomentes auf Grund des ATL

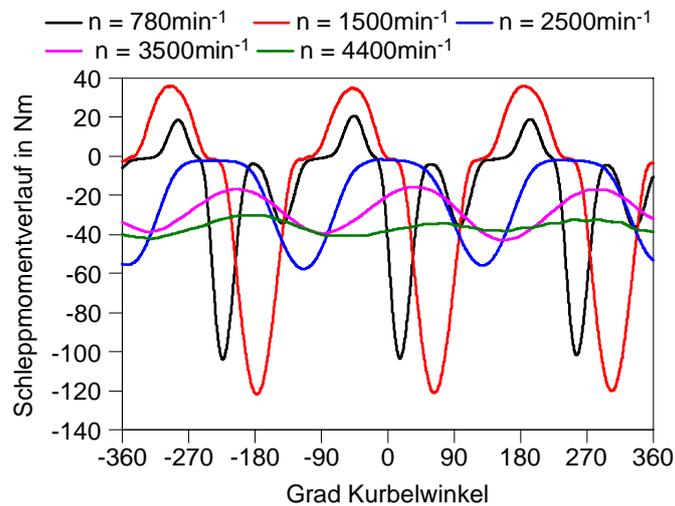


Bild 6.10: Kurbelwinkelaufgelöstes Schleppmoment ohne ATL bei 80 °C

6.3 Ohne Lichtmaschine und Wasserpumpe

Da dieser Umbauschritt an der Gasstrecke des Motors nichts ändert, bleibt die Gasarbeit gleich. Die Differenz der effektiven Mitteldrücke entspricht direkt der Reibung der zwei Nebenaggregate, inklusive Riementrieb und Umlenkrollen.

Bei der **Lichtmaschine** handelt es sich um eine Synchronmaschine mit einem Halbleitergleichrichter. Es wurde weder eine elektrische Last noch eine Batterie angeschlossen.

Die **Wasserpumpe** ist als Radial-Kreiselpumpe ausgeführt. Bei einer Radial-kreiselpumpe sinkt das Drehmoment, wenn man den Durchfluss mit einer Drossel begrenzt, die Pumpe also gegen einen höheren Druck arbeiten muss. Das Dreiwegeventil ((8) in Bild 4.3) der Konditionieranlage hat nur einen Nenndurchmesser von 1". Auf Grund dieser Drosselstelle beträgt die Druckdifferenz zwischen Motoraustritt und Mischbehälter bei hohen Drehzahlen ungefähr 1 bar. Im Fahrzeug muss die Pumpe gegen einen geringeren Widerstand arbeiten, das Drehmoment wird demnach im realen Betrieb etwas höher sein.

Der Läufer der Wasserpumpe wurde demontiert. Es wurde eine Abdeckung angefertigt, die die entfernte Wasserpumpe ersetzt.

Beide Maschinen werden vom gleichen Keilriemen angetrieben. Der Keilriemen wurde durchtrennt, um das Demontieren des Kurbelwinkelgebers zu verhindern. Trotzdem stimmte die Totpunkteinpassung um 1,3°KW nicht mehr. Da dies nicht gleich am Anfang der Messreihe korrigiert wurde, wurde der indizierte Mitteldruck mit dem neuen, dem korrigierten Winkel, mit Concerto (AVL) neu berechnet. Es erfolgte eine erneute Totpunkteinpassung mittels der kapazitiven OT-Sonde.

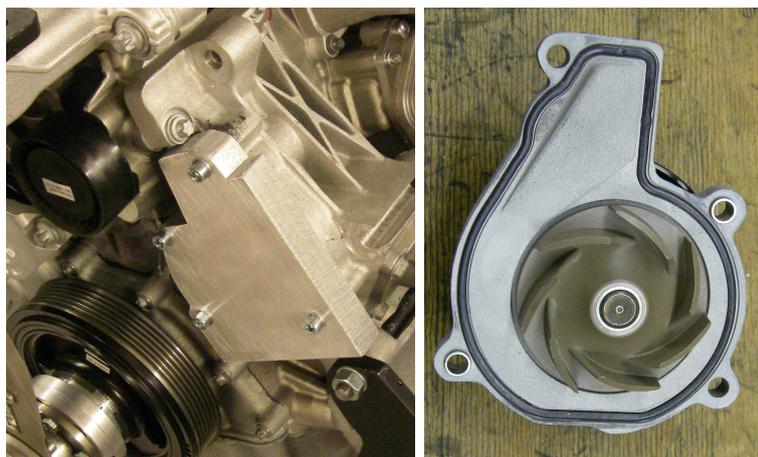


Bild 6.11: Ersetzte Wasserpumpe

6 Schleppmessung

In Bild 6.12 ist die Abhängigkeit der Reibmomente der Nebenaggregate von der Drehzahl dargestellt. Die Viskosität des Wassers sinkt mit steigender Temperatur und damit auch das Drehmoment der Wasserpumpe.

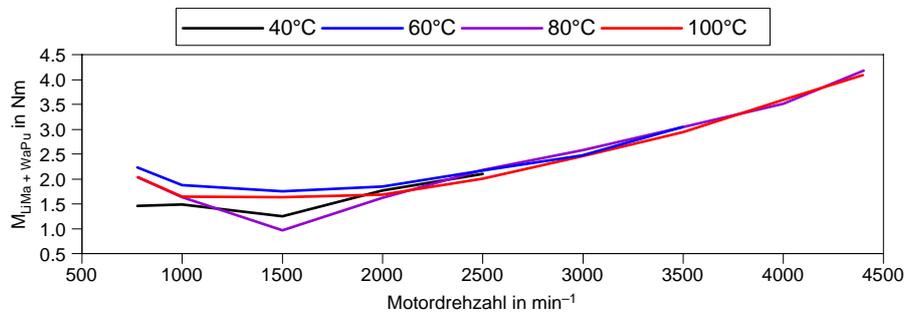


Bild 6.12: Erhöhung des Schleppmomentes durch die Nebenaggregate Lichtmaschine und Wasserpumpe

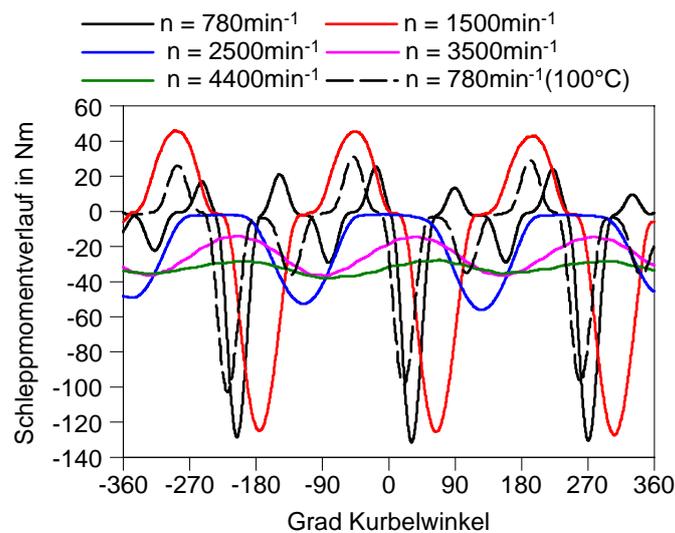


Bild 6.13: Kurbelwinkelaufgelöstes Schleppmoment ohne Lichtmaschine und Wasserpumpe bei 80 °C

In Bild 6.13 ist das kurbelwinkelaufgelöste Drehmomentsignal dargestellt. Bei 80 °C hat das Drehmomentsignal eine Anomalie. Zur Verdeutlichung ist auch der Drehmomentverlauf bei 100 °C dargestellt. Der Verlauf schaut grundlegend anders aus. Bei 40 und 60 °C sieht der Verlauf so wie der Drehmomentverlauf bei 100 °C aus.

6.4 Ohne Hochdruckpumpe

Der Versuchsträger ist mit einem Speichereinspritzsystem von Bosch ausgerüstet. Eine Hochdruckpumpe fördert den Kraftstoff kontinuierlich in den Hochdruckspeicher. Von dort wird dieser zu den Injektoren weitergeleitet. Die Injektoren (es handelt sich um elektromagnetisch betätigte) werden von der Motorelektronik angesteuert. Diese Art der Einspritzung ermöglicht eine vollkommene Variabilität der Einspritzzeit und der Menge und ist mittlerweile Stand der Technik. Durch die Kompressibilität des Dieselkraftstoffes bleibt der Druck, auch wenn größere Einspritzmengen entnommen werden, im Hochdruckspeicher annähernd konstant [3].

allgemeine Beschreibung der CP4

Bei der Vorliegenden Pumpe handelt es sich um die moderne Hochdruckpumpe CP4. In Bild 6.14 ist die Hochdruckpumpe dargestellt.

Die Antriebswelle (4) ist mit zwei Nocken (6) ausgestattet. Es wird eine kostengünstige Variante erreicht, da mit einem Förderelement zwei Hübe pro Umdrehung realisiert werden. Der Tassenstößel (8) ist mit einer Rolle (7) ausgestattet. Die Hochdruckpumpe ist für einen Speicherdruck bis zu 1800 bar vorgesehen. Die Konstruktion ist so ausgeführt, dass während der Produktlebensdauer eine Drucksteigerung auf 2000 bar möglich ist [15]. Die Pumpe gibt es mit zwei oder einem Förderelement. Bei zwei Förderelementen sind diese um 90° versetzt angeordnet. Dadurch ist eine einspritzsynchrone Förderung für alle Motoren von 3-8 Zylindern möglich. Die Pumpe ist für höchste Drehzahlen ausgelegt, sodass auch Übersetzungsverhältnisse von 1:1 (4-Zylindermotor) oder bei langsam laufenden Motoren auch 2:1 möglich sind. Durch einspritzsynchrone Förderungen werden Schwankungen in der Einspritzmenge gering gehalten. Die Phasenlage der Pumpe wird so gewählt, dass der Druckgradient zum Einspritzzeitpunkt niedrig ist [15]. Damit sind, bei der Variation des Einspritzzeitpunktes, die Schwankungen der Einspritzmenge gering. Das ist Voraussetzung, um die neuen Abgasgrenzwerte einhalten zu können [15]. Das Aluminiumgehäuse, das nur mit dem Niederdruckteil beaufschlagt ist ermöglicht eine leichte Bauweise. Die Pumpe ist für Rechts- sowie Linkslauf geeignet. Da der Kolben sehr tief in den Zylinder eintaucht sind die Leckageverluste gering. Der kleine schädliche Raum steigert ebenfalls den Wirkungsgrad [15].

Das Baukastensystem ermöglicht folgende Variationen:

- Andere Nockenwelle: Anpassung der Fördermenge an den Motor
- Gehäuse: ein oder zwei Pumpenelemente

6 Schleppmessung

- Der Zylinderkopf des Hochdruckzylinders kann in 180° Schritten gedreht werden, um die Lage des Hochdruckausganges zu variieren.

Die Mengenregelung erfolgt über eine saugseitige Drossel. Durch ein elektromagnetisches Ventil wird der Zulauf der Einspritzpumpe gedrosselt. Dadurch können sich die Fördererente nicht zur Gänze füllen. Beim Füllhub entstehen in gedrosselten Betriebszuständen Kraftstoffblasen. Beim Aufwärtshub fällt zunächst die Dampfblase zusammen, danach folgt ein schlagartiger Druckaufbau der zu erhöhten Triebwerksbelastungen führt. Saugseitig geregelte Pumpen belasten daher das Triebwerk stärker als Pumpen ohne saugseitige Fördermengenregelung [13]. Um die Belastung des Hochdruckkolbens bezüglich der Reibungsbedingten Querkräfte zu minimieren, drückt der Hochdruckkolben nicht direkt auf die Nocke, sondern wird von einem Tassenstößel betätigt, der in einer Führung gleitet und radiale (Reib-)Kräfte aufnimmt. Solche Pumpen können höher belastet werden, also höhere Fördermengen oder Drücke liefern. Die Zylinderbohrung der Einspritzpumpe ist oberhalb des seitlichen Hochdruckausganges (siehe Bild 6.14) größer ausgeführt, sodass der Diesekraftstoff vom Kompressionsraum, seitlich am Kolben vorbei, zum Hochdruckausgang strömen kann.

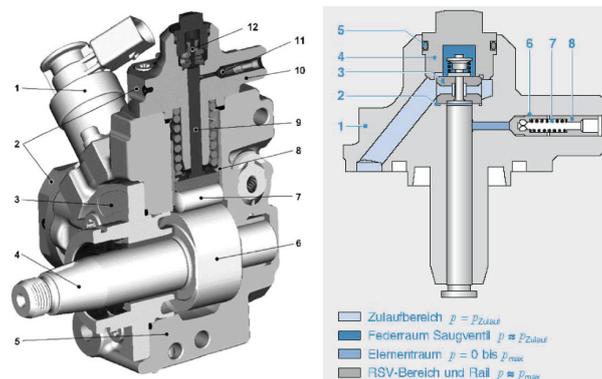


Bild 6.14: **Links: Hochdruckpumpe:** [15] Zumesseinheit (1), Zylinderkopf (2), Pumpenflansch (3), Antriebswelle (4), Aluminiumgehäuse (5), Doppelnocken (6), Rolle (7), Tassenstößel (8), Pumpenkolben (9), Hochdruckanschluss (10), Hochdruckrückschlagventil (11), Ansaugrückschlagventil (12)

Rechts: Pumpenelement: [13] (1) Zylinderkopf, (2) Dichtscheibe, (3) Saugventil, (4) Verschlusschraube, (5) O-Ring, (6) Rückschlagventil, (7) Druckfeder, (8) Federhalter

Bei der älteren Bauart CP3 erfolgte die Anpassung der Pumpe an den benötigten Kraftstoffförderstrom über das Übersetzungsverhältnis zwischen Pumpe und

Kurbelwelle [13]. Die Pumpe war mit drei Fördereinheiten ausgestattet. Eine Einspritzsynchrone Förderung ist daher nicht für Motoren mit beliebiger Zylinderanzahl möglich. Die Pumpen waren weiters nur für Drehzahlen bis 3000 min^{-1} ausgelegt [3].

Pumpe am Versuchsträger

Die Einspritzpumpe wird vom Steuertrieb angetrieben. Das Kettenrad der Einspritzpumpe hat 28 Zähne, das Kettenrad auf der Kurbelwelle hat 21 Zähne. Das Übersetzungsverhältnis beträgt also 3:4. Im vorliegenden Fall handelt es sich um eine Pumpe mit einem Förderelement. Die Kraftstoffförderung erfolgt einspritzsynchron, bzw. elementsynchron. Am Hochdruckspeicher befindet sich kein Druckregelventil. Auch bei saugseitig geregelten Pumpen wird meistens nicht auf ein Hochdruckregelventil verzichtet, da damit der Einspritzdruck schneller geregelt werden kann. Speziell bei leakagearmen Piezoinjektoren dauert der Druckabbau bei Lastminderung lange[13]. Interessant ist auch, dass sich am Hochdruckspeicher kein Druckbegrenzungsventil befindet.

Von BMW wurde eine mit Prüfol gefüllte Hochdruckpumpe ohne Zylinder geliefert. Diese Pumpe sollte anstatt der Originalpumpe montiert werden. Da das Gehäuse etwas größer war als bei der Originalpumpe musste dieses bearbeitet werden, da es ansonsten mit dem Öl-Kühlmittelwärmeübertrager kollidiert hätte. Dafür wurde die Pumpe zerlegt und wieder zusammengebaut. Anschließend wurde die Pumpe mit Dieselkraftstoff gefüllt. Nach dem Austausch war das Drehmoment höher als mit der original Pumpe. Als erstes wurde versucht den Dieselkraftstoffstand in der Pumpe zu variieren. Diese Versuche brachten nicht den gewünschten Erfolg. Das Drehmoment blieb höher, außerdem wurde die Pumpe auffallend heiß. Bei 40°C Kühlwassertemperatur war sie definitiv das heißeste Bauteil des Motors.

Anschließend wurde die Originalpumpe wieder montiert und die Kraftstoffversorgung hergestellt. Es wurde ein deutlicher Drehmomentanstieg zwischen der Pumpe mit und ohne anliegendem Vorförderdruck gemessen. Wenn bei vorhandenem Kraftstoffvorförderdruck die Zumesseinheit voll geöffnet ist, ist das Drehmoment noch höher. Wenn die Zumesseinheit geschlossen wird, fällt das Drehmoment (um ca. 5 Nm) auf ca. den gleichen Wert wie ohne Vorförderdruck, steigt dann jedoch wieder langsam um ca. 3 Nm an.

Um die Messergebnisse mit den Ergebnissen aus den vorigen Schritten vergleichen zu können. Wurde die Kraftstoffversorgung wieder abgedreht und die Zumesseinheit der Hochdruckpumpe bestromt(=geschlossen). Es wurden wieder die gleichen Drehmomente wie vor dem Umbau gemessen. Anschließend wurde die Fördereinheit der Einspritzpumpe ausgebaut und durch den Zylinderkopf der anderen Hochdruckpumpe (ohne Hochdruckkolben) ersetzt. Beim erneuten Anfahren des Motor stellte sich heraus, dass das Drehmoment nur ca. $0,1 \text{ Nm}$ bis $0,4 \text{ Nm}$

6 Schleppmessung

niedriger war. Da diese Differenzen in der Messunsicherheit untergehen, kann Zusammenfassend zur Hochdruckpumpe gesagt werden:

Wenn die Hochdruckpumpe nicht mit Kraftstoff versorgt wird, und sie elektrisch abgesteuert wird, macht der Hochdruckzylinder sowie der Gleitstein, der diesen betätigt keinen messbaren Anteil an der Motorreibung aus. Das Drehmoment der Hochdruckpumpe steigt jedoch stark an, wenn der Kraftstoffvorförderdruck an der Pumpe anliegt.



Bild 6.15: Pumpenelement der Hochdruckpumpe Bosch CP4

6.5 Nullnockenwelle

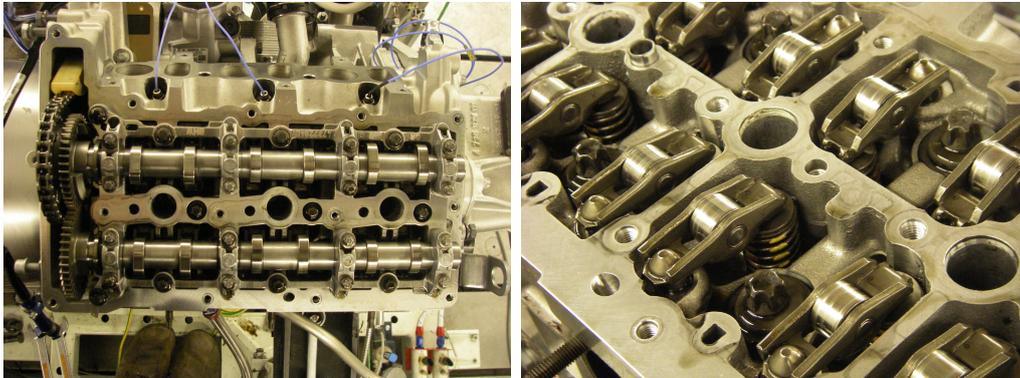


Bild 6.16: Ventiltrieb

Die Nockenwellen sind 4-fach gelagert. Die Nocken werden bei der Herstellung auf Hohlwellen aufgeschraubt. Die darunterliegenden Schlepphebel sind mit Rollen ausgestattet. Die Gegenlager der Schlepphebel sind als Hydrostößel ausgeführt. Diese Bauweise verspricht geringste Reibung[13]. Die nicht bewegten Hydrostößel reduzieren im Vergleich zu bewegten Hydrostößel die oszillierenden Massen. Im Vergleich zu anderen Ventiltrieben der gleichen Hubraumklasse ist dieser sehr klein und leicht ausgeführt.

Die Nockenwellen wurden durch Nullnockenwellen ersetzt und die Ventile mit einer Dichtmasse auf Silikonbasis abgedichtet. Dafür musste der Zylinderkopf demontiert werden. Die Grundkreise der Null-Nocken berühren im eingebauten Zustand die Rollen der Schlepphebel. Bei der Demontage des Zylinderkopfes muss auch die Abstützung des Kurbelwinkelgebers demontiert werden, da diese am Zylinderkopf festgeschraubt ist. Danach wurde wieder eine Totpunkteinpassung mittels der kapazitiven OT-Sonde durchgeführt. Die Abweichung zu vorher betrug $0,1^\circ$. Nach der Totpunkteinpassung wurde der Motor ca. eine Stunde einlaufen gelassen damit sich die Nullnockenwellen den Lagern anpassen können. Der erste Messpunkt wurde zum Schluss der Messreihe noch einmal angefahren. Die Reibung der Nockenwelle hat sich während der Messreihe nicht geändert.

Die Reduzierung des Schleppmomentes setzt sich aus zwei Anteilen zusammen. Einerseits wird die Reibung reduziert, da der gesamte Ventiltrieb nicht mehr betätigt werden muss und andererseits werden die Ladungswechselverluste bzw. der indizierte Mitteldruck auf ca. 0,1 bar abgesenkt. Die Reibung der Nockenwelle errechnet sich aus der Differenz der Reib-Mitteldrücke zwischen dieser und der vorigen Messreihe. Da die Druck-Indizierung nicht genau genug ist, um die Reibmitteldrücke der einzelnen Messpunkte mit genügender Genauigkeit berechnen zu

6 Schleppmessung

können, wird in erster Näherung angenommen, dass die Reduzierung des Schleppmomentes nur durch den Wegfall der Gasarbeit verursacht wird. Es wird davon ausgegangen, dass die Reibung der Nockenwelle gleich bleibt, obwohl sie jetzt keine Ventile mehr betätigen muss. Diese Annahme ist selbstverständlich nicht korrekt. Die Reduktion des indizierten Mitteldruckes hat die gleiche Größenordnung wie die Senkung des effektiven Mitteldruckes. Dieser Umstand bestätigt, dass die getätigte Annahme nicht stark von der Wirklichkeit abweicht. Die Hydrostößel stellen sicher, dass die Rollen der Schlepphebel permanent an die Nullnocken gedrückt werden. Da die Vergleichbarkeit mit anderen Motoren im Vordergrund steht, ist die korrekte Aufteilung in Gasarbeit und Reibarbeit sekundär. Der BMW-Motor wird nach diesem Projekt mit dem 1,2 L TDI 3-Zylinder-Motor von VW verglichen. Beim VW-Motor werden alle Aggregate in gleicher Reihenfolge abgebaut um eine gute Vergleichbarkeit der beiden Motoren zu erzielen.

In Bild 6.17 ist die reduzierte Gasarbeit dargestellt. Die Verluste sinken mit steigender Öltemperatur, da die Wandwärmeverluste mit steigender Temperatur sinken. Die Durchblasemenge sinkt nicht mit steigender Temperatur. Allgemein liegt der Einfluss der Durchblasemenge im Bereich von 1% [14] und kann vernachlässigt werden. Wenn man den Anstieg des Schleppmomentes durch den Abgasturbolader zur reduzierten Ladungswechselarbeit hinzuzählt, erhält man die in Bild 6.18 dargestellte gesamte Gasarbeit. Diese streut sehr stark, weil die Verluste aus dem Turbolader mit dem 2000 Nm Drehmomentflansch gemessen wurden. Trotzdem ist der gleiche Trend erkennbar.

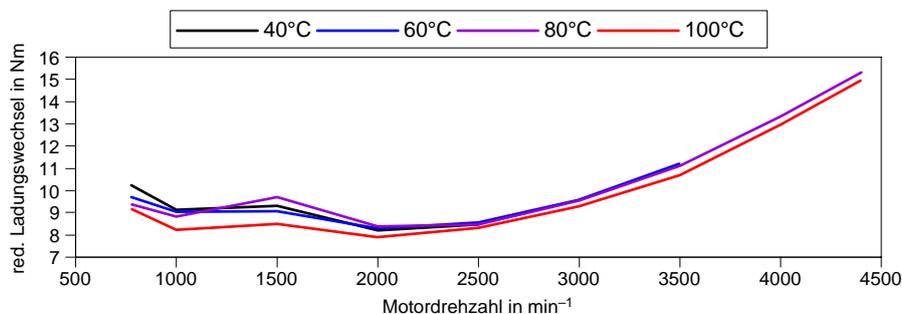


Bild 6.17: reduzierter Ladungswechsel

Zum Vergleich der Messflansche wurde diese Messreihe zweimal aufgenommen, einmal mit dem Messflansch für 2000 Nm und einmal mit dem Messflansch für 200 Nm. Die Messwerte des kleinen Messflansches liegen um ca. 0,5 Nm unter den Werten des 2000 Nm Flansches. Alle weiteren Messungen wurden mit dem kleinen Drehmomentmessflansch durchgeführt, dieser hat eine Messgenauigkeit von $\pm 0,1$ Nm.

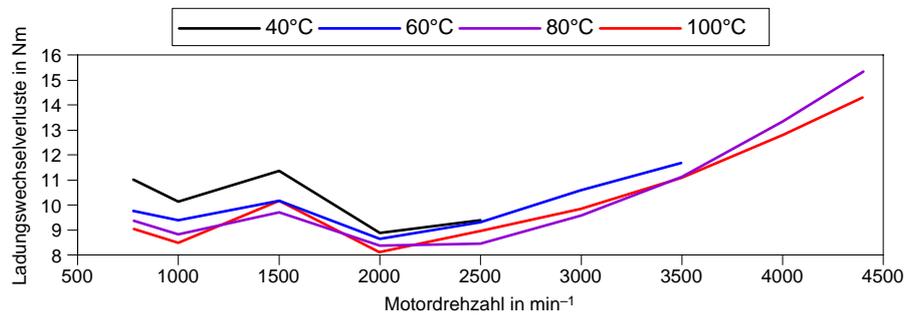


Bild 6.18: gesamte Gasarbeit

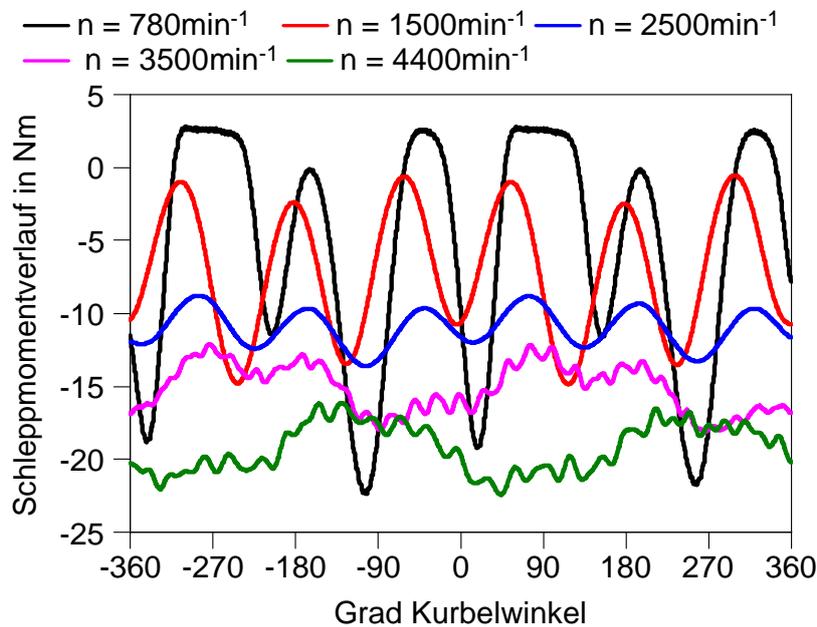


Bild 6.19: Kurbelwinkel aufgelöstes Schleppmoment mit Nullnockenwelle bei 80 °C

6.6 Ohne Vakuumpumpe

Die Reduktion des Schleppmomentes entspricht der Reibung der Vakuumpumpe, da dieser Umbauschritt keine Änderung der Gasarbeit mit sich bringt. Die Vakuumpumpe ist als Flügelzellenpumpe ausgeführt und sitzt auf der gleichen Welle wie die Ölpumpe. Die angesaugte Luft wird über zwei Flatterventile (Bild 6.21) in das Kurbelgehäuse geblasen.

Um das Drehmoment der Vakuumpumpe zu charakterisieren wurde der Flügel (siehe Bild 6.20) entfernt. Der Drehmomentverlauf der Vakuumpumpe ist in

6 Schleppmessung

Abb. 6.23 dargestellt. Da der Verlauf unplausibel ist, wurde die Vakuumpumpe nach dem Ausbau der Steuerketten noch einmal bei 60 °C vermessen. Das Ergebnis aus dieser Messung ist gestrichelt eingezeichnet. Später stellte sich heraus, dass die Schwankungen im Drehmoment vom Ventiltrieb verursacht werden (siehe Kapitel 6.8). Da es sich, um eine kleine Größenordnung handelt wurde die Ölpumpe ausgebaut, ohne den Drehmomentverlauf der anderen Temperaturen aufzunehmen. Sie wird am Schluss der Reibleistungsanalyse gegebenenfalls erneut vermessen.

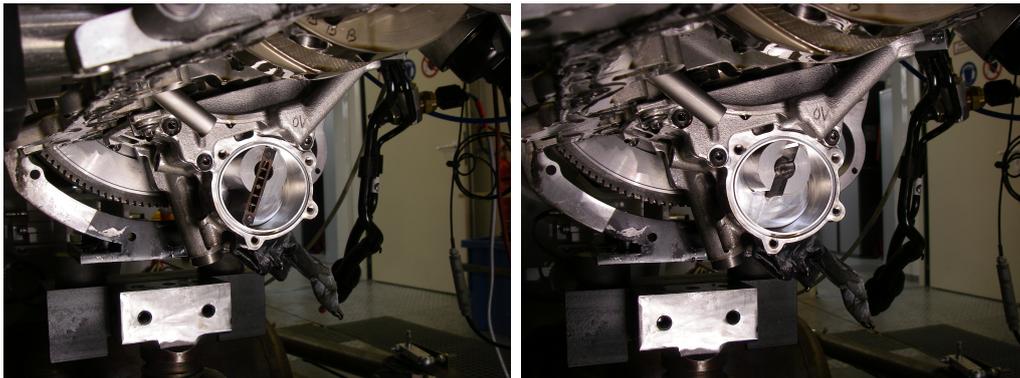


Bild 6.20: Vakuumpumpe mit (li.) und ohne (re.) Flügel



Bild 6.21: Flatterventile der Vakuumpumpe

Bei dem kurbelwinkel aufgelösten Schleppmoment tritt wieder eine Anomalie auf. Bei 60 °C Öltemperatur und 1500 min^{-1} unterscheidet sich der Drehmomentverlauf wesentlich von dem der anderen Temperaturen. Die Amplitude ist höher und die zweite Extremstelle der Schwingungs-Periode fast nicht ausgeprägt. Durch die Hardyscheibe und den Zweimassenschwung handelt es sich um ein schwingungsfähiges System. Durch die Änderung der Öltemperatur ändert sich die Dämpfungskonstante des Systems.

6 Schleppmessung

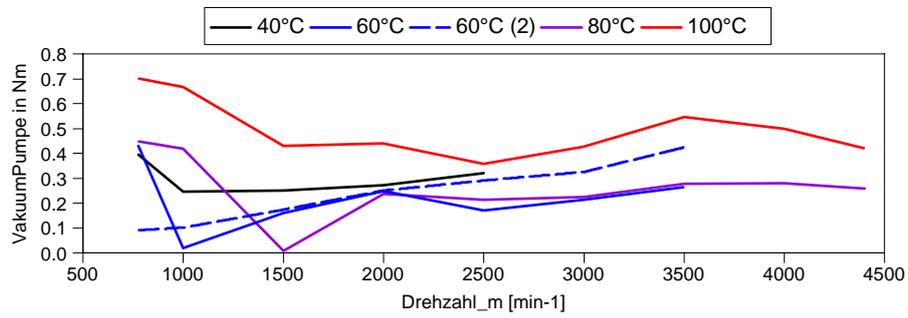


Bild 6.22: Reibmoment der Vakuumpumpe

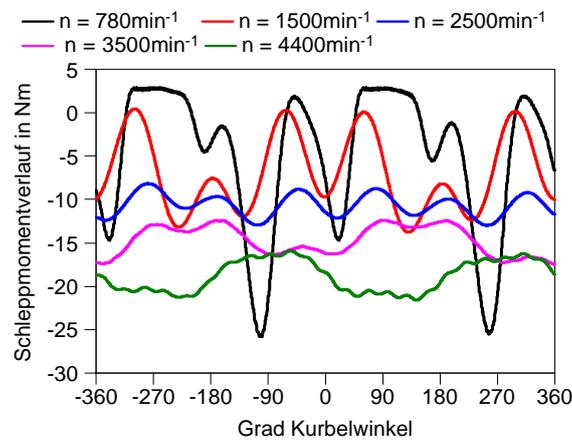


Bild 6.23: Kurbelwinkel aufgelöstes Schleppmoment ohne Vakuumpumpe bei 80 °C

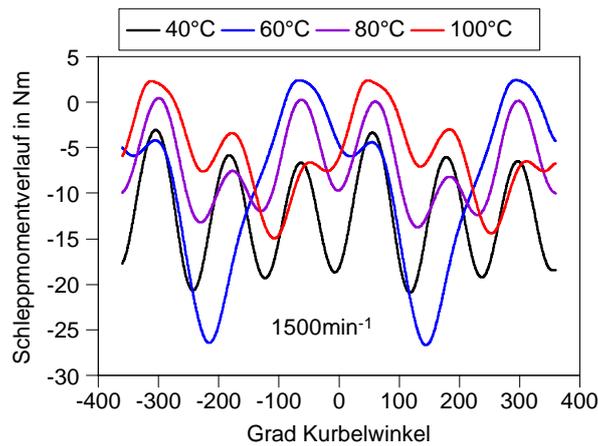


Bild 6.24: Kurbelwinkel aufgelöstes Schleppmoment ohne Vakuumpumpe: Anomalie im Drehmomentverlauf

6.7 Ohne Steuerketten

Die Steuerkette ist zweigeteilt. Die erste Kette geht von der Kurbelwelle zur Einspritzpumpe, die zweite von der Einspritzpumpe zur Nockenwelle. In diesem Umbauschritt wurden beide Ketten entfernt. Die Reduktion des Schleppmomentes setzt sich aus zwei Anteilen zusammen: Aus der Nullnockenwelle, sowie aus der Einspritzpumpe ohne Hochdruckkolben. Die ausgeräumte Einspritzpumpe besteht nur mehr aus zwei Lagerstellen. Die indizierten Mitteldrücke bleiben bei diesem Umbau gleich, sodass das die Minderung des Drehmomentes direkt den beiden Aggregaten zugeschrieben werden kann. Das Differenzdrehmoment aus diesem Schritt wird näherungsweise den Nockenwellen zugeordnet. Die Betätigung der Ventile erfolgt über Schleppebel, die mit Hydrostößel belastet werden. Das Spiel baut sich im Betrieb ab und die Schleppebel werden an die Nullnockenwellen gedrückt. Die folgenden Messreihen zeigen eine eindeutige Temperaturabhängigkeit des Schleppmomentes und eine mit der Drehzahl streng monoton steigende Kurve. Starke Streuungen um diesen Verlauf treten nicht mehr auf. Daraus ist ersichtlich, dass die Streuungen durch den Ventiltrieb verursacht werden. Speziell bei 780 min^{-1} sind die Reibverhältnisse noch nicht stabil und verursachen Schwankungen im Schleppmoment. Wie schon in Bild 6.22 gezeigt, können jetzt einzelne Aggregate, speziell jene mit geringer Reibung, besser vermessen werden. Prinzipiell könnten einzelne Aggregate auch montiert werden, wenn nur mehr die Kurbelwelle im Motor verbaut ist, um eine genaue Aussage zu treffen.

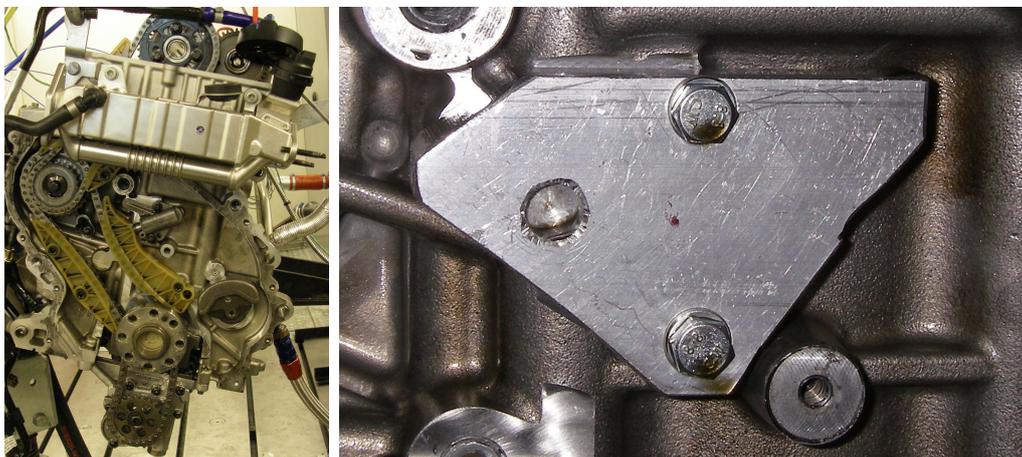


Bild 6.25: li: Steuertrieb, re: Ersatz des hydraulischen Kettenspanners

6 Schleppmessung

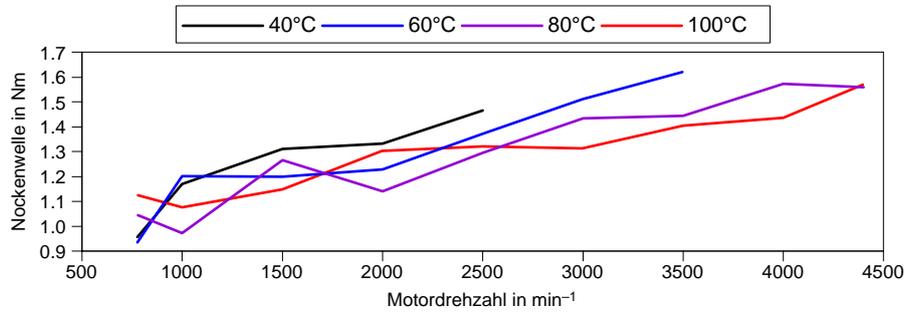


Bild 6.26: Reibung der Nockenwelle

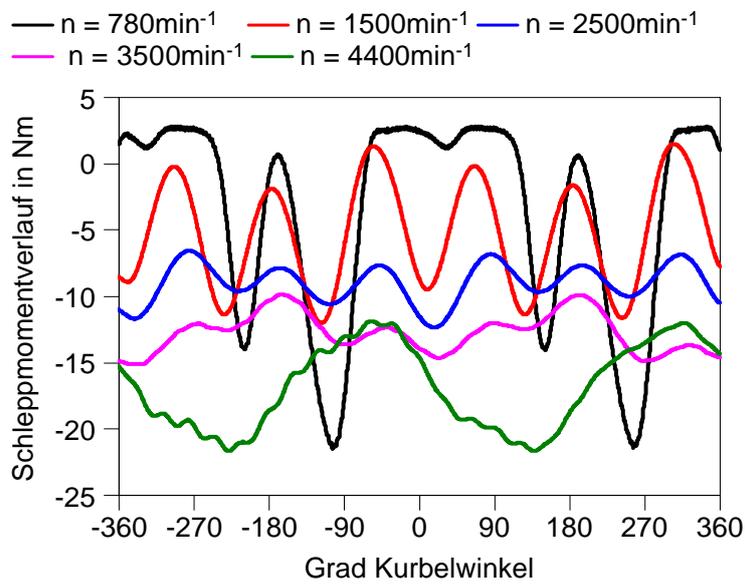


Bild 6.27: Kurbelwinkel aufgelöstes Schleppmoment ohne Nockenwelle und Einspritzpumpe bei 80°C

6.8 Ohne Ausgleichswelle und Ölpumpe

Die Demontage von Ölpumpe und Ausgleichswelle verändert nicht den indizierten Mitteldruck, die Minderung des Reibmomentes kann direkt den zwei Baugruppen zugeordnet werden. Die Ausgleichswelle rotiert gegenläufig zur Kurbelwelle. Der Antrieb erfolgt über ein unverspanntes Zahnrad. Da die Ausgleichswelle nur durch das Moment der Lager gebremst wird, stellt sie eine akustische Herausforderung dar. Das Spiel der Verzahnung lässt eine Schwingung zwischen den Zahnflanken zu. Die zwei Unwuchten sind mit möglichst großem Abstand angeordnet. Dadurch kann bei geringster rotatorischer Unwucht das erforderliche Moment I. Ordnung erzeugt werden. Die Ausgleichswelle ist nadelgelagert.

Um das Zahnrad der Ausgleichswelle aus der axialen Lagerung zu nehmen, muss die Kurbelwelle abgesenkt werden, da das Zahnrad für den Ausbau nach rechts unten geschoben werden muss. Ohne Ausgleichswelle ist das Gieren und Nicken des Motors stark, weil die freien Momente I. Ordnung nicht mehr ausgeglichen werden. Näheres zum Massenausgleich siehe Kapitel 3.2



Bild 6.28: Links: Antrieb der AGW, Rechts: Axiallager der AGW

Die Ölpumpe sitzt in der Ölwanne und wird mit einer Kette angetrieben. Der Öldruck wird durch einen Schieber geregelt bzw. auf einen Maximalwert begrenzt. In Bild 6.32 ist links der besagte Schieber eingebaut, und rechts demontiert. Auf der kleinen Stirnfläche des Schiebers lastet der Förderdruck der Zahnradpumpe. Der Druck des Hauptölkanals lastet, ebenfalls von oben, auf dem Kreisringquerschnitt des Absatzes. Bei hohem Öldruck wird der Schieber nach unten gedrückt. Die Ausnehmungen im Schieber ermöglichen einen Ölstrom zwischen Druck- und Saugkammer der Ölpumpe. Das Ansprechen dieses Druckreglers kann auch im Öldruckkennfeld (Abb 5.9) beobachtet werden.

In Bild 6.30 wird der Druckverlauf im Schleppbetrieb über der Drehzahl dargestellt. Der gestrichelte Verlauf zeigt den Öldruck im gefeuerten Betrieb bei einem



Bild 6.29: Ausgleichswelle mit Lagerstellen

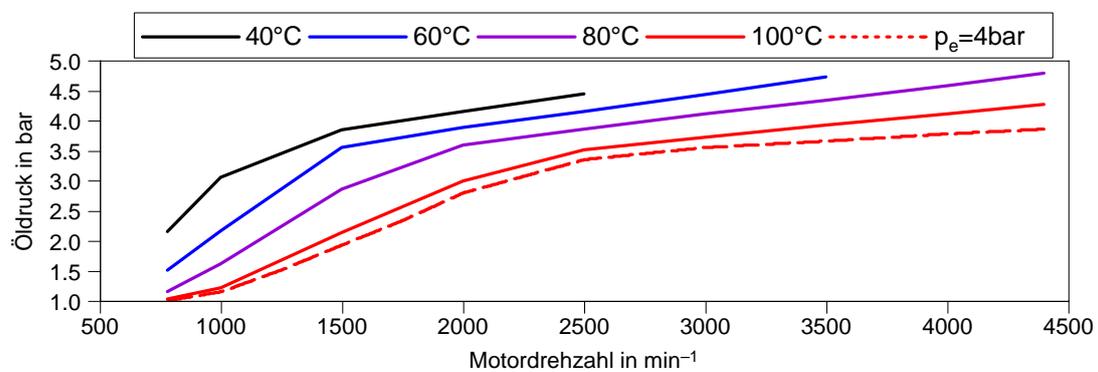


Bild 6.30: Öldruckverlauf über der Drehzahl

effektiven Mitteldruck von 4 bar. Ab ungefähr 3,5 bar steigt der Öldruck nicht mehr so stark mit der Drehzahl an. Nach der Demontage der Ölpumpe wurde der Hauptölkanal mit einer Stahlplatte verschlossen und das konditionierte Öl direkt von der Ölkonditionieranlage über die Ölversorgungsleitung des Abgasturboladers in den Hauptölkanal gedrückt. Der Öldruck wurde, für die jeweiligen Öltemperaturen, entsprechend dem Druckverlauf der original Ölpumpe, geregelt.

6 Schleppmessung

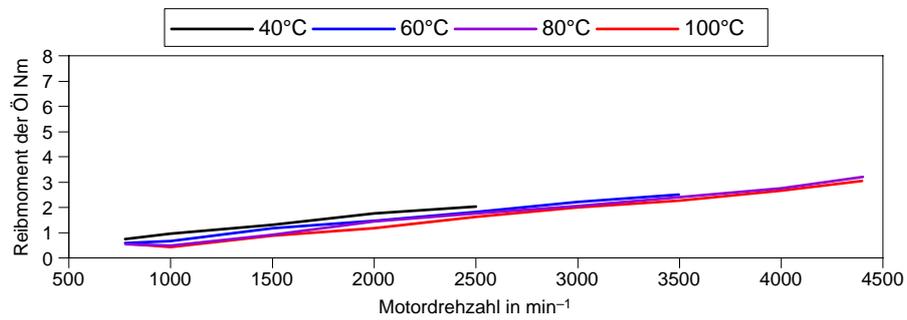


Bild 6.31: Reibmoment von Ölpumpe und Ausgleichswelle



Bild 6.32: Ölpumpe

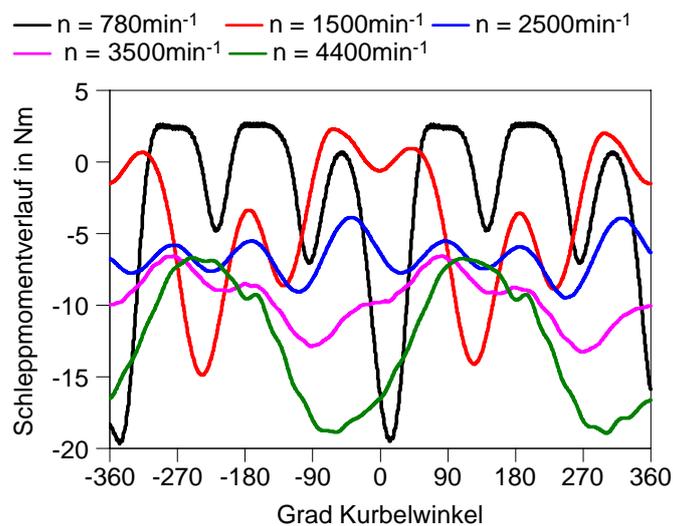


Bild 6.33: Kurbelwinkel aufgelöstes Schleppmoment ohne AGW bei 80 °C

6.9 Ohne Kolbengruppe und Pleuel, mit Meistergewichten

Die Meistergewichte gleichen die rotatorische Unwucht der Kurbelwelle aus. Die Unwucht der Kurbelwangen müssen die rotatorische Unwucht der Pleuel und 50% der oszillierenden Massenkräfte ausgleichen (siehe 3.2). Die Meistergewichte werden auf die Kurbelzapfen geklemmt. Die drei Gewichte müssten eine Masse von je 931 g aufweisen. Die tatsächliche Masse ist durch den Bauraum im Kurbelgehäuse auf 835 g begrenzt.

Die Lagerbelastung ist ohne Meistergewichte höher. Aus dem Differenzdrehmoment zwischen der Kurbelwelle ohne und mit Meistergewichten geht hervor, wie stark die Lagerreibung von der Last abhängt.

Beim Ausbauen der Pleuel fiel Passungsrost zwischen Lagerschale und Pleuel auf (siehe Abb. 6.35). Die Meistergewichte konnten nicht rechtzeitig fertiggestellt werden, es wurde daher zuerst die Kurbelwelle ohne Meistergewichte vermessen. Die Messung mit Meistergewichten ergab, dass das Drehmoment der Kurbelwelle, mit montierten Meistergewichten um ca. 0,2 Nm geringer ist als ohne Meistergewichte. Die genaue Auswertung dieser Messreihe ist nicht Umfang dieses Projektes. Der geringe Einfluss der Meistergewichte wird auch durch Literatur bestätigt [11].

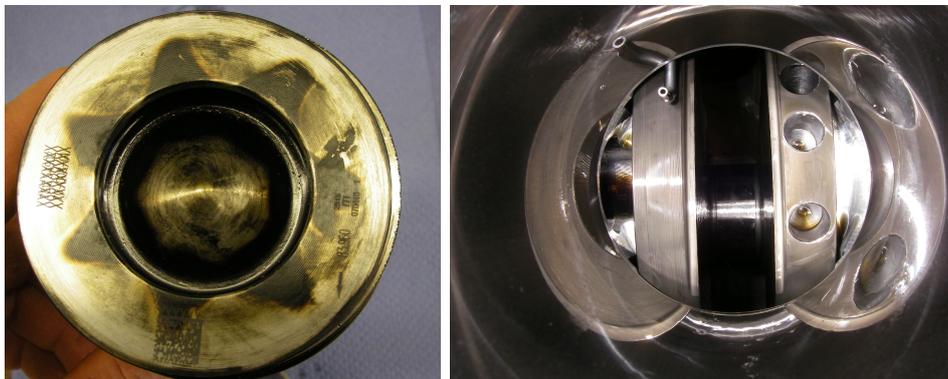


Bild 6.34: Kolbenbild, Ölspritzdüse

6.10 Kurbelwelle ohne Meistergewichte

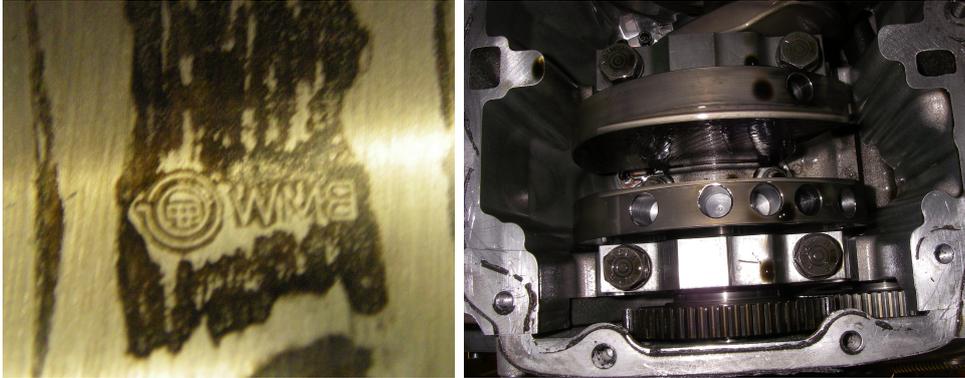


Bild 6.35: li: Passungsrost am Pleuel, re: Blick von unten auf die Kurbelwelle

Die Reibung der Kurbelwelle ist das restliche Schleppmoment. Zusätzlich zur Lagerreibung tritt der Luftwiderstand der Kurbelwelle auf, der jedoch bei den niedrigen Drehzahlen von Dieselmotoren von untergeordneter Bedeutung ist. Der Reibmitteldruck der Kolbengruppe berechnet sich aus der Differenz der effektiven Mitteldrücke aus der vorletzten Messreihe und dieser Messreihe, abzüglich des indizierten Mitteldruckes aus der Messung mit eingebauten Kolben. Dieser indizierte Mitteldruck wird vernachlässigt.

Durch die hohen auftretenden Momente I. Ordnung werden die Lagerstellen der Kurbelwelle belastet. Die Reibung ohne Meistergewichte entspricht demnach eher der Reibung der belasteten Kurbelwelle.

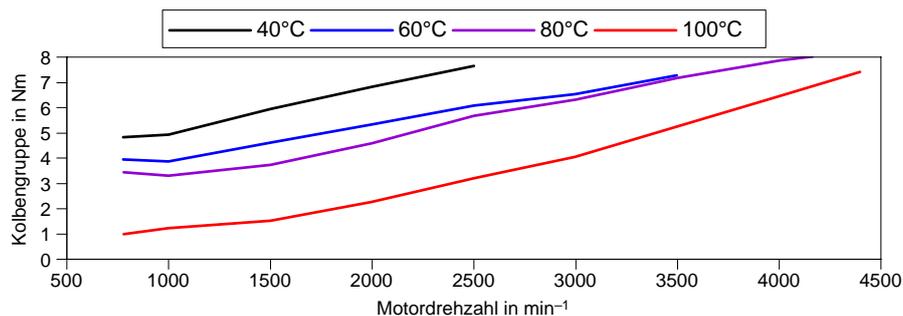


Bild 6.36: Reibung der Kolbengruppe

Die Ölaustrittsbohrungen auf den Kurbelzapfen wurden mit Lagerschalen verschlossen, welche mit Schlauchklemmen fixiert wurden.

Durch den Ausbau der Kolbengruppe hat das Gieren und Nicken des Motors weiter zugenommen, da durch den Wegfall der rotatorischen Pleuelmasse die Unwucht

6 Schleppmessung

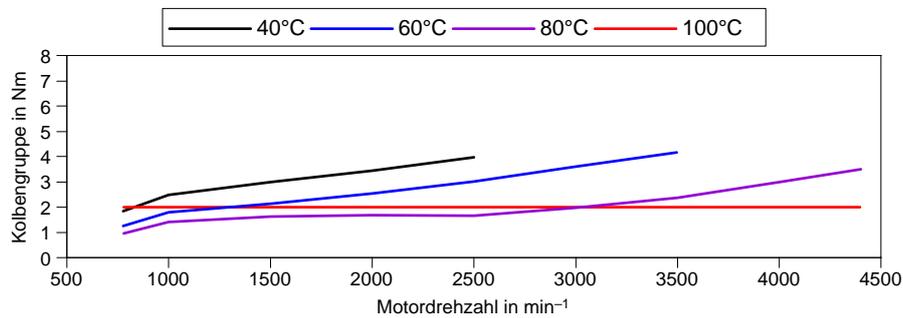


Bild 6.37: Reibung Kurbelwelle ohne Meistergewichte

der einzelnen Kurbelwangen zunimmt. Das freie Moment der oszillierenden Massen wird durch Ausgleichsgewichte an der Kurbelwelle um 50% reduziert. Nach dem Ausbauen der Kolben erhält man 50% des freien Momentes I.Ordnung, welches mit Kurbelwellendrehzahl rotiert. Die Schwingungsamplitude ist bei 1000 min^{-1} und 1500 min^{-1} am höchsten und nimmt mit steigender Drehzahl ab. Näheres zum Schwingungsausgleich des 3-Zylindermotors in Kapitel 3.2

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

Wie in Kapitel 6 vermerkt, kann theoretisch aus den indizierten Mitteldrücken und den effektiven Mitteldrücken der Reibmitteldruck der einzelnen Komponenten errechnet werden.

Folgende Baugruppen können differenziert betrachtet werden:

1. **Die Gasarbeit** des Kolbens wird durch Leckageverluste, Ladungswechselverluste und durch Wandwärmeverluste verursacht. Die Gasarbeit gehört nicht zur mechanischen Reibung des Motors. Die Gasarbeit entspricht dem indizierten Mitteldruck p_i . Die Reibung des Vollmotors berechnet sich mit der Beziehung

$$p_g = p_i \quad p_r = |p_e| - |p_i|. \quad (7.1)$$

Zu beachten ist, dass p_i , als auch p_e negativ sind. Der Betrag von p_e ist im Schleppbetrieb größer als der Betrag von p_i . Die Ladungswechselverluste gehen theoretisch direkt aus der ersten Messreihe hervor. Da in unserem Fall die Indizierung nicht die nötige Messgenauigkeit aufweist ist diese Aufteilung nicht möglich.

2. **Nullnockenwelle** Theoretisch kann die Reibung des Ventiltriebs, bzw. der Ventilbetätigung berechnet werden:

$$p_{\text{Ventile}} = p_{r4} - p_{r5} = (|p_{e4}| - |p_{i4}|) - (|p_{e5}| - |p_{i5}|) \quad (7.2)$$

Diese Art und Weise der Aufteilung ist zwar theoretisch korrekt, scheitert aber an der Genauigkeit der Messung. Wenn man sich die Messwerte der beiden Messreihen (Schleppmessung 3, Schleppmessung 5) ansieht, fällt auf, dass die Reibung nach dieser Berechnung in einigen Bereichen zunehmen müsste. Da das sicher nicht der Fall ist, kann das Reibmoment der Ventile nicht derart berechnet werden. Für die Auswertung werden in Folge nur die Schleppmonete herangezogen.

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

Die Verlustteilung ist in Tabelle 7.1 dargestellt. Die Reibungszuordnung erfolgt auf Grund der Differenzdrehmomente der einzelnen Schritte. In Kapitel 6 werden die einzelnen Schritten genauer beschrieben. Wenn man die Reibleistungen nach Tabelle 7.1 berechnet, erhält man die Schaubilder der folgenden Seiten. In Tabelle 7.2 und 7.3 sind die entsprechenden Momente und Mitteldrücke aufgelistet.

Tabelle 7.1: Ergebnisse der einzelnen Schritte

Schritt	Σ des gemessenen effektiven Mittel- druckes p_e	$\Delta p_{e, \text{berechnet}}$
1. Vollmotor	$p_{\text{Mot}} = p_{\text{ATL}} + p_{\text{LiMa, Wapu}} + p_{\text{HD-Pumpe}} + p_{\text{redLW}} + p_{\text{VaPu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{ÖIPu, AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	
2. Ohne ATL	$p_{\text{Mot}} = p_{\text{LiMa, Wapu}} + p_{\text{HD-Pumpe}} + p_{\text{redLW}} + p_{\text{VaPu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{ÖIPu, AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	p_{ATL}
3. Ohne Lima, Wasserpumpe	$p_{\text{Mot}} = p_{\text{HD-Pumpe}} + p_{\text{redLW}} + p_{\text{VaPu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{ÖIPu, AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	$p_{\text{LiMa, Wapu}}$
4. Ohne HD-Pumpe	$p_{\text{Mot}} = p_{\text{redLW}} + p_{\text{VaPu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{ÖIPu, AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	$p_{\text{HD-Pumpe}}$
5. Mit Nullnockenwelle	$p_{\text{Mot}} = p_{\text{VaPu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{ÖIPu, AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	p_{redLW}
6. Ohne Vakuumpumpe	$p_{\text{Mot}} = p_{\text{NW}} + p_{\text{ÖIPu, AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	p_{VaPu}
7. Ohne Steuerketten	$p_{\text{Mot}} = p_{\text{ÖIPu, AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	p_{NW}
8. Ohne Ölpumpe und AGW	$p_{\text{Mot}} = p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	$p_{\text{ÖIPu, AGW}}$
9. Ohne Kurbelwelle	$p_{\text{Mot}} = p_{\text{KW}}$	p_{Kolben}

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

Tabelle 7.2: Schlepmmomente der einzelnen Baugruppen in Nm

		Drehzahl in min^{-1}								
		780	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4400
M_{ATL}	40 °C	0,8	1,0	2,0	0,7	0,9				
	60 °C	0,0	0,4	1,1	0,3	0,7	1,0	0,5		
	80 °C	0,4	0,6	1,9	0,5	0,8	0,7	0,6	0,1	-0,5
	100 °C	-0,1	0,3	1,7	0,2	0,6	0,6	0,4	-0,2	-0,7
$M_{\text{Lima, WaPu}}$	40 °C	1,5	1,5	1,2	1,8	2,1				
	60 °C	2,2	1,9	1,7	1,8	2,2	2,5	3,0		
	80 °C	2,0	1,6	1,0	1,6	2,2	2,6	3,0	3,5	4,2
	100 °C	2,0	1,6	1,6	1,7	2,0	2,4	2,9	3,6	4,1
$M_{\text{red.LW}}$	40 °C	10,2	9,1	9,3	8,2	8,5				
	60 °C	9,7	9,0	9,1	8,3	8,5	9,6	11,2		
	80 °C	9,3	8,8	9,7	8,4	8,5	9,5	11,1	13,3	15,3
	100 °C	9,1	8,2	8,5	7,9	8,3	9,3	10,7	13,0	14,9
M_{VaPu}	40 °C	0,4	0,2	0,2	0,3	0,3				
	60 °C	0,4	0,0	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3		
	80 °C	0,4	0,4	0,0	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3
	100 °C	0,7	0,7	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,4
$M_{\text{Nockenwelle}}$	40 °C	1,0	1,2	1,3	1,3	1,5				
	60 °C	0,9	1,2	1,2	1,2	1,4	1,5	1,6		
	80 °C	1,0	1,0	1,3	1,1	1,3	1,4	1,4	1,6	1,6
	100 °C	1,1	1,1	1,1	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,6
$M_{\text{ÖIPu,AGW}}$	40 °C	0,7	0,9	1,3	1,8	2,0				
	60 °C	0,6	0,6	1,2	1,5	1,8	2,2	2,5		
	80 °C	0,5	0,5	0,9	1,4	1,7	2,1	2,4	2,7	3,2
	100 °C	0,6	0,4	0,9	1,2	1,6	2,0	2,2	2,7	3,0
M_{Kolben}	40 °C	4,8	4,9	5,9	6,8	7,6				
	60 °C	3,9	3,8	4,6	5,3	6,1	6,5	7,3		
	80 °C	3,4	3,3	3,7	4,6	5,7	6,3	7,2	7,9	8,3
	100 °C	3,3	3,0	3,2	3,7	4,2	4,5	5,2	5,8	6,2
M_{KW}	40 °C	1,8	2,5	3,0	3,4	4,0				
	60 °C	1,2	1,8	2,1	2,5	3,0	3,6	4,1		
	80 °C	1,0	1,4	1,6	1,7	1,6	2,0	2,4	3,0	3,5
	100 °C	0,7	1,2	1,3	1,6	2,0	2,5	3,1	3,7	4,2

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

Tabelle 7.3: Schlepptmitteldrücke der einzelnen Komponenten in bar

		Drehzahl in min^{-1}								
		780	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4400
PATL	40 °C	0,07	0,08	0,17	0,06	0,08				
	60 °C	0,00	0,03	0,09	0,03	0,06	0,08	0,04		
	80 °C	0,03	0,05	0,16	0,04	0,06	0,06	0,05	0,01	-0,04
	100 °C	-0,01	0,02	0,14	0,02	0,05	0,05	0,03	-0,01	-0,06
PLiMa, WaPu	40 °C	0,12	0,12	0,10	0,15	0,18				
	60 °C	0,19	0,16	0,15	0,15	0,18	0,21	0,26		
	80 °C	0,17	0,14	0,08	0,14	0,18	0,22	0,25	0,29	0,35
	100 °C	0,17	0,14	0,14	0,14	0,17	0,21	0,25	0,30	0,34
Pred.LW	40 °C	0,86	0,76	0,78	0,69	0,71				
	60 °C	0,81	0,76	0,76	0,69	0,72	0,80	0,94		
	80 °C	0,78	0,74	0,81	0,70	0,71	0,80	0,93	1,12	1,28
	100 °C	0,77	0,69	0,71	0,66	0,70	0,78	0,89	1,09	1,25
PVaPu	40 °C	0,03	0,02	0,02	0,02	0,03				
	60 °C	0,04	0,00	0,01	0,02	0,01	0,02	0,02		
	80 °C	0,04	0,03	0,00	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	100 °C	0,06	0,06	0,04	0,04	0,03	0,04	0,05	0,04	0,04
PNW	40 °C	0,08	0,10	0,11	0,11	0,12				
	60 °C	0,08	0,10	0,10	0,10	0,11	0,13	0,14		
	80 °C	0,09	0,08	0,11	0,10	0,11	0,12	0,12	0,13	0,13
	100 °C	0,09	0,09	0,10	0,11	0,11	0,11	0,12	0,12	0,13
PÖIPu, AGW	40 °C	0,06	0,08	0,11	0,15	0,17				
	60 °C	0,05	0,05	0,10	0,12	0,15	0,18	0,21		
	80 °C	0,04	0,04	0,07	0,12	0,15	0,17	0,20	0,23	0,27
	100 °C	0,05	0,03	0,07	0,10	0,13	0,17	0,19	0,22	0,25
PKolben	40 °C	0,40	0,41	0,50	0,57	0,64				
	60 °C	0,33	0,32	0,39	0,45	0,51	0,55	0,61		
	80 °C	0,29	0,28	0,31	0,38	0,47	0,53	0,60	0,66	0,69
	100 °C	0,27	0,26	0,27	0,31	0,35	0,38	0,43	0,48	0,52
PKW	40 °C	0,15	0,21	0,25	0,29	0,33				
	60 °C	0,10	0,15	0,18	0,21	0,25	0,30	0,35		
	80 °C	0,08	0,12	0,13	0,14	0,14	0,16	0,20	0,25	0,29
	100 °C	0,06	0,10	0,11	0,13	0,17	0,21	0,26	0,31	0,35

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

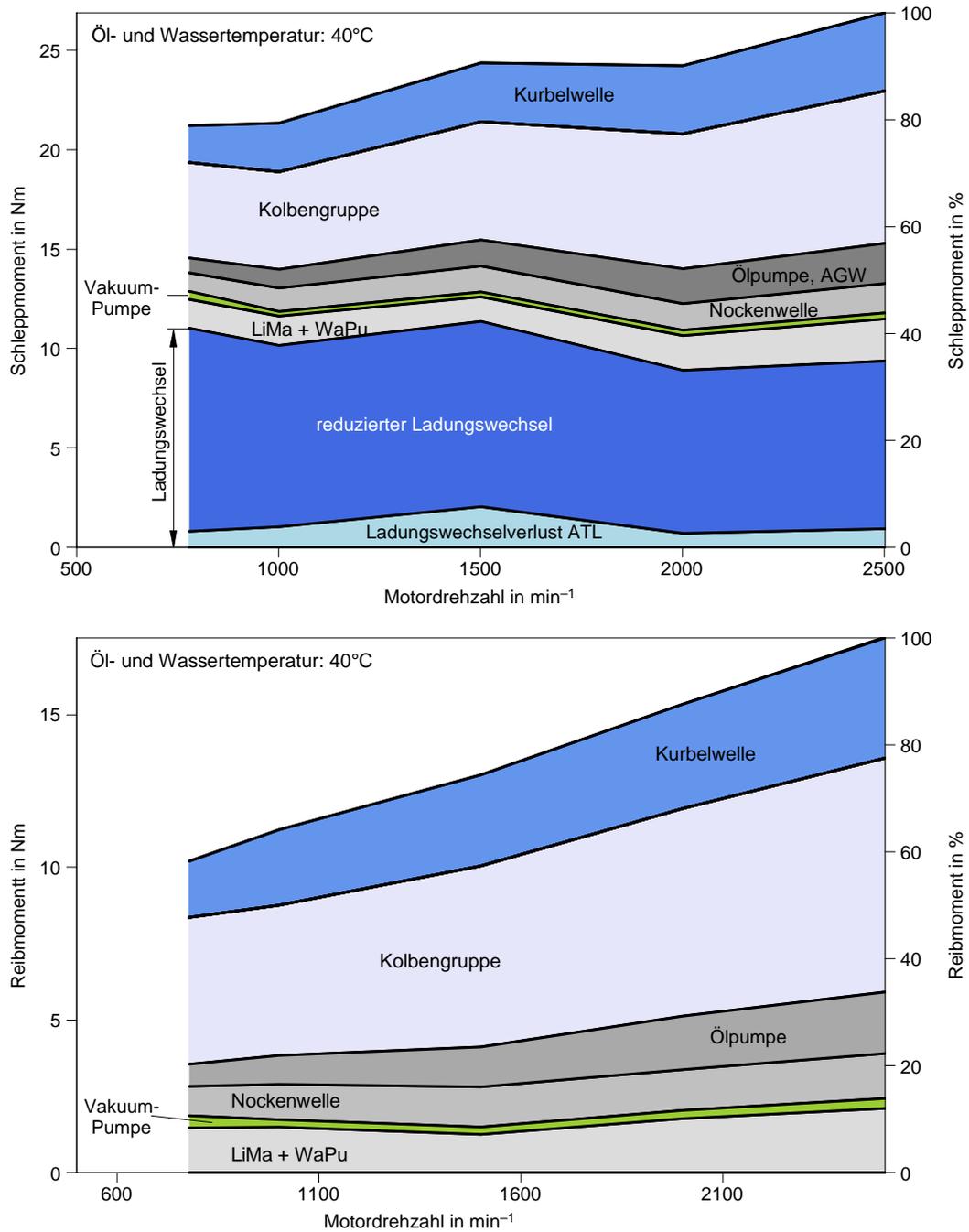


Bild 7.1: Schleppmoment und Reibmoment bei 40°C Öl und Wassertemperatur

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

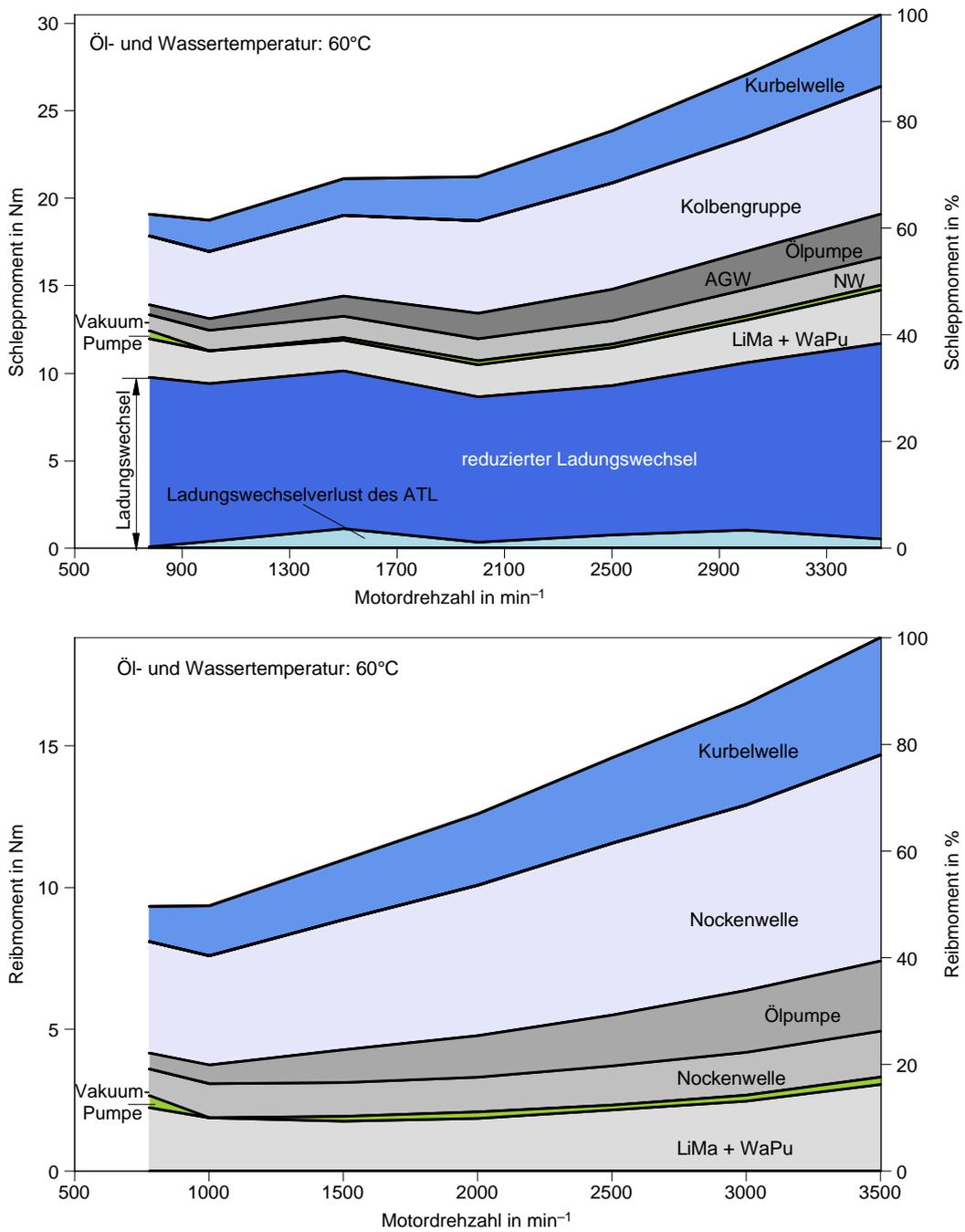


Bild 7.2: Schleppmoment und Reibmoment bei 60°C Öl und Wassertemperatur

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

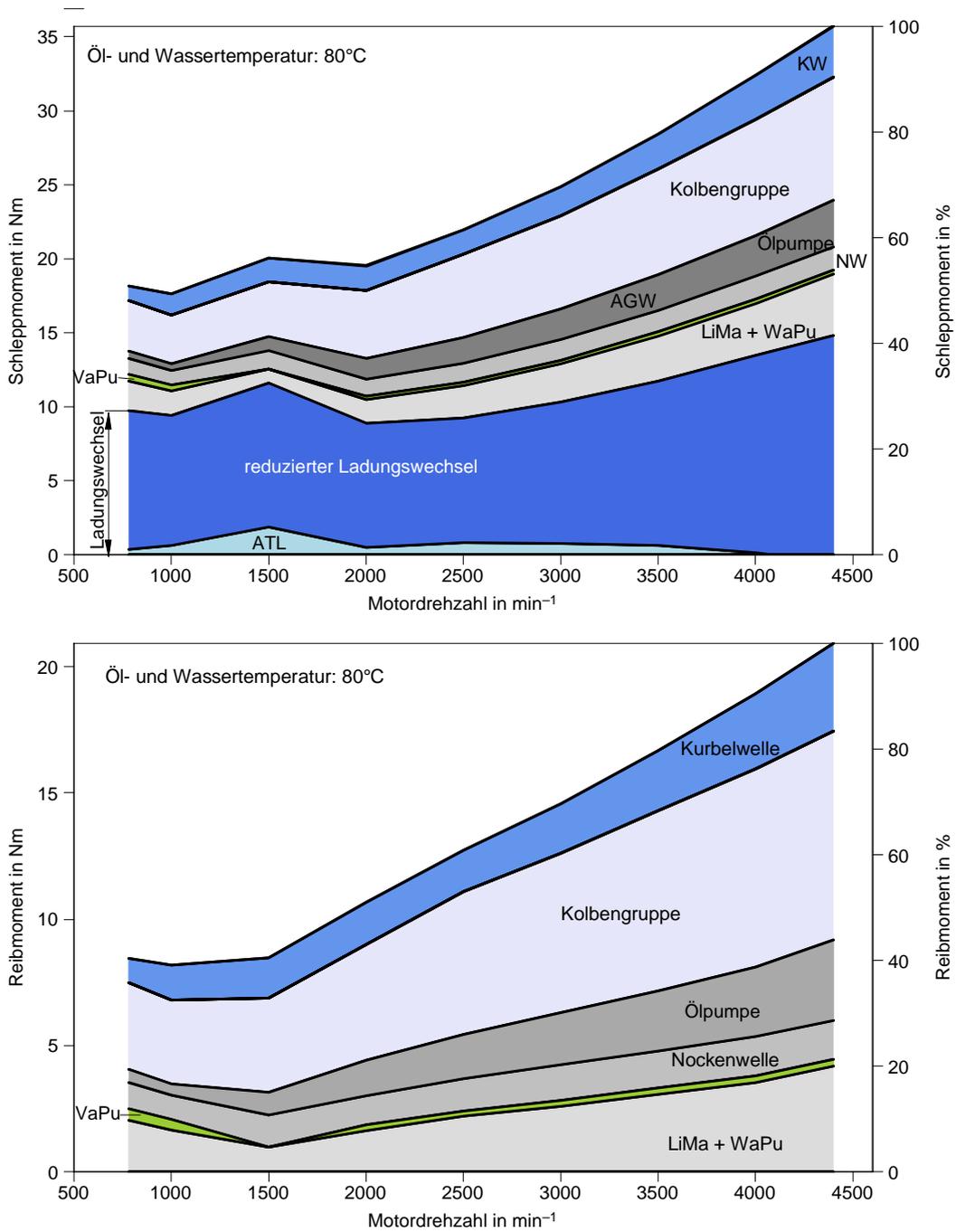


Bild 7.3: Schleppmoment und Reibmoment bei 80°C Öl und Wassertemperatur

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

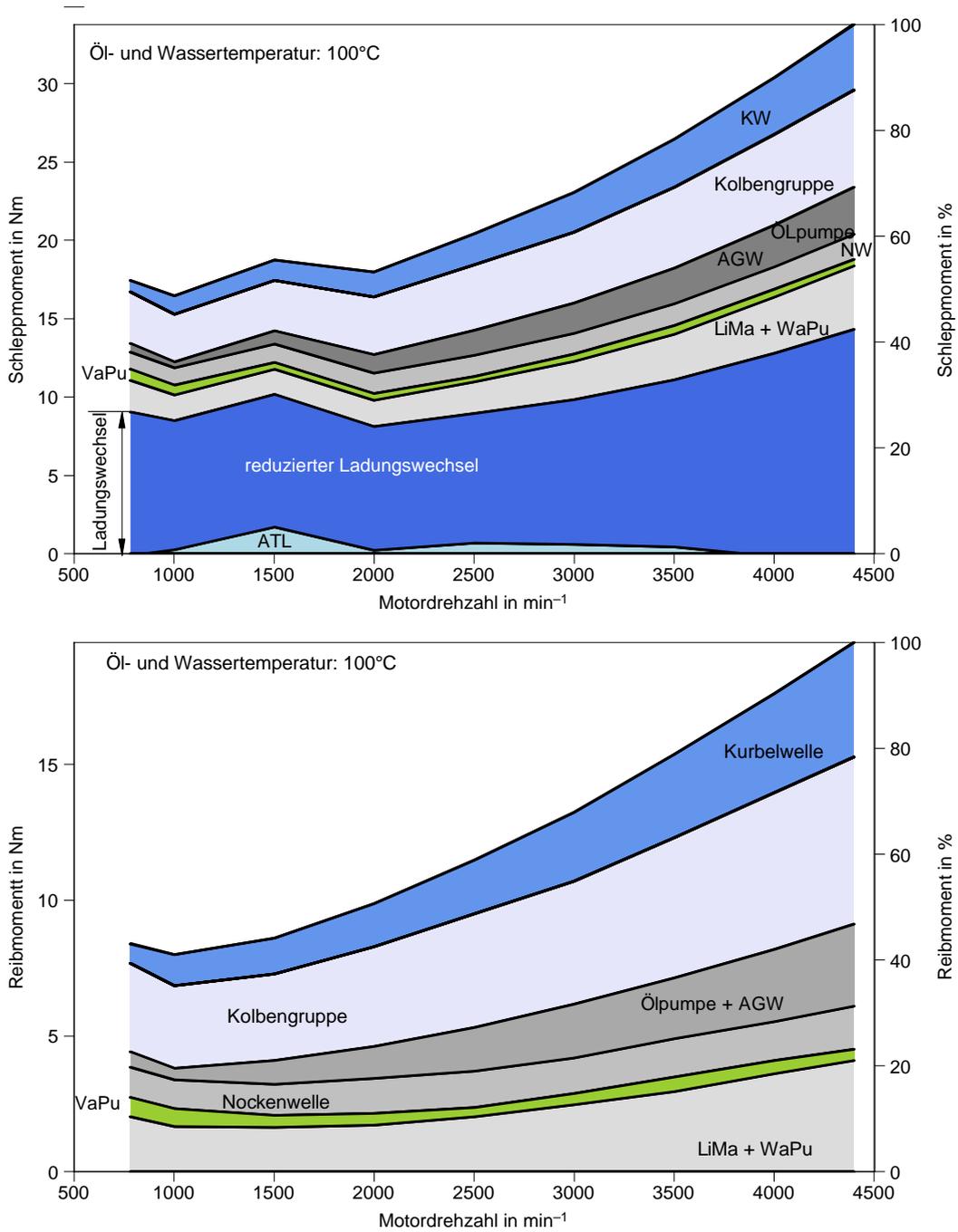


Bild 7.4: Schleppmoment und Reibmoment bei 100°C Öl und Wassertemperatur

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

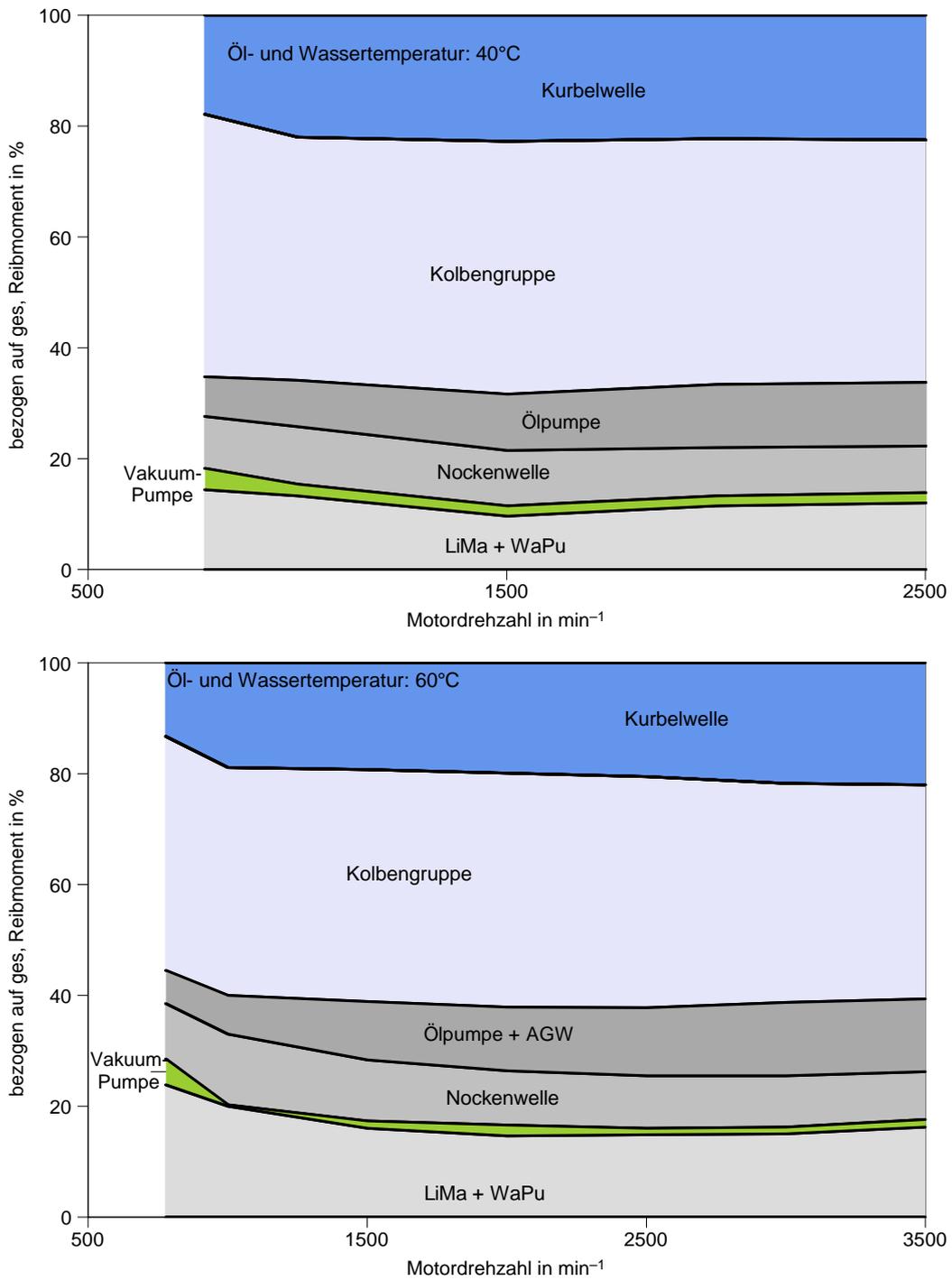


Bild 7.5: Reibmoment bezogen auf die Gesamtreibung

7 Aufteilung der Reibung auf die einzelnen Baugruppen

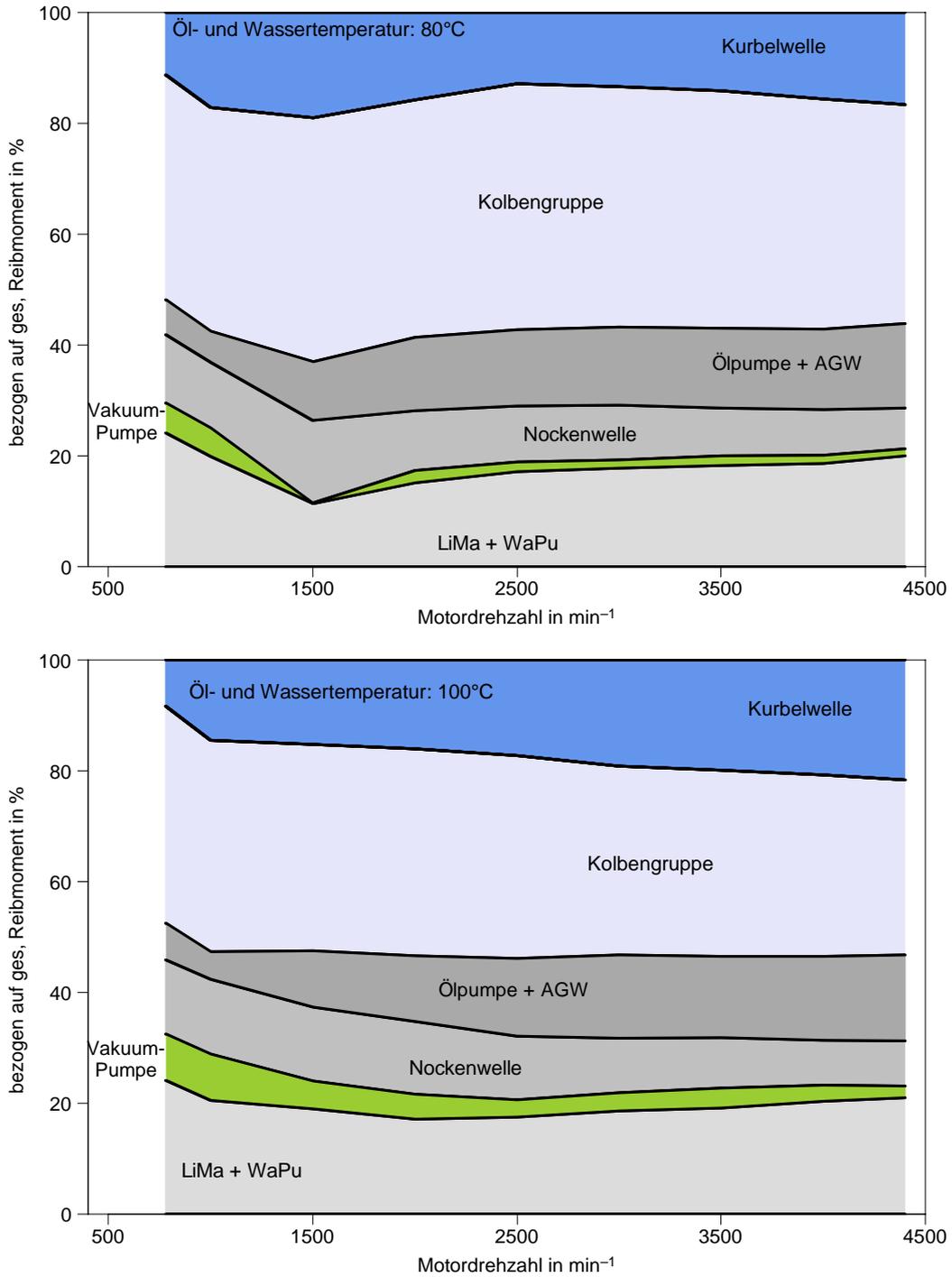


Bild 7.6: Reibmoment bezogen auf die Gesamtreibung

Literaturverzeichnis

- [1] www.Castrol.de, Stand April 2011.
- [2] A.Wimmer. *Vorlesungsskript Motorenmesstechnik*. 2007/2008.
- [3] R. Bosch. *Diesel-engine management*. Robert Bosch GmbH, 2004.
- [4] R. Bosch. *Diesel-engine management im Überblick*. Vieweg + Teubner Verlag, 2010.
- [5] H. Dubbel. *Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Auflage*. Springer Verlag, 1990.
- [6] H. Eichlseder. *Vorlesungsskript Kolbenmaschinen*. 2000.
- [7] H. Eichlseder. *Vorlesungsskript Funktionsentwicklung VKM und Antriebskonzepte*. 2009.
- [8] V. Gheorghiu. *Vorlesungsskript Kolbenmaschinen*. HAW Hamburg, 2005.
- [9] K. Gieck. *Technische Formelsammlung*, volume 1. 1972.
- [10] R. Golloch. *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Springer Verlag, 2005.
- [11] J. Kaibel. Diplomarbeit Detaillierte Analyse der Reibungsverhältnisse an den Kurbelwellenhauptlagern mit Ermittlung einer Formel zu deren Vorausberechnung. 1999.
- [12] B. Künne. *Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2*. Vieweg+ Teubner, 2008.
- [13] K. Mollenhauer. *Handbuch Dieselmotoren*. Springer Verlag, 2007.
- [14] R. Pischinger, M. Klell, and T. Sams. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer Wien New York, 2009.
- [15] K. Reif. Diesel-Einspritzsysteme im Überblick. *Moderne Diesel-Einspritzsysteme*, pages 102–107, 2010.
- [16] S.Knirsch, M. Kerkau, H.Neußer, and F.Porsche. Aachner kolloquium: Neue v-motoren mit benzindirekteinspritzung una variacam plus technologie, 2007.

Anhang

A Verwendete Geräte

A.1 Prüfstand

Alle Messungen wurden 2011 am Prüfstand 5 (Infeldgasse 21) durchgeführt. Der Motor wurde mit einer Asynchronmaschine Typ FKFOIN280M/A geschlept bzw. gebremst. Die Ansteuerung der Asynchronmaschine erfolgte über den Frequenzumformer ABB ACS 800-17-0490-3.

A.2 Drehmomentmessung

A.2.1 Drehmomentflansch HBM T12 200/2000

Typ	T12								
Genauigkeitsklasse	0,03								
Drehmoment-Messsystem									
Nennmoment M_{nom}	N·m	100	200	500					
	kN·m				1	2	3	5	10
Nennwert (Spanne zwischen Drehmoment = Null und Nennmoment)									
Frequenzausgang 10 kHz/60 kHz	kHz	5/30							
Spannungsausgang	V	10							
Kennwerttoleranz (Abweichung der tatsächlichen Ausgangsgröße bei M_{nom} vom Nennwert)									
Feldbusse	%	± 0,05							
Frequenzausgang	%	± 0,05							
Spannungsausgang	%	± 0,1							

Bild A.1: Technische Daten

Der Flansch hat eine Kalibrierfunktion implementiert, die zur Kalibrierung angewendet wurde.



Bild A.2: Drehmomentmessflansch HBM T12

A.3 Indizierung

A.3.1 Druckaufnehmer

Zur Druckindizierung wurden Glühstiftadapter des Typs AVL GU13G verwendet.

Die Indizierung wurde mit einer **Druckwaage** kalibriert. Die Kalibrierung erfolgte zwischen 0 und 160 bar. Nach kurzem Probelauf wurde die Kalibrierung wiederholt. Zwischen der ersten und der zweiten Kalibrierung kam es nur zu unbedeutenden Abweichungen. Um die Linearität der Quarze zu überprüfen wurden Drucksprünge der folgenden Höhen angelegt: 40,80,120 und 160 bar. Die Verstärkungsfaktoren der Messkette für alle 4 Drucksprünge wurden gemittelt.

Thermodynamische Spezifikationen

Zyklische Temperaturdrift	< ±0.6 bar
Lastwechseldrift	
Max. Nullpunktgradient dp/dt	1.5 mbar/ms
Bleibende Nullpunktabweichung	2 bar
pi-Stabilität	< 3 %

Zubehör

Kabel und Kupplungen	CI31-1, CC31, E124-10
Kabel-Montagewerkzeug	TC31
Montagewerkzeug	TA16 (M10); TT09 (M8)

Lieferumfang

1 Druckaufnehmer GU13G	1 Schutzkappe
1 Piezo-Eingangskabel CI31-1 mit Kupplung CC31 montiert	1 Kalibrier-Protokoll
2 Ersatz O-Ringe für Kabel	1 Spezifikationsblatt
	1 Bedienungsanleitung

Bild A.3: Technische Daten der Druckaufnehmer

Standardspezifikationen

Messbereich	0...200 bar (2900 psi), 20 MPa
Lebensdauer	> 10 ⁸ Lastwechsel
Überlastbereich	250 bar (3625 psi), 25 MPa
Empfindlichkeit (nominell)	15 pC/bar (1.03 pC/psi), 150 pC/MPa
Linearität	< ±0.3% FSO
Eigenfrequenz	130 kHz
Beschleunigungsempfindlichkeit	< 0.001 bar/g
Stoßfestigkeit	> 2000 g
Betriebstemperaturbereich	bis zu 400°C (750°F)
Empfindlichkeitsänderung	20...400°C <±2% 200...300°C <±0.5%
Isolationswiderstand bei 20°C (68°F)	>10 ¹³ Ω
Eigenkapazität	7 pF

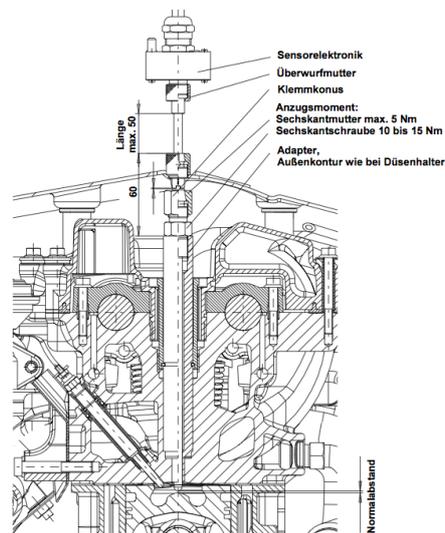
Bild A.4: Technische Daten der Druckaufnehmer

A.3.2 Messverstärker

Für die Indizierung wurden zwei **Messverstärker Piezo Amplifier 3066A02** verwendet.

A.3.3 OT-Einpassung

Die Totpunkteinpassung erfolgte mit der AVL OT-Sonde 428



A *Verwendete Geräte*

Kalibrierung Zylinderdrucksensor GU13G - Reibleistungsanalyse

20.01.2011

Sensor Serien#	Empfindlichk. pC/bar	Verstärker #	Verstärkung pC/V	Kalibrierf. lt. AVL bar/V	Belastung bar	Kal. Faktor neu bar/V	Spannung V	Messung 1 bar/V	Messung 2 bar/V	Messung 3 bar/V
5145	16,45	01/07	200	12,1581	200	12,213		12,216	12,210	
5145	16,45	01/07	200	12,1581	160	12,211		12,212	12,211	12,208
5147	16,48	01/08	200	12,1359	160	12,223		12,221	12,223	12,225
51517	16,20	02/02	200	12,3457	160	12,744		12,737	12,747	12,748
5153	16,30	02/02	200	12,2699	160	12,345		12,344	12,344	12,348
31.01.2011 - Kalibrierung für Reibkennfeld 1										
5145		01/07	200		40	12,208	-4,723	12,233	12,166	12,235
5145		01/07	200		80	12,213	-1,450	12,214	12,212	12,213
5145		01/07	200		120	12,192	-1,843	12,191	12,192	12,194
5145		01/07	200		160	12,178	5,138	12,178	12,179	12,178
					Mittelwert	12,198				
5147		01/08	200		40	12,284	-4,744	12,285	12,287	12,280
5147		01/08	200		80	12,252	-1,470	12,251	12,255	12,249
5147		01/08	200		120	12,231	-1,811	12,232	12,231	12,229
5147		01/08	200		160	12,223	5,090	12,222	12,225	12,222
					Mittelwert	12,247				
5153		02/02	200		40	12,385	-4,770	12,383	12,397	12,377
5153		02/02	200		80	12,361	-1,528	12,360	12,364	12,358
5153		02/02	200		120	12,352	-1,715	12,352	12,352	12,352
5153		02/02	200		160	12,340	4,966	12,340	12,341	12,339
					Mittelwert	12,359				

Bild A.5: Kalibriefaktoren des Messverstärkers

A.4 Abgasmesstechnik

AVL-AMA i60 Abgasanalyse

ETAS Lambda3 Lambdameter

Lambdasonde Bosch LSU 4.2 (Breitbandsonde)

A.5 Messung der Durchblasemenge

Die Luftmenge, die zwischen Kolben und Zylinderbuchse ins Kurbelgehäuse bläst wird über eine Messblende abgesaugt. Die Messblende ist auf 150 °C beheizt um Kondensation an der Blende zu verhindern. Die Messung erfolgte mit dem KS BLOWBY 627.

A.6 Temperatur- und Druckmessung

Meßbox			Messstelle					Gantner Netz		
Channel	Steckername	Eingangstyp	Sensor	Messstelle	Name	Messbereich	Signal	UART	Adr.	Channel
Projekt Diesel B37C15 - P5 - gefeuert										
PT01	X10	PT100		T nach Verdichter (vor LLK)	T20		3L PT100	3	1	1
PT02	X11			T nach LLK	T21		3L PT100	3	1	2
PT03	X12			T Kraftstoff Zulauf	T_KRZ		3L PT100	3	1	3
PT04	X13			Öltemperatur Hauptölkanal	T_HOEK		3L PT100	3	2	1
PT05	X14			T Saugrohr	T22		3L PT100	3	2	2
PT06	X15			T Kühlmittel Austritt	TWA1		3L PT100	3	2	3
PT07	X16			T Kühlmittel Austritt	TWA2		3L PT100	3	3	1
PT08	X17			T Kühlmittel Eintritt	TWE1		3L PT100	3	3	2
PT09	X18			T Kühlmittel Eintritt	TWE2		3L PT100	3	3	3
PT10	X19			T Luftfilterkasten	T10		3L PT100	3	4	1
PT11	X20			T Kraftstoff Rücklauf	T_KRR		3L PT100	3	4	2
PT12	X21			T dir. am Verdichteraustritt	T_20 BMW		3L PT100	3	4	3
AO 1	X22	AnIn	VW 03C906051A	p_Hauptölkanal	p_HOEK	0-10bar	0,5-4,5V	2	7	1
AO 2	X23	An Out						4	2	2
AO 3	X24							4	2	3
AO 4	X25							4	2	4
R 1	X26		Relais Out						Modul e.bloxx D2-1	
R 2	X27							Modul e.bloxx D2-1		
R 3	X28							Modul e.bloxx D2-1		
R 4	X29							Modul e.bloxx D2-1		
AI 1	X30	AN in	VW 03C906051A	p_Kraftstoff Zulauf	p_KRZ	0-10bar	0,5-4,5V	2	7	2
AI 2	X31		VW 03C906051A	p_Kraftstoff Rücklauf	p_KRR	0-10bar	0,5-4,5V	2	7	3
AI 3	X32		KS BlowBy670	Blow By mit Shunt am GantnerModul	BlowBy	0-200 l/min	0-20mA	2	7	4
AI 4	X33		entspr. T10 (X19)	Luftfeuchte und Umgebungstemp.	RF% / T_saug	5-95%	4-20mA	2	4	1/2
AI 5	X34							2	4	3
AI 6	X35							2	4	4
DIO 1	X36	Dig I/O						4	1	1
DIO 2	X37							4	1	2
DIO 3	X38							4	1	3
DIO 4	X39			Stromzange (nur Spannungsversorgung)				4	1	4
TC01	X40	TC		Temp. nach Turbine (vor Oxikat)	T41		Typ K	2	5	1
TC02	X41			Temp. nach. DOC	T40		Typ K	2	5	2
TC03	X42			Temp. vor Turbine	T31		Typ K	2	5	3
TC04	X43			Temp. in der Ölwanne	T_OelWanne		Typ K	2	5	4
TC05	X44						Typ K	2	6	1
TC06	X45						Typ K	2	6	2
TC07	X46						Typ K	2	6	3
TC08	X47						Typ K	2	6	4
n.n.	X48									
n.n.	X49									
P_01	X50	Druck		p nach Verdichter (vor LLK)	p20	-1 bis +3bar	4-20mA	2	1	1
P_02	X51			p nach LLK	p21	-1 bis +3bar	4-20mA	2	1	2
P_03	X52			p Abgas vor Turbine	p31	-1 bis +3bar	4-20mA	2	1	3
P_04	X53			p Abgas Entnahmestellen	p41	-1 bis +3bar	4-20mA	2	1	4
P_05	X54			p vor Verdichter	p10	-1 bis +3bar	4-20mA	2	2	1
P_06	X55			p Kühlmittel (Austritt)	p_KM	-1 bis +5bar	4-20mA	2	2	2
P_07	X56			p Abgas nach Turbine	p40	-1 bis +5bar	4-20mA	2	2	3
P_08	X57			p nach Oxikat	p41	-1 bis +5bar	4-20mA	2	2	4
P_09	X58			p Kurbelgehäuse	p_KG	0 bis 10bar	4-20mA	2	3	1
P_10	X59			p Kühlmittel (Eintritt)	p_KME	0 bis 10bar	4-20mA	2	3	2
		AI					0-10V	2	3	3
				p U			4-20mA	2	3	4

Bild A.6: Messstellentabelle