



Diplomarbeit

Vergleich von PKW-Dieselmotoren mit einer Reibungsanalyse

Von

Michael Penninger

Eingereicht am

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Technische Universität Graz

Betreuender Professor

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Mitwirkender Betreuer

Dipl.-Ing. Christof Hepp

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 entnommen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

Michael Penninger

Vorwort

Kraftfahrzeuge und ihre, zum Antrieb notwendigen Verbrennungskraftmaschinen, zwei für mich unumgängliche und mich mein ganzes, bisheriges Leben begleitende Themen. Sei es durch den elterlichen Kfz-Betrieb, wo ich seit jüngsten Jahren meinem Hobby, der Kfz-Mechaniker-Tätigkeit nachkam, oder durch die dem Studium vorangegangene HTL-Ausbildung an der HTL-Steyr, wo ich den Zweig Maschineningenieurwesen mit dem Ausbildungsschwerpunkt Fahrzeugtechnik besuchen durfte. Durch das nun absolvierte Studium wurde, zu der praktisch orientierten Sichtweise, auch die wissenschaftliche Betrachtung geschärft. Aus diesem Grund entschied ich mich im Frühjahr 2011 am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik eine Diplomarbeit zu verfassen.

Danken möchte ich hierbei Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder für die Möglichkeit diese Diplomarbeit am Institut durchführen zu können.

Ebenfalls recht herzlich bedanken möchte ich mich auch bei meinen beiden Betreuern, Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner und Dipl.-Ing. Christof Hepp, sowie bei Markus Schmidl für die ständige und kompetente Unterstützung, sowie für so manch lustige und gesellige Momente.

Besonderer Dank gilt meiner Familie, die mir durch all ihre Hilfestellung die Absolvierung dieses Studiums ermöglicht hat. An dieser Stelle ein großes Dankeschön an meine Mutter und meinen Stiefvater, Brigitta und Markus Mitterbauer, sowie an meine beiden Großmütter, die mich jederzeit und in jeglicher erdenklichen Weise, sei es finanzieller oder auch kulinarischer Natur, unterstützt haben.

Graz, September 2011

Michael Penninger

Kurzfassung

Umweltschutz, Ressourcenschonung, globale Erwärmung, dies alles sind gängige Schlagwörter unserer Zeit. Schlagwörter die bei jeder Neuentwicklung eines Produktes miteinfließen. So auch in der Motorenentwicklung. Eine wichtige Rolle dabei spielen der Einfluss und die Optimierung der mechanischen Verluste.

Der Inhalt dieser Arbeit ist, durch am Motorenprüfstand durchgeführte Schleppmessungen, einzelne Motorkomponenten auf ihre mechanischen Verluste zu untersuchen und in weiterer Folge die erhaltenen Ergebnisse mit einem im Vorfeld untersuchten Versuchsträger zu vergleichen und eventuelle Optimierungsmöglichkeiten aufzuzeigen. Beide Versuchsträger sind als aufgeladenen, direkteinspritzende, Dreizylinder-Dieselmotoren ausgeführt.

Die Reibungsanalyse wurde nach der Strip-Down-Methode durchgeführt, dabei erfolgt die Bewertung der einzelnen Komponenten durch eine festgelegte, schrittweise Demontage des Versuchsträgers und im weiteren durch Bildung des Differenzdrehmoments der einzelnen Schleppmessungen.

Im Anschluss an die durchgeführten Schleppmessungen wurden sowohl der in dieser Diplomarbeit untersuchte Motor, als auch die schon im Vorfeld untersuchte Verbrennungskraftmaschine zerlegt und einem Komponentenvergleich zwischen beiden Versuchsträgern unterzogen.

Abstract

Protection of the environment, Resource-Efficiency and Global Warming are keywords which surround us constantly these days. Keywords which must be considered when developing innovative products and technologies as for instance in the development of new engines. Among other things the influence and the optimisation of mechanical losses plays a major role in realising these concepts.

The purpose of this paper is to examine engine components for mechanical losses by running drag measurements on the engine test bed. Subsequently the obtained results are being compared with those of the test object which was analysed first and potential optimization possibilities are being demonstrated. Both test objects are turbocharged, three-cylinder-Diesel-engines with a direct injection system. The analysis of the engine was realised by the Strip-Down-method. The evaluation of the individual components is being attained by stepwise dismounting of the engine and by calculating the difference in torque of the individual drag measurements.

Following this, both test objects are being taken apart for the purpose of comparing the components of the engines.

Inhaltsverzeichnis

1	Grundlagen der Gleitlagerung	1
1.1	Reibung und Verschleiß	1
1.1.1	Reibungsarten.....	1
1.1.2	Reibungszustände	2
1.1.3	Stribeck-Kurve.....	3
1.2	Funktion und Wirkung	5
1.3	Hydrodynamische Schmierung.....	5
1.3.1	Schmierkeil und Tragfähigkeit	5
1.3.2	Lagerreibung.....	8
2	Messtechnische Grundlagen	10
2.1	Verfahren der Reibungsbestimmung	10
2.2	Indizierung	11
2.3	Drehmomentmessung	13
3	Versuchsträger	16
3.1	VW 1.2 TDI	16
3.1.1	Zylinderkopf	17
3.1.2	Kurbeltrieb.....	17
3.1.3	AGW-Modul und Ölpumpe	18
3.1.4	Common-Rail-Einspritzsystem	19
3.2	Komponentenvergleich.....	22
4	Schleppmessung.....	23
4.1	Bemerkung.....	23
4.2	Vollständiger Motor	26
4.3	Reduzierte Pumpverluste	28
4.4	Ohne Nebenaggregate.....	32
4.5	Ohne Hochdruckpumpe	34
4.6	Nullnockenwelle	36
4.7	Ohne Vakuumpumpe	40
4.8	Ohne Ventiltrieb	42
4.9	Ohne Ölpumpe und Ausgleichswelle	44
4.10	Ohne Kolbengruppe	47

4.11	Kurbelwelle mit Meistergewichten	50
4.11.1	Berechnung der erforderlichen Masse.....	50
4.11.2	Messreihe und Ergebnisse	51
5	Vergleich der ausgeführten Motoren.....	52
5.1	Bemerkung.....	52
5.2	Vollständiger Motor	54
5.3	Nebenaggregate	56
5.3.1	Kühlmittelpumpe	57
5.3.2	Riementrieb.....	59
5.4	Vakuumpumpe.....	61
5.5	Ventiltrieb	63
5.5.1	Ventiltrieb	64
5.5.2	Nockenwellenlagerung	65
5.5.3	Nockenwellenantrieb	66
5.6	Ölpumpe / Ausgleichswelle	68
5.6.1	Ölsystem	70
5.6.2	Ausgleichswelle.....	72
5.7	Pleuel-Kolben-Gruppe.....	73
5.8	Kurbelwelle	77
5.9	Mazda Skyactiv-D	78
6	Reibungsaufteilung auf die einzelnen Baugruppen.....	80
7	Ausblick.....	89
8	Literaturverzeichnis	91
9	Anhang.....	92
9.1	Prüfstand.....	92
9.2	Drehmomentmessung	92
9.2.1	Relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit	93
9.3	Blow-by-Messung.....	94
9.4	Indizierung	95
9.4.1	Druckaufnehmer.....	95
9.4.2	Indizierrechner	95
9.4.3	OT-Einpassung	96
9.4.4	Messverstärker.....	96

9.5	Wasser- und Ölkonditionierung	96
9.6	Messstellenliste	98
9.7	Schmierfilmdicke	99

Abkürzungsverzeichnis

AGW	Ausgleichswelle
ATL	Abgasturbolader
AGR	Abgasrückführung
DMS	Dehnmessstreifen
DLC	Diamond like Carbon (spezielle Oberflächenbeschichtung)
FU	Frequenzumformer
KM	Kühlmittel
KW	Kurbelwelle
LLK	Ladeluftkühler
LW	Ladungswechsel
Lima	Lichtmaschine
NW	Nockenwelle
Ölpu	Ölpumpe
VKM	Verbrennungskraftmaschine
Vapu	Vakuumpumpe
Wapu	Wasserpumpe

Formelverzeichnis

m_m	kg	Masse des Meistergewichts pro Zylinder
m_{osz}	kg	Oszillierende Masse der Kolbengruppe
m_{rot}	kg	Rotierende Masse der Kolbengruppe
m_{oszpl}	kg	Oszillierende Masse des Pleuels
m_{rotpl}	kg	Rotierende Masse des Pleuels
m_{pl}	kg	Pleuelmasse
m_{sch}	kg	Lagerschalenmasse
m_{Kolben}	kg	Kolbenmasse
s	mm	Schwerpunkt Pleuel vom kleinen Auge
l	mm	Länge des Pleuels
M_r	Nm	Reibmoment
$M_{Schlepp}$	Nm	Schleppmoment
M_{Gas}	Nm	Erhöhung des Schleppmomentes infolge der Gasarbeit
Δp_{KM}	bar	Kühlmitteldruckdifferenz zw. Motoreintritt und Motoraustritt
p_{KME}	bar	Kühlmitteldruck Motoreintritt
p_{KMA}	bar	Kühlmitteldruck Motoraustritt
F_r	N	Reibkraft
F_N	N	Normalkraft
F_{rhydr}	N	Hydrodynamische Reibkraft im Lager
μ	–	Reibbeiwert nach Coulomb
μ_0	–	Haftbeiwert
f	Hz	Abtastfrequenz
n_m	min^{-1}	Motordrehzahl
$p_{gemessen}(\varphi)$	bar	Gemessener Zylinderdruckverlauf
$p(\varphi)$	bar	Absolutdruck im Zylinder als Funktion des Kurbelwinkels
Δp_n	bar	Korrekturwert des Relativdruckes um Absolutdruck zu erhalten
f_M	Nm	Absoluter Gesamtfehler der Differenzbildung
τ	N/m^2	Schubspannung im Schmiermittel
u	m/s	Schmierstoffgeschwindigkeit
η	$mPa \cdot s$	dynamische Viskosität
ν	mm^2/s	kinematische Viskosität
S_0	–	Sommerfeldzahl
ψ_{eff}	–	Relatives effektives Lagerspiel
ω_{eff}	rad/s	Hydrodynamisch wirksame Winkelgeschwindigkeit des Lagers
\bar{p}	bar	Spezifische Lagerbelastung im Schmierpalt
η_{eff}	$mPa \cdot s$	Effektive dynamische Viskosität im Schmierpalt

1 Grundlagen der Gleitlagerung

1.1 Reibung und Verschleiß

Die Lehre von Reibung und Verschleiß, auch Tribologie genannt, wird als eigenes Fachgebiet angesehen. Unter Anwendung dieser Kenntnis soll im folgenden Kapitel auf die Reibung und die in einer VKM vorwiegend auftretende Schmierung eingegangen werden.

In allen Kontaktflächen zwischen zwei sich berührenden Bauteilen kommt es zu Reibung. Dies ist unumgänglich. Reibung ist ein Wort das sowohl mit negativen als auch positiven Aspekten behaftet ist. So kommt es auf der einen Seite, z.B. durch mechanische Reibung im Antriebsstrang, zum Verlust mechanischer Leistung, auf der anderen Seite jedoch wäre ohne Reibung an ein Vorwärtskommen nicht zu denken, da keine Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrzeuguntergrund möglich wäre.

Liegt keine Relativbewegung der Bauteile vor, kommt die Haftreibung zu tragen.

$$F_r \leq F_N \cdot \mu_0 \quad (1.1)$$

Sobald die Reaktionskraft F_r die Bedienung nicht mehr erfüllt, setzt sich der Körper in Bewegung und es kommt das Coulomb'sche Reibungsgesetz zur Anwendung.

$$F_r = F_N \cdot \mu \quad (1.2)$$

1.1.1 Reibungsarten

Je nach Art der Relativbewegung kann zwischen drei Reibungsarten unterschieden werden. In den Kontaktstellen kann es zu folgenden Relativbewegungen der Bauteile kommen:

- Gleiten: Eine Verschiebebewegung, welche tangential zu den berührenden Oberflächen geschieht.
- Rollen: Drehbewegung um Momentanpol mit - in idealisierter Form - punkt- oder linienförmiger Kontaktstelle.
- Bohren: Tritt - bei idealisierter Betrachtung - in punktförmigen Kontaktstellen auf, wo beide sich berührenden Körper unterschiedliche Geschwindigkeiten in Betrag und/oder Richtung haben.

Diesen Bewegungsarten können Reibungsarten zugeordnet werden. Dies kann aus Tabelle 1.1 entnommen werden.

Tabelle 1.1: Reibarten infolge der Bewegungsarten

Bewegungsart der Reibkörper	Reibungsart
Gleiten	Gleitreibung
Rollen	Rollreibung
Rollen und Gleiten	Wälzreibung
Bohren	Bohrreibung

Wälzen ist eine Überlagerung von Gleiten und Rollen, dabei kommt es zu Schlupf in der Kontaktfläche. Es tritt z.B. in Wälzlagern und an Zahnflanken auf.

1.1.2 Reibungszustände

Je nach Schmierzustand in der Reibstelle wird zwischen verschiedenen Reibzuständen unterschieden. Unter realen Bedingungen treten die unterschiedlichen Reibungszustände in Kombination auf oder gehen ineinander über.

Tabelle 1.2: Reibungszustände

Reibungszustand	Kennzeichnung
Festkörperreibung (Trockenreibung)	Reibung zwischen den festen Reibkörpern
Mischreibung	Flüssigkeits- und Festkörperreibung liegt gleichzeitig vor
Flüssigkeitsreibung (Gasreibung)	Flüssigkeit oder Gas befindet sich zwischen den Reibkörpern, es kommt zu keinem Oberflächenkontakt

Für die Festkörperreibung ist charakteristisch, dass sich kein flüssiger oder gasförmiger Schmierstoff zwischen den Reibpartnern befindet, deshalb kommt auch der Begriff Trockenreibung vor. Das übliche Kennzeichen der Mischreibung ist, dass, unter der Anwesenheit eines flüssigen Zwischenstoffs, es noch zu vereinzelt Kontakten der Oberflächen der Reibkörper kommt. Bei der Flüssigkeitsreibung hingegen ist die Schmierschicht schon so ausgeprägt, dass beide Flächen zur Gänze voneinander getrennt sind und es zu keinem Oberflächenkontakt kommt. Die Ausprägung der Schmierschicht kann nun auf zwei Arten geschehen. Entweder durch hydrostatischen oder hydrodynamischen Druckaufbau. Beim hydrostatischen Aufbau wird die Tragwirkung durch einen externen zur Verfügung gestellten Druck erzeugt, beim hydrodynamischen entsteht der Druck durch die Relativbewegung der Reibpartner. Es kann auch zum Reibungszustand der sogenannten Grenzreibung kommen. Hier kommt es zu intensiver Berührung der Oberflächenrauheiten obwohl die Reibkörper mit einem dünnen Schmierstoffilm bedeckt sind. Die Folge ist unzulässig hoher Verschleiß.

1.1.3 Stribeck-Kurve

Wird ein hydrodynamisches Gleitlager vom Stillstand aus bis zur Betriebsdrehzahl hochgefahren, werden die in Kapitel 1.1.2 beschriebenen Reibungszustände durchlaufen. Den Zusammenhang von Reibbeiwert μ und Gleit- bzw. Relativdrehzahl der Reibpartner bei konstanter Temperatur und somit konstanter Viskosität η , beschreibt die Stribeck-Kurve.

Die dynamische Viskosität η gibt den inneren Widerstand eines Schmierstoffes beim Verschieben seiner Schichten an, die kinematische Viskosität ν charakterisiert das Fließvermögen. Die Gesamtreibung einer geschmierten Gleitpaarung ist eine Kombination aus Festkörperreibung und der Flüssigkeitsreibung. Siehe Abbildung 1.1 sowie Abbildung 1.2.

Befindet sich die Welle im Stillstand ($n=0$) wirkt die Reibungszahl der Ruhe, es liegt also Haftreibung vor. Es kann in einem kleinen Bereich ab Start Grenzreibung angenommen werden bevor es zum Bereich der Mischreibung kommt.

Sobald die Mischreibung beginnt nimmt die Reibungszahl mit zunehmender Drehzahl stark ab bis ein Reibungsminimum erreicht wird. Hier befindet sich der Ausklinkpunkt. Ab diesem Punkt ist der Schmierfilm soweit ausgeprägt, dass es zu keinem direkten Kontakt der beiden Gleitpartner kommt. Die Drehzahl die in diesem Punkt vorliegt wird als Übergangsdrehzahl $n_{\dot{u}}$ bezeichnet und kennzeichnet den Übergang von Misch- zu Flüssigkeitsreibung.

Ab diesem Zeitpunkt liegt Flüssigkeitsreibung vor. Durch die zunehmende Gleitgeschwindigkeit werden die Flüssigkeitsschichten stärker geschert, sodass es nach Gleichung (1.3) zum erneuten Anstieg des Reibbeiwertes kommt, jedoch in viel geringerem Maße als in der Mischreibung bei sinkender Drehzahl. Der Verlauf der Stribeck-Kurve ist in Abbildung 1.1 links zu sehen.

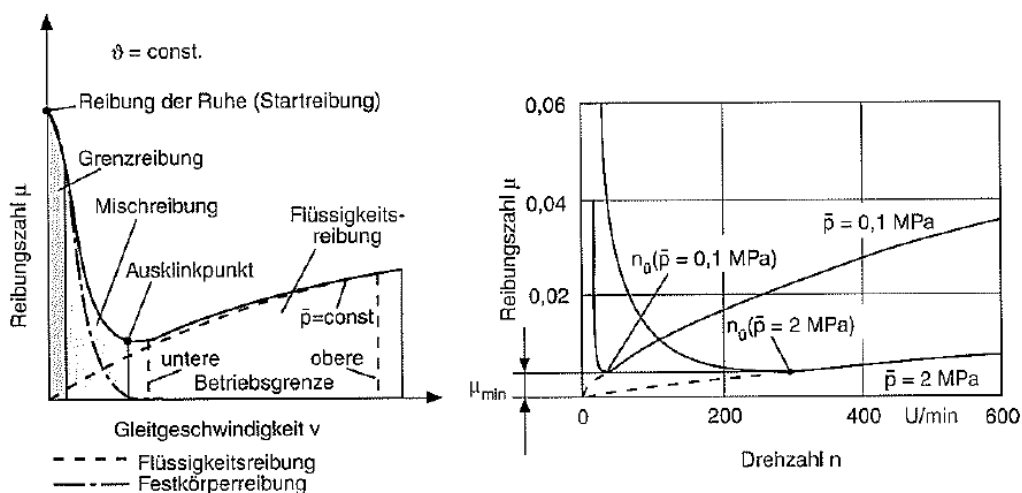


Abbildung 1.1: li.: Stribeck Kurve; re.: Einfluss der Belastung auf die Reibungszahl [16]

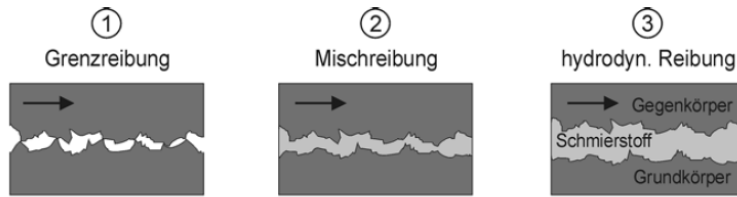


Abbildung 1.2: Reibungszustände bei Gleitreibung [11]

In Abbildung 1.1 rechts ist das Verhalten der Reibungszahl bei steigender Belastung dargestellt. Mit steigender Flächenbelastung sinkt im Mischreibungsgebiet die Reibzahl. Der Ausklinkpunkt und somit die Übergangsdrehzahl verschiebt sich nach rechts zu höheren Drehzahlen. Betriebszustände die sich links des Ausklinkpunktes befinden sind immer instabil, da ein kurzzeitiger Drehzahlabfall einen sofortigen Eintritt in das Mischreibungsgebiet und damit erhöhte Reibung zu Folge hat. Ein erneuter Drehzahlabfall aufgrund der höheren Reibung ist die Folge. Wird das Lager an einem Betriebspunkt rechts der Übergangsdrehzahl betrieben, wird bei auftretenden Störungen der ursprüngliche Zustand wieder hergestellt.

Durch steigende Betriebstemperatur sinkt auch die Viskosität des Schmiermittels. Mit einer sinkenden Viskosität ist nicht nur eine sinkende Reibungszahl verbunden sondern auch eine Erhöhung der Übergangsdrehzahl. Dargestellt ist dieser Zusammenhang in Abbildung 1.3. Daraus kann auch abgeleitet werden, dass für ein hydrodynamisches Gleitlager die Auslaufphase gefährlicher ist als die Anlaufphase. Beim Auslaufen hat das Schmiermittel eine höhere Temperatur und somit geringere Viskosität. Deswegen ist das Mischreibungsgebiet, welches beim Auslaufen durchfahren werden muss, größer als das beim Anlauf. Abhilfe kann hier eine zusätzliche Wellenbremse schaffen.

Um einen einwandfreien, verschleißfreien und reibungsarmen Lauf gewährleisten zu können, muss der Betriebspunkt des Gleitlagers auf dem rechten Ast der Kurve, genügend weit vom Ausklinkpunkt entfernt, gewählt werden. Das Reibungsminimum kennzeichnet nur den Übergangspunkt und ist für den Dauerbetrieb ungeeignet, denn eine geringe Drehzahlabenkung würde einen hohen Anstieg der Reibung und Verschleiß mit sich bringen.

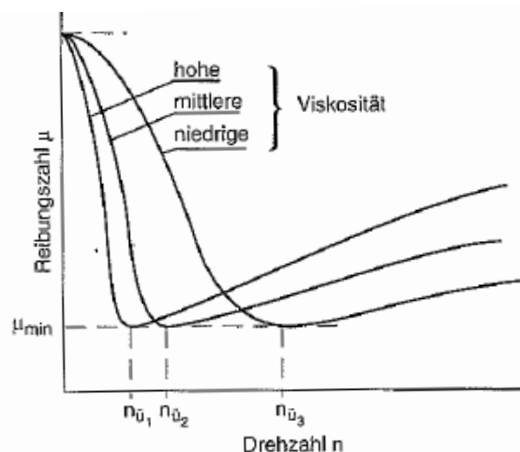


Abbildung 1.3: Einfluss der Viskosität auf Übergangsdrehzahl [16]

1.2 Funktion und Wirkung

Gleitlager werden als solche bezeichnet, bei dem die Relativbewegung zwischen Welle und Lagerschale bzw. einem Zwischenmedium durch eine Gleitbewegung gekennzeichnet ist. Im Weiteren kann durch die Art der Tragkraftherzeugung zwischen hydrostatischen und hydrodynamischen Gleitlagern unterschieden werden. So wird bei hydrostatischen Lagern der notwendige Schmierstoffdruck außerhalb des Lagers aufgebaut, beim hydrodynamischen erfolgt der Aufbau eines Schmierfilms durch die Relativbewegung zwischen Welle und Lagerschale. Der von der motorinternen Ölpumpe zur Verfügung gestellte Öldruck kennzeichnet nicht eine hydrostatische Anfahrhilfe der Lager, sondern dient fast ausschließlich zur Versorgung der Lagerstellen und anderer Verbraucher mit ausreichender Menge Schmierstoff. In den Gleitlagern von Verbrennungskraftmaschinen wird vor allem ein hydrodynamischer Schmierzustand angestrebt, bei dem die Welle und das Lager durch den tragenden Schmierfilm getrennt sind und somit metallische Berührung und der damit verbundene Verschleiß vermieden wird. Auch hinsichtlich der Belastung können Gleitlager unterschieden werden. So kann die Belastung in radialer sowie axialer Richtung erfolgen und auch kann die Last sich stationär oder instationär verhalten. In einer VKM kommen vorwiegend instationär belastete Radialgleitlager zum Einsatz.

1.3 Hydrodynamische Schmierung

1.3.1 Schmierkeil und Tragfähigkeit

Um einen selbsttätig, unmittelbar im Gleitraum erzeugten Schmierfilmdruck zu erhalten und die damit verbundene Tragfähigkeit zu erzielen, müssen die drei folgenden Bedingungen erfüllt sein:

- Ein sich, in Bewegungsrichtung verengender Gleitraum;
- Das Schmiermittel muss mit einer bestimmten Strömungsgeschwindigkeit durch die engste Stelle des Schmierpalts h_0 fließen;
- Haften des Schmierstoffes an beiden Gleitpartnern.

Bei Radialgleitlagern ist die erste Bedingung aufgrund des Durchmesserunterschiedes von Welle und Lagerschale erfüllt, denn bei geringster Exzentrizität der Welle entsteht ein Keilspalt. Die Relativbewegung von Welle und Lager bewirkt in einem Newton'schen Fluid eine Strömung, da es zum Haften des Schmiermittels an den Oberflächen der Gleitpartner kommt. Die Druckausbildung erfolgt, weil der an den Gleitpartnern haftende Schmierstoff in den sich verengenden Gleitraum gezogen wird.

Unter Zugrundelegung des Newton'schen Schubspannungsansatzes

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \quad (1.3)$$

und der vereinfachten Impulsgleichung in x-Richtung [15]

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\tau_{xy}}{\partial y} = \eta \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (1.4)$$

führt die entstandene Strömung zu Schubspannungen und Drücken. Dieser Druckaufbau bewirkt in Kombination mit der projizierten Gleitfläche die Tragkraft, welche einer äußeren Belastung entgegenwirkt und einen verschleißfreien Lauf gewährleistet. Die vorhandenen Schubspannungen im Lager führen zu einer Reibungskraft.

Darüber hinaus kommt es auch zu einem Druckaufbau durch Verdrängung, auch als Squeeze-Effekt bekannt. Dabei drückt die auf die Welle wirkende Last das Schmieröl seitlich aus dem Schmierpalt heraus. Die Viskosität des Öls setzt dem einen Widerstand entgegen. Somit wird ein zeitlich begrenzter Druckaufbau erreicht. Der Druckaufbau durch beide Effekte wird in Abbildung 1.4 dargestellt. Beide Druckverläufe können mittels Superposition zusammengefasst werden.

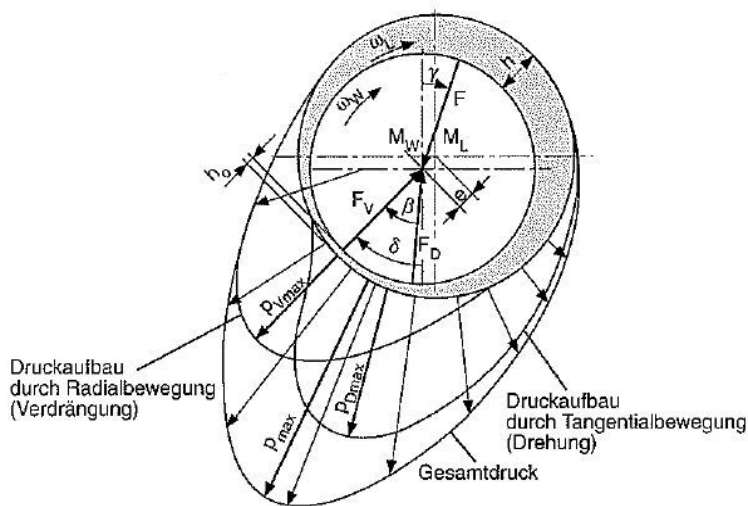


Abbildung 1.4: Hydrodynamischer Druckaufbau [15]

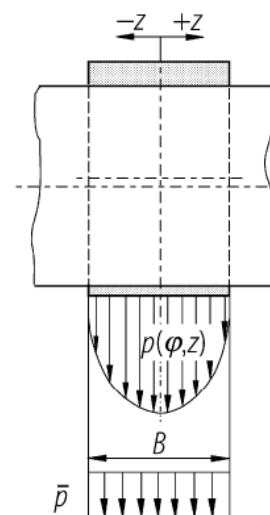


Abbildung 1.5: Druckaufbau über Lagerbreite [17]

Sobald sich im Lager eine Flüssigkeitsschicht gebildet hat, auf der die Welle aufschwimmt, muss es zu einem Gleichgewichtszustand zwischen Lagerbelastung F und den Reaktionskräften F_D und F_V kommen. Durch lösen der Reynold'schen Differentialgleichung für allgemeine Bewegungen erhält man den Druckverlauf in Abhängigkeit der Koordinate x in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit der Welle und der Breitenkoordinate z . Die beiden

Bewegungsfälle sind gemeinsam nicht lösbar. Es ist aber möglich sie getrennt voneinander zu lösen. Somit kann der Druckverlauf infolge der Drehung errechnet werden. Daraus resultiert die Tragkraft F_D .

Die Tragfähigkeit von hydrodynamischen Radialgleitlagern wird mit Hilfe der Sommerfeldzahl beschrieben. Es ergeben sich hier, aufgrund der unterschiedlichen Effekte zum Druckaufbau, auch zwei unterschiedliche Sommerfeldzahlen. Eine zufolge der Drehung, die andere zufolge der Verdrängung. Unter Verwendung der hydrodynamisch wirksamen Winkelgeschwindigkeit ω_{eff} und des relativen Lagerspiels ψ_{eff} wird zuerst die Sommerfeldzahl zufolge Drehung S_{0D} berechnet. η_{eff} beschreibt die effektive dynamische Viskosität im Schmierpalt.

$$S_{0D} = \frac{F_D \cdot \psi_{eff}^2}{B \cdot D \cdot \eta_{eff} \cdot \omega_{eff}} \quad (1.5)$$

Nachdem die Lagerbreite B , Lagerdurchmesser D und die Sommerfeldzahl S_{0D} bekannt sind, wird die relative Exzentrizität ε aus Abbildung 1.6 ermittelt.

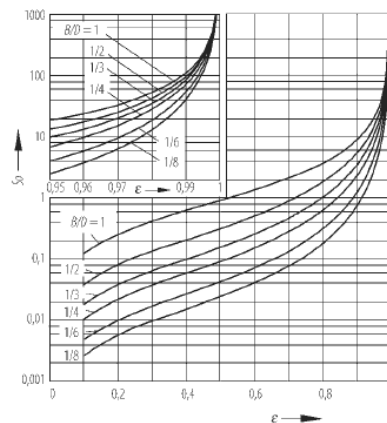


Abbildung 1.6: S_{0D} in Abhängigkeit von B/D und ε

Nachdem nun die relative Exzentrizität ε bekannt ist, kann die Sommerfeldzahl zufolge Verdrängung S_{0V} aus Abbildung 1.7 ermittelt werden. Die relative Exzentrizität ε ist die übliche Bestimmungsgröße für die Auslenkung der Wellenmitte zur Lagermitte. Aus Gleichung (1.6) kann dann die Tragkraft zufolge Verdrängung F_V errechnet werden:

$$S_{0V} = \frac{F_V \cdot \psi_{eff}^2}{B \cdot D \cdot \eta_{eff} \cdot \omega_{eff} \cdot \dot{\varepsilon}} \quad (1.6)$$

Da nun beide Tragkräfte bekannt sind können sie mit dem Verfahren der überlagerten Tragkräfte zusammengefasst werden. Die Tragkraft F eines instationär beanspruchten Gleitlagers ergibt sich aus der vektoriellen Summe von F_D und F_V .

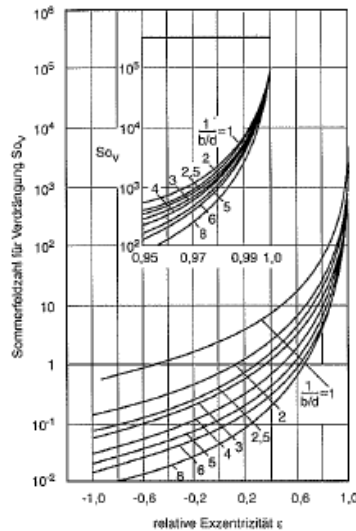


Abbildung 1.7: S_{0V} in Abhängigkeit von B/D und ε

Anschließend kann die minimale Schmierfilmdicke h_{min} berechnet werden. Um einen verschleißfreien Betrieb zu gewährleisten sollte $h_{min} > h_{lim}$ gewählt werden. Werte für h_{lim} sind dem Kapitel 9.7 oder der VDI-Richtlinie 2204 zu entnehmen.

$$h_{min} = \frac{D}{2} \cdot \psi_{eff} \cdot (1 - \varepsilon) \quad (1.7)$$

Der hier gezeigte Rechengang zur Auslegung eines instationär belasteten Radialgleitlagers wurde Literatur [16] entnommen. Um eine detailliertere Version dieser Auslegungsabfolge zu erhalten, möchte ich auf Literatur [16] verweisen.

1.3.2 Lagerreibung

Mittels der Newton'schen Schubspannungshypothese kann auch die hydrodynamische Lagerreibung beschrieben werden.

$$F_{r_{hydr}} = \int \tau \, dA = \int \eta \cdot \frac{du}{dy} \, dA \quad (1.8)$$

Demnach ist die hydrodynamische Reibkraft maßgeblich von der ölbenetzten Fläche A des Lagers und den Scherspannungen im Schmier-spalt abhängig. Nach Gleichung (1.3) berechnet sich die Schubspannungen aus dem Produkt des Geschwindigkeitsgradienten und der dynamischen Viskosität. Somit treten hohe Reibkräfte bei hoher Viskosität und hohen Gleitgeschwindigkeiten auf. Die Tragfähigkeit verbessert sich mit steigender Viskosität da der hydrodynamische Schmierkeil schneller aufgebaut werden kann. Dadurch verringert sich auch der Verschleiß. Mittels Reduzierung des Lagerdurchmessers kann eine Verringerung

der Reibung erreicht werden. Dies reduziert einerseits die benetzte Fläche A , andererseits auch die Umfangsgeschwindigkeit der Welle.

Die durch Reibung verlorene Leistung kann durch die Gleichung

$$P_r = F_{r_{hydr}} \cdot v_{Gleit} \quad (1.9)$$

errechnet werden. Auch hier ist eine Absenkung der Umfangsgeschwindigkeit der Welle von Vorteil, da es auch hier zu einer Reduktion der Reibleistung kommt.

Trotz hoher Reibkräfte kann es aber zu vernachlässigbare Reibleistung kommen. Ein Beispiel hierfür ist das Reibsystem Kolbenring/Laufbuchse. Während des Kolbenhubs variiert die Gleitgeschwindigkeit des Kolbens zwischen Null in den Totpunkten und einem Maximum im Bereich des halben Hubes. Besonders im Zünd-OT kommt es zu hohen Reibkräften, da die Kolbenringe wegen des hohen Zylinderdrucks gegen die Zylinderwand gepresst werden. Allerdings kommt es aufgrund der Kolbengeschwindigkeit, die im OT nahezu Null ist, nur zu sehr geringen Reibleistungen, obwohl ein direkter Kontakt von Laufbuchse und Kolbenring passiert.

2 Messtechnische Grundlagen

2.1 Verfahren der Reibungsbestimmung

Zur Bestimmung der mechanischen Reibungsverluste gibt es verschiedene Möglichkeiten, wobei die meisten prinzipbedingte Ungenauigkeiten aufweisen. Zu nennen sind hier

- das Indizierverfahren,
- der Schleppversuch,
- die Willanslinien,
- die Zähigkeitsmethode und
- der Abschaltversuch.

Die bei dieser Diplomarbeit angewandte Methode ist der Schleppversuch. Da der VW 1.2 TDI nicht gefeuert betrieben wurde, und die einzelnen Baugruppen bewertet werden sollten, war dies die beste Vorgangsweise.

Beim Schleppversuch wird die VKM von einer anderen Maschine angetrieben, die VKM wird also geschleppt betrieben. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgte der Antrieb über eine Asynchronmaschine, welche einen 4-Quadrantenbetrieb ermöglicht.

Bei den durchgeführten Schleppmessungen wurden das Strip-Down-Verfahren angewandt, das heißt das ausgehend vom vollständigen Motor kontinuierlich vorgegebene Baugruppen vom Motor demontiert wurden und somit eine Aufteilung des Schleppmomentes auf die demontierten Motorbaugruppen ermöglicht wurde. Ein Nachteil dieses Verfahrens ist, dass der Motor nicht die gleichen Betriebszustände erreicht wie im gefeuerten Betrieb. So weichen Bauteiltemperaturen im geschleppten Betrieb deutlich von denen im gefeuerten ab. Auch bewirken die deutlich geringeren Gaskräfte im Motor ein anderes Reibungsverhalten als im gefeuerten Betrieb. Den Abweichungen der Bauteiltemperaturen wird mittels einer Kühlmittel- und Ölkonditionieranlage versucht, entgegen zu wirken. Durch diese Konditionieranlagen können Temperatur sowie Druck bzw. Durchfluss des jeweiligen Mediums geregelt werden. Ein weiterer Nachteil ist, dass zwar eine näherungsweise aber jedoch nicht exakte Aufteilung des effektiven Mitteldruckes in Reibmitteldruck und inneren Mitteldruck vorgenommen werden kann.

Die erfasste Hauptmessgröße war das Schleppmoment, welches von der Asynchronmaschine aufgebracht werden musste um die VKM in einem bestimmten Betriebspunkt zu betreiben. Abgegriffen wurde das Moment an einem im Antriebsstrang verbauten Drehmomentmessflansch.

Auf die Reibung der demontierten Baugruppe wurde durch die Differenzenbildung des Schleppmomentes mit und ohne dieser Baugruppe geschlossen. Werden die Ergebnisse der einzelnen Baugruppen wieder aufsummiert erhält man die Reibung des vollständigen Motors. Stimmt das kumulierte Ergebnis mit dem Schleppmoment der ersten Messung, also des vollständigen Motors, überein ist bewiesen, dass das Strip-Down-Verfahren fehlerfrei durchgeführt worden ist.

2.2 Indizierung

Obwohl der VW 1.2 TDI nur im geschleppten Zustand betrieben worden ist, wurde parallel zur Drehmomentmessung eine Zylinderdruckindizierung an allen drei Zylindern vorgenommen. Der Druckverlauf wurde über piezoelektrische Druckaufnehmer gemessen, welche im Vergleich zu piezoresistiven Druckaufnehmern nur relative Druckänderungen messen können. Das von den Aufnehmern ausgegebene Ladungssignal wurde von Ladungsverstärkern einerseits verstärkt und andererseits in ein Spannungssignal umgewandelt, welches in weiterer Folge vom Indizierrechner ausgewertet wurde.

Der Druckaufnehmer ist als Glühstiftadapter des Typs AVL GU13G ausgeführt und wird somit von außen in den Brennraum eingeführt. Bei als Mehrventilmotoren ausgeführten Aggregaten kann sich der Einbau dieser Druckaufnehmer besonders schwierig gestalten. Für Motoren mit Fremdzündung gibt es spezielle Ausführungen von Zündkerzen mit integriertem Druckaufnehmer, die eine Doppelfunktion besitzen. Sie zünden zum einen das Gemisch und zum anderen wird auch der Zylinderdruck gemessen.

Mit den verwendeten piezoelektrischen Druckaufnehmern kann prinzipbedingt nur die relative Druckänderung gemessen werden, nicht jedoch der physikalisch korrekte Absolutdruck $p(\varphi)$. Der gemessene Druckverlauf $p_{gemessen}(\varphi)$ muss somit um den Betrag Δp_n korrigiert werden.

$$p(\varphi) = p_{gemessen}(\varphi) + \Delta p_n \quad (2.1)$$

Die Korrektur der Nullpunktverschiebung geschah mit Hilfe der thermodynamischen Nulllinienfindung. Dabei wird der gemessene Druckverlauf mit einem berechnetem verglichen. Dazu wird nach dem Verfahren von Hohenberg von einem konstanten Polytropenexponent in einem gewissen Kurbelwinkelbereich ausgegangen. Um der Annahme des konstanten Polytropenexponenten zu entsprechen, ist es von Vorteil das Kurbelwinkelintervall möglichst klein zu wählen.

So folgt aus der Polytropengleichung

$$\frac{p_{2_{gemessen}} + \Delta p_n}{p_{1_{gemessen}} + \Delta p_n} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n \quad (2.2)$$

die Druckerhöhung Δp_n :

$$\Delta p_n = \frac{p_{1_{gemessen}} \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n - p_{2_{gemessen}}}{1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n} \quad (2.3)$$

Der Polytropenexponent wurde mit $n=1,38$ gewählt.

Es sollte jedoch erwähnt werden, dass ein Fehler im Absolutdruck nicht als Fehler in den indizierten Mitteldruck eingeht, da das $\int p \, dV$ über ein ganzes Arbeitsspiel gebildet wird.

Maßgeblichen Einfluss auf den Fehler des indizierten Mitteldrucks hat die Lage des oberen Totpunktes, also eine korrekte Zuordnung der Druckänderung zur Volumenänderung. Die Änderung des Hubvolumens ist immer eine Funktion der Kurbeltriebsgeometrie und des Kurbelwinkels. Da die Geometrie des Kurbeltriebs an einer ausgeführten VKM gleich bleibt, ist das Hubvolumen nun nur mehr vom variablen Kurbelwinkel abhängig. Somit kommt der korrekten Zuordnung von Druckänderung und Kurbelwinkel eine entscheidende Bedeutung zu.

Die Auswirkungen der Winkelverschiebung bewirkt eine Änderung bei der indizierten Arbeit bzw. des indizierten Mitteldrucks, welcher größer wird, wenn der Druckverlauf voreilt, bzw. kleiner wenn der Druckverlauf nacheilt. Daraus resultieren größere bzw. kleinere Reibmitteldrücke.

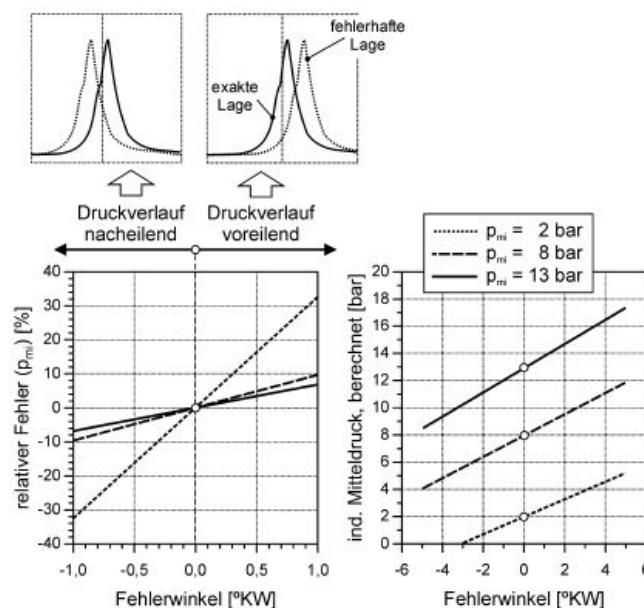


Abbildung 2.1: Auswirkung OT-Lage auf den Messfehler [12]

In Abbildung 2.1 ist die Abhängigkeit des Messfehlers des indizierten Mitteldrucks vom Fehlerwinkel des oberen Totpunkts dargestellt. Die Höhe des relativen Fehlers steigt mit fallender Last stark an. Somit ist die große Bedeutung der möglichst genauen OT-Einpassung bei den durchgeführten Schleppversuchen erklärt, da sich hier der indizierte Mitteldruck auf nur sehr geringem Niveau bewegt. Der Fehlerwinkel geht linear in den Messfehler ein.

Die OT-Einpassung während dieses Projektes erfolgte durch einen kapazitiven OT-Sensor. Dieses Verfahren stellt eine der genauesten Möglichkeiten dar, um die OT-Lage zu bestimmen, weil direkt die Kolbenbewegung gemessen wird, dadurch werden Genauigkeiten von $\pm 0,1^\circ$ KW erzielt. Zur Bestimmung der OT-Lage wird die Sonde anstatt des Injektors des ersten Zylinders im Zylinderkopf montiert und mittels einer Klemme fixiert. Die Bestimmung der OT-Lage soll auf dem Zylinder erfolgen, der die nächstgelegene Position zum Winkelsensor hat. Dadurch werden mögliche Ungenauigkeiten durch die auftretende Kurbelwellentorsion minimiert.

Das Funktionsprinzip des Sensors basiert auf einem kapazitiven Messverfahren bei dem die, sich linear zum Kolbenabstand ändernde, Kapazität zwischen Kolben und Sensor gemessen wird und die Ausgabe eines Spannungssignals bewirkt. Ein 4-Takt-Motor weist sowohl im Ladungswechsel- als auch im Zünd-OT ein Maximum des Sensorausgangssignals auf. Obwohl die Amplitude des Spannungssignals im Ladungswechsel-OT größer ist, hervorgerufen durch Spiel im Gleitlager als auch durch den geringeren Zylinderdruck, wird zur Bestimmung der Lage des oberen Totpunktes das Signal des Zünd-OT genutzt. Somit werden im realen Betrieb auftretende Deformationen und mögliche Verfälschungen der Kapazität durch Ventilbewegungen berücksichtigt.

2.3 Drehmomentmessung

Die Messung des Drehmoments erfolgte während dieses Projektes über einen Drehmomentmessflansch, welcher in den Antriebsstrang der VKM integriert wurde. Siehe Abbildung 2.2. Während der durchgeführten Schleppmessungen wurde ein Wechsel des Messflansches, mit dem Ziel der Messgenauigkeitssteigerung, vorgenommen. Näheres dazu in Kapitel 4.6. Die zum Einsatz kommenden Messaufnehmer waren:

- **HBM T12/2000** mit einem Messbereich von ± 2000 Nm und einer Reproduzierbarkeit von $\pm 0,03\%$ des Ausgangssignals
- **HBM T12/200** mit einem Messbereich von ± 200 Nm und einer Reproduzierbarkeit von $\pm 0,03\%$ des Ausgangssignals

Die Definition der Reproduzierbarkeit ist dem Kapitel 9.2.1 zu entnehmen. Drehmomentaufnehmer dieser Art bestehen aus einem Stator und einem Rotor, wobei der Rotor das Drehmoment aufnimmt. Durch die Einwirkung des Momentes kommt es zur Rotorverformung, welche mittels der angebrachten Dehnmessstreifen (DMS) in ein Spannungssignal umwandelt wird und berührungslos an den Rotor weitergeleitet wird. Zur Weiterverarbeitung der Messdaten stehen nun unterschiedliche Kanäle mit unterschiedlichen Abtastraten zur Verfügung. Um ein möglichst exaktes Abbild des realen Motormomentes zu erlangen, ist eine hohe Abtastrate erwünscht. Die Kanäle aus denen Messdaten zur Verfügung standen waren:

- Profi Bus Kanal **M_HBM** mit 500 Hz Abtastrate
- Digitaler Kanal **M_Dig_HBM** mit 200 Hz Abtastrate
- Analoges Kanal **INDI_M_HBM** der alle 0,1°KW abtastet

Somit wird das Signal welches durch den Rechner des Indiziersystems ausgewertet wird mit

$$f = \frac{1}{60} n_m \cdot 3600 \quad (2.4)$$

abgetastet. Da die 360° einer Umdrehung in 0,1°-Schritten abgegriffen werden, kommt es bei einer Motordrehzahl von 2000 min⁻¹ zu einer Abtastrate von 120 kHz.

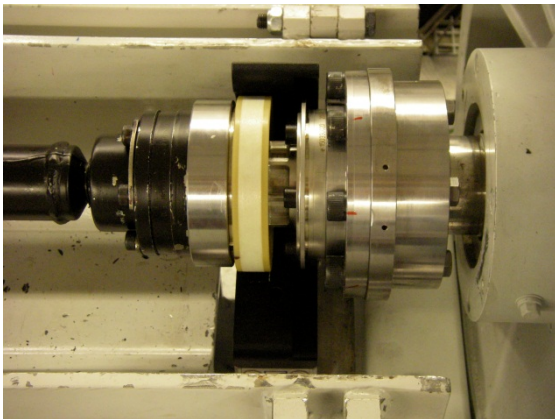


Abbildung 2.2: Drehmomentmessflansch
HBM T12



Abbildung 2.3: Rotor li.: HBM T12/200;
re.: HBM T12/2000

Um die Genauigkeit der Messungen quantifizieren zu können, wird Beispielsweise die Differenz zwischen zwei durchgeführten Messungen auf ihre Fehlerbehaftung untersucht.

- $M_{\text{Schlepp1}} = 20 \text{ Nm}$
- $M_{\text{Schlepp2}} = 18 \text{ Nm}$
- $\Delta M = 2 \text{ Nm}$

Wird nun von der angegebenen Reproduzierbarkeit der einzelnen Ergebnisse von $\pm 0,03\%$ ausgegangen kann es bei M_{Schlepp1} zu einer möglichen absoluten Abweichung von $\pm 0,006 \text{ Nm}$ und bei M_{Schlepp2} zu $\pm 0,0054 \text{ Nm}$ kommen. Werden beide Ergebnisse als voneinander unabhängige, fehlerbehaftete Messgrößen angesehen können sie mit der Gleichung der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung zu einem Gesamtfehler zusammengefügt werden.

$$f_M = \sqrt{f_{M_{\text{Schlepp1}}}^2 + f_{M_{\text{Schlepp2}}}^2} \quad (2.5)$$

Ein absoluter Gesamtfehler von $0,0081 \text{ Nm}$ ist die Folge. Daraus ergibt sich ein relativer Fehler, bezogen auf das Differenzmoment von 2 Nm von $0,4\%$. Somit kann eine genaue Drehmomentfassung gewährleistet werden.

In dieser Berechnung ist jedoch nicht berücksichtigt, dass die Drehmomentmessung an einer Verbrennungskraftmaschine immer mit zyklischen Schwankungen, welche durch die Zündfolge der einzelnen Zylinder und bewegte Motorkomponenten hervorgerufen wird, verbunden ist. Somit kommt es gezwungenermaßen bei der Differenzbildung von aufeinanderfolgenden Drehmomentmessungen zu einem Fehler unbekannter Größe.

3 Versuchsträger

3.1 VW 1.2 TDI

Die in diesem Kapitel verwendeten Daten und Informationen, welche nicht durch eigene Untersuchungen verifiziert worden sind, entstammen der Literatur [1][7].

Der im Rahmen dieser Diplomarbeit zu untersuchende Versuchsträger der Marke Volkswagen, kurz VW genannt, ist ein, mittels Abgasturbolader aufgeladener, direktinspritzender Dreizylinder-Dieselmotor. Dieser soll als Vergleichsmotor für den BMW B37C15 dienen. Tabelle 3.1 stellt anschaulich beide Motoren gegenüber und gibt Auskunft über ihre Eckdaten.

Tabelle 3.1: Gegenüberstellung der Versuchsträger

		B37C15	VW 1.2 TDI
Hubvolumen	cm ³	1496	1199
Leistung	kW	85	55
Drehmoment	Nm	270 (2000min ⁻¹)	180 (2000min ⁻¹)
spez. Leistung	kW/l	56,7	45,9
max. Mitteldruck	bar	22,6	18,9
max. Spitzendruck	bar	150	≤150(?)
Bohrung	mm	84	79,5
Hub	mm	90	80,5
Hub/Bohrung	-	1,07	1,01
Verdichtung	-	16,5	16,5
Schubstangenverhältnis	-	0,315	0,265

Es konnten keiner Literatur Werte für den maximalen Spitzendruck des VW 1.2 TDI entnommen werden. Dieser Wert ist sehr interessant, da er Aufschluss über die Belastung des Kurbeltriebes gibt und somit die Konstruktion der einzelnen Bauteile besser verstanden werden könnte. Deshalb wurde eine Abschätzung des maximalen Spitzendruckes vorgenommen. Durch das gleiche Verdichtungsverhältnis aber den geringeren maximalen Mitteldruck wurde dem Motor ein maximaler Spitzendruck von ≤150 bar unterstellt, wobei davon ausgegangen wird das sich das Niveau eher bei 140 bar bewegt. Übliche Spitzendruckwerte liegen bei Dieselmotoren im Bereich von 135 bis 200 bar. Das Einspritzsystem ist als Common-Rail-System mit Magnetventil-gesteuerten Einspritzventilen ausgeführt und wird von Delphi hergestellt. Der Abgasturbolader ist mit einer variablen Turbinengeometrie ausgerüstet.

3.1.1 Zylinderkopf

Gefertigt aus Aluminium-Guss, besitzt er je zwei senkrechtstehende Einlass- und Auslassventile mit gedrehtem Ventilstern. Der Antrieb der Nockenwelle erfolgt von der Kurbelwelle über einen Zahnriemen auf die Auslassnockenwelle. Ein- und Auslassnockenwellen verbindet eine Stirnradverzahnung mit integriertem Zahnflankenspielausgleich. Die Ventilbetätigung erfolgt über Rollenschlepphebel mit hydraulischem Ventilspielausgleich. Außerdem verfügt der Zylinderkopf über einen integrierten AGR-Kanal.

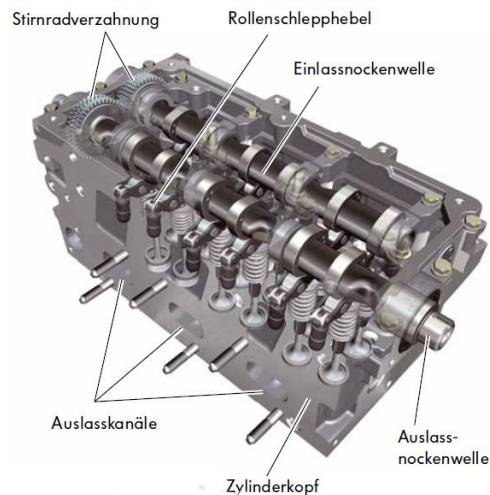


Abbildung 3.1: Zylinderkopf [7]

3.1.2 Kurbeltrieb

Die vierwangige Kurbelwelle ist ebenso wie die Pleuel als geschmiedetes Bauteil ausgeführt. Der Motor weist ein quadratisches Hub-/Bohrungsverhältnis auf. Zusätzlich bewirkt die Pleuellänge von 152 mm ein geringes Schubstangenverhältnis, welches sich günstig auf die innere Reibung auswirken sollte. Die Pleuel sind aus Aluminium-Guss gefertigt und sind baugleich mit dem des VW 1.6 TDI.



Abbildung 3.2: Kurbeltrieb [1]

3.1.3 AGW-Modul und Ölpumpe

Um beim 3-Zylindermotor die freien Momente I. Ordnung auszugleichen bedarf es eines entsprechenden Massenausgleichs. Dies wurde mit dem AGW-Modul realisiert, welches sich an der Unterseite des Motorblockes befindet. Zentrales Bauteil, welches mehrere Aufgaben übernimmt, ist ein Leiterraum aus Aluminium-Druckguss. Er beinhaltet die Gleitlagerstellen der Ausgleichswelle und das Gehäuse der Ölpumpe. Zusätzlich dient das Bauteil als Schwallwand zur Vermeidung von Panschverlusten und Ölverschäumung durch die Rotation der Kurbelwelle. Um Panschverluste der AGW zu vermeiden trennt eine Kunststoffkapsel diese vom Ölsumpf ab. Ein in die Kapsel integrierter Ölkanal gewährleistet die sichere Versorgung der Ölpumpe.

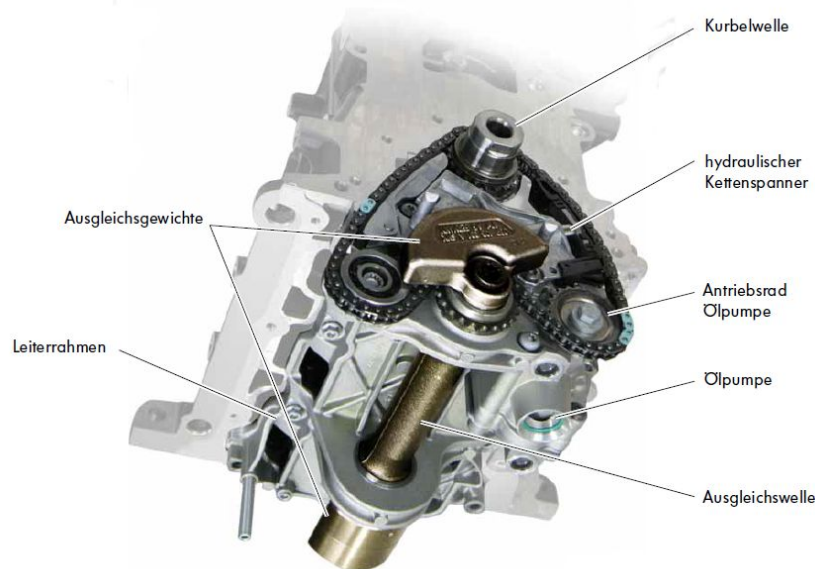


Abbildung 3.3: AGW-Modul des VW 1.2 TDI [7]

Die Ölpumpe ist als Zahnringpumpe mit einer internen Volumenstromregelung ausgeführt. Hinsichtlich des mechanischen Wirkungsgrades weist die Zahnringpumpe einen Nachteil im Vergleich zur Aussenzahnradpumpe mit Evolventenverzahnung auf. Jedoch kehrt sich dieser Effekt bei den Verlustanteilen, welche durch Scherung des Öls entstehen um, sodass hier ein Vorteil erreicht werden kann [9]. Die Ölpumpe ist indirekt geregelt, das heißt dass der Regeldruck nicht der Pumpendruck selbst ist, sondern das Öldruckregelventil ist vom Druck des Hauptölkanals beaufschlagt. Ist dieser zu hoch öffnet das Ventil und das System regelt ab. Beim Kaltstart kann es zu einem kritischen Verhalten dieses Systems führen, da es durch die hohe Viskosität und Trägheit des Systems in Verbindung mit dem geringen Ölbedarf des Motors zu einer zu hohen Druckbeaufschlagung des Ölfilters kommen kann. Um eine Zerstörung dieses Bauteils zu vermeiden, sind zusätzlich ein Filterumgehungsventil und ein auf der Ölpumpe angebrachtes Überdruckventil vorgesehen.

3.1.4 Common-Rail-Einspritzsystem

Das am Versuchsträger verbaute System wurde von der Firma Delphi entwickelt. Es beinhaltet

- die Hochdruckpumpe,
- das Hochdruckrail,
- kurze Einspritzleitungen und
- die Injektoren.

Die Hochdruckpumpe ist als Einkolbenpumpe ausgeführt und wird vom Zahnriemen angetrieben. Die Antriebswelle ist mit zwei Nocken, welche um 180° zueinander versetzt sind, bestückt. Außerdem befindet sich am Gehäuse noch das Kraftstoffdosierungsventil, welches im Laufe der Messungen mittels Pulsweitenmodulation bestromt wurde um den Druck im System zu regeln.

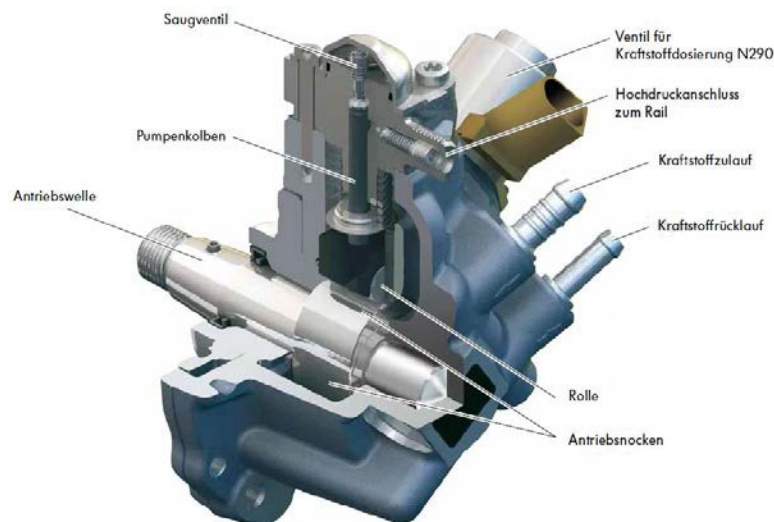


Abbildung 3.4: Hochdruckpumpe [7]

Im **Saughub** führt die Abwärtsbewegung zu einer Volumenvergrößerung im Verdichtungsraum, was einen Druckunterschied zwischen dem Kraftstoff in der Hochdruckpumpe und dem Verdichtungsraum zufolge hat. Ein Öffnen des Saugventils und Eintritt des Kraftstoffes in den Verdichtungsraum ist die Folge.

Der **Förderhub** beginnt mit der Aufwärtsbewegung des Pumpenkolbens. Dadurch kommt es zum Druckanstieg im Verdichtungsraum, was ein Schließen des Saugventils zufolge hat. Sobald der Druck im Verdichtungsraum den des Hochdruckbereichs übersteigt, öffnet sich das Auslassventil und der Kraftstoff gelangt zum Rail.

Die jeweiligen Situationen im Verdichtungsraum sind in Abbildung 3.5, in den Detailskizzen dargestellt. Die Pumpe selbst befindet sich im Saughub, dargestellt ist auch der Verlauf des Kraftstoffes in der Pumpe.

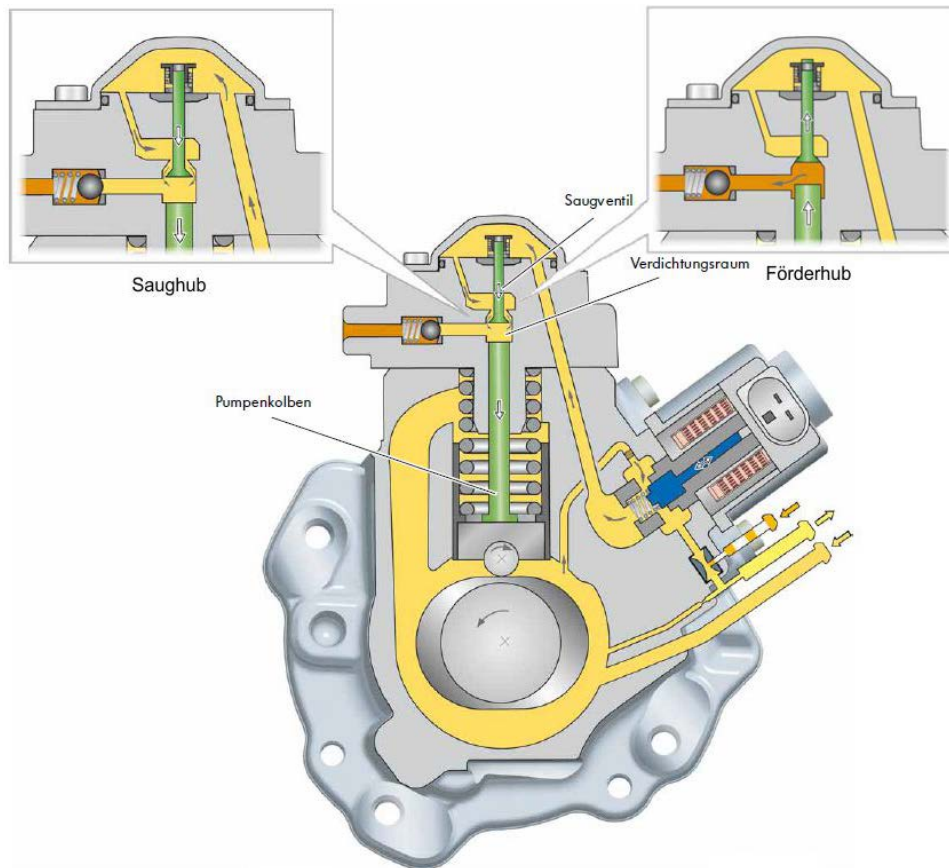


Abbildung 3.5: Hochdruckpumpe; li.: Saughub; re.: Förderhub [7]

Das **Ventil für die Kraftstoffdosierung** sorgt für eine bedarfsgerechte Regelung des Kraftstoffdruckes im Hochdruckbereich. Sie regelt die Menge an Kraftstoff welche zur Hochdruckerzeugung benötigt wird, somit wird nur der Druck zu Verfügung gestellt, welcher auch tatsächlich für die jeweilige Betriebssituation verlangt wird. Im stromlosen Zustand ist das Ventil durch die Federkraft geöffnet. Um die Zulaufmenge zu verringern wird das Ventil vom Motorsteuergerät bis zu maximal 1,3 A angesteuert. Siehe hierzu Abbildung 3.6.

Das **Rail** dient als Hochdruckspeicher für den Kraftstoff. Es versorgt die Injektoren. Zusätzlich sind am Rail noch ein **Kraftstoffdruckgeber** sowie ein weiteres Regelventil für den Kraftstoffdruck, **Ventil**, verbaut. Ist dieses Ventil nicht angesteuert, wird das Druckregelventil durch die Ventildfedern geöffnet. Bei den durchgeführten Schleppmessungen wurde das Ventil nicht bestromt. Der maximale Raildruck beträgt 1800 bar.

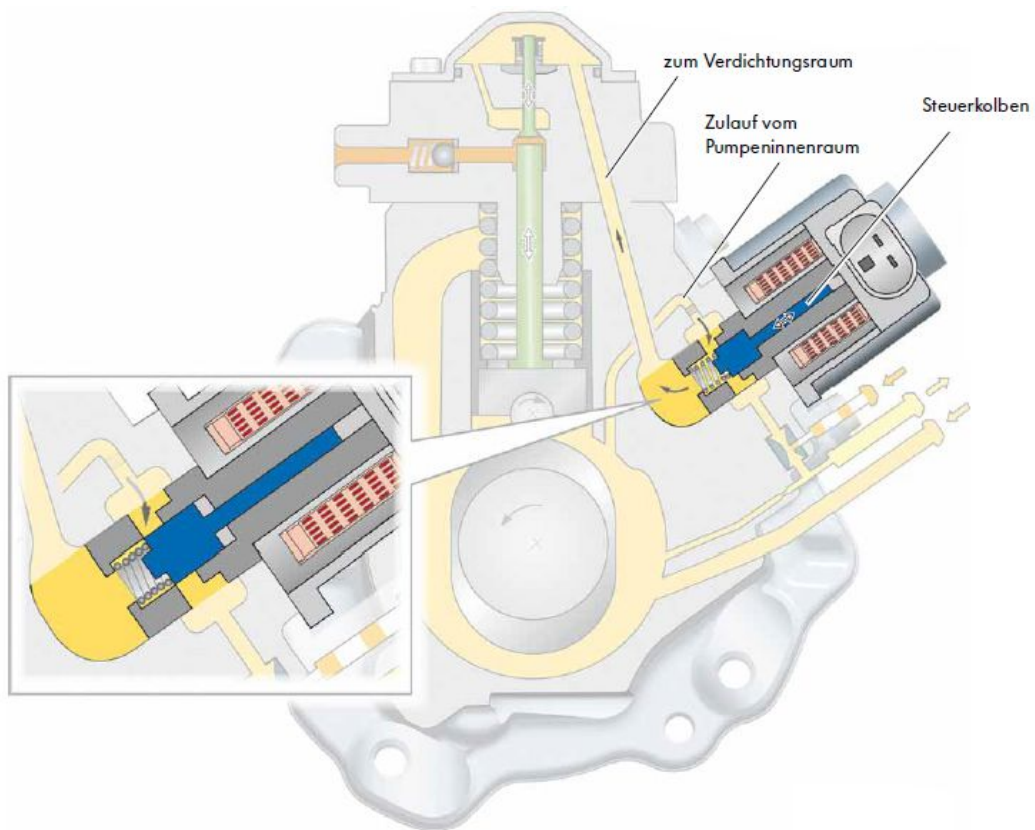


Abbildung 3.6: Kraftstoffdosierungsventil [7]

Durch einen am Motorblock verbauten **Klopfsensor** erkennt das Motorsteuergerät den Verbrennungsvorgang und somit den tatsächlichen Einspritzbeginn am jeweiligen Zylinder. Somit kann eine Korrektur für ein eventuell verändertes Einspritzverhalten vorgenommen werden.

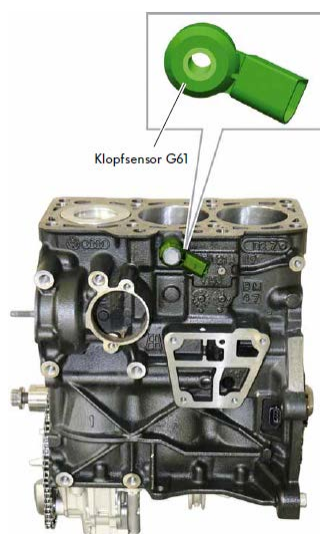


Abbildung 3.7: Klopfsensor [7]

3.2 Komponentenvergleich

Tabelle 3.2: Komponentenvergleich

			B37C15	VW 1.2 TDI
Block	Kolbenüberstand	mm	1,02	0,98
	Bohrung	mm	84,0	79,5
	Zylinderabstand	mm	91,0	88,0
	Material	-	AlSi7MgCu0,5	GJL250
	Verdichtung	-	16,5	16,5
Kurbelwelle	Hub	mm	90,0	80,5
	Hauptlagerbreite	mm	17,3	18,32 / 19,20
	Hauptlagerdurchmesser	mm	55,0	54,0
	Hubzapfendurchmesser	mm	50,0	47,8
	Hubzapfenlagerbreite	mm	18,2	19,9
	Masse	kg	14,35	11,00
	Zündfolge	-	1-3-2	1-2-3
Pleuel	Länge	mm	143,0	152,0
	Masse inkl. Lagerschalen	g	724,4	664,4
	Schwerpunkt von kl. Auge	mm	101,0	108,0
Kolben	Ringpaketvorspannung	N	48,0	70,5
	Breite / Höhe Kolbenring1	mm	3,3 / 1,8	3,1 / 1,85
	Breite / Höhe Kolbenring2	mm	3,3 / 1,8	3,1 / 2,05
	Höhe Ölabstreifring	mm	2,0	3,1
	Feuersteghöhe	mm	9,0	12,0
	Kompressionshöhe	mm	42,5	45,2
	Kolbenbolzendurchmesser	mm	27,9	26,0
	Muldenvolumen	ml	24,0	19,5
	Masse ohne Kolbenbolzen	g	519,1	525,8
	Masse mit Kolbenbolzen	g	708,5	727,9
	Desachsierung in Richtung Auslassseite	mm	+0,7	+0,5
	Quetschflächenanteil	%	67,9	61,8
	Zylinderkopf	Düsenvorstand	mm	2,4
Ventildurchmesser EV/AV		mm	27,1 / 24,4	25,5 / 23,0
Schaftdurchmesser		mm	4,9	5,9
Material		-	AlSi7MgCu0,5	AlSi10Mg(Cu)
Kopfdichtungsdicke im gepressten Zustand		mm	~1,3	~1,6
Wasserpumpe	Übersetzung	-	0,587	1
Ölpumpe	Übersetzung	-	1,09	1
Nockenwelle	Anzahl Lager	-	8	8
	Durchmesser / Breite Lager	mm	23,0 / 13,8	32,0 / 7,4 bis 10,2
AGW	Durchmesser / Breite Lager 1	mm	36,1 / 13,2	42,0 / 22,07
	Durchmesser / Breite Lager 2	mm	36,1 / 13,2	32,0 / 21,79

4 Schleppmessung

4.1 Bemerkung

Der Versuchsträger wurde am Prüfstand aufgebaut und unter Verwendung eines Laserwerkzeuges zur Asynchronmaschine ausgerichtet. Die Verbindung von Asynchronmaschine und VKM erfolgte mit einer Gleichlaufgelenkwelle, welche mittels einer Adapterscheibe mit dem Einmassen-Schwungrad der VKM verbunden wurde.

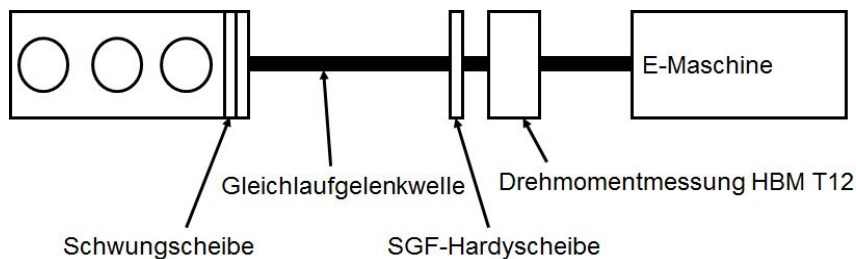


Abbildung 4.1: Prüfstands Aufbau

Vor Beginn der Messungen wurde der Klimakompressor vom Motor abgebaut, da dieser nicht im Messprogramm der folgenden Messungen vorgesehen war. Durch den Wegfall dieses Nebenaggregats wurde der Verlauf des Poly-V-Riemens verändert, weswegen ein kürzerer Riemen angefertigt werden musste. Der neue Rientrieb verband nun den Generator direkt mit der Kurbelwelle. Die Rolle des originalen Riemenspanners wurde demontiert und durch eine selbstgefertigte Aluminiumrolle mit größerem Durchmesser ersetzt um genügend Vorspannkraft erzeugen zu können. Durch den neuen Verlauf des Riemens wurde die Spannsituation verändert, d.h. es wurde jetzt im Lasttrum, nicht wie üblich im Leertrum, gespannt. Ersichtlich in Abbildung 4.3.

Um die Funktionsweise der Kühlmittelkonditionierung sicherzustellen, wurde das Thermostat ausgebaut, da dies eine freie Kühlmittelzirkulation im Kühlsystem verhindert hätte. Nachdem schon zu Beginn der ersten Schleppmessungen hohe Drehmomentschwankungen gemessen wurden und somit keine verwertbaren Messungen durchgeführt werden konnten, wurde zwischen Asynchronmaschine und VKM eine Hardyscheibe als elastisches Element verbaut. Mit dieser Hardyscheibe wurden dann die ersten drei Schleppmessungen durchgeführt, also die Messungen Vollmotor, reduzierte Pumpverluste und ohne Nebenaggregate. Nachdem sich nach Schleppmessung 3 herausstellte, dass keine Reproduzierbarkeit der Messwerte mehr gegeben war, da zu hohe Torsionsschwingungen im System auftraten, wurde entschieden die Hardyscheibe zu demontieren und die Schleppmessungen zur Ermittlung der reduzierten Pumpverluste und der Nebenaggregate zu wiederholen. Der Abtrieb der ASM ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

In Abbildung 4.2 ist ein Vergleich des Schleppmoments der Schleppmessung 2 mit und ohne Hardyscheibe dargestellt. Als Betriebspunkt wurde hier 1400 min^{-1} bei 80°C Kühlmittel- und Öltemperatur gewählt.

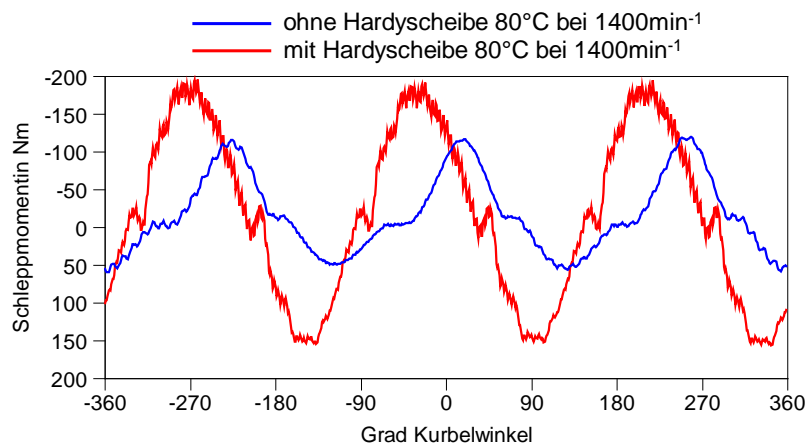


Abbildung 4.2: Vergleich Schleppmoment mit (rot) und ohne (blau) Hardyscheibe

Die Brennraumdrücke wurden mit Hilfe des Indiziersystems erfasst. Dazu wurden die Glühstifte durch Druckquarze ersetzt.

Als Schmiermittel für den Versuchsträger wurde das Motoröl Castrol BOT960La 0W-30 verwendet. Zwar wird der VW 1.2 TDI ab Werk mit einem 5W-30 befüllt, jedoch wäre bei Verwendung unterschiedlicher Schmiermittel keine Vergleichbarkeit der Motoren mehr gegeben. Als Kühlmittel wurde ein 50/50 Gemisch aus Wasser und BASF Glysantin G48 verwendet.

Pro Schleppmessung wurden vier verschiedenen Temperaturlinien mit mehreren Drehzahlpunkten vermessen. Folgende Tabelle gibt einen Überblick über die gemessenen Betriebspunkte.

Tabelle 4.1: Betriebspunkte der Schleppmessung

Kühlmitteltemperatur	Öltemperatur	Drehzahl in min^{-1}								
40°C	40°C	780	1400	2000	2500	3000	3500	4000	4400	
60°C	60°C	780	1400	2000	2500	3000	3500	4000	4400	
80°C	80°C	780	1400	2000	2500	3000	3500	4000	4400	
100°C	100°C	780	1400	2000	2500	3000	3500	4000	4400	

Bei Schleppmessung 2 (reduzierte Pumpverluste) wurde zusätzlich zu den angegebenen Betriebspunkten noch eine 25°C Temperaturlinie gefahren, allerdings nur bis 2000 min^{-1} , da bei höheren Drehzahlen die Wasser- und Ölkonditionierung nicht mehr gewährleistet werden konnte. Beim Vergleichsmotor B37C15 wurde statt den hier angegebenen 1400 min^{-1} , 1500 min^{-1} angefahren. Diese Drehzahl war jedoch beim VW 1.2 TDI wegen zu großer Torsionsschwingungen nicht möglich.

Mit Hilfe der Differenzbildung zweier, aufeinanderfolgender Schleppmessungen kann auf die Reibung der demontierten Baugruppe geschlossen werden. Die Schleppmessung 1 bis 5 wurden mit dem Messflansch HBM T12/2000, Schleppmessung 5 bis 6 mit dem HBM T12/200 gemessen. Die Messreihe 5 wurde somit doppelt vermessen um die Vergleichbarkeit der beiden Drehmomentmessgeräte, aufgrund unterschiedlicher Messgenauigkeiten, zu überprüfen.

Da es sich hier um reine Schleppversuche handelt, sind die erhaltenen Schlepp- und Reibmomente, sowie die dazugehörige Mitteldrücke negativ, da die VKM Leistung aufnimmt und nicht abgibt.

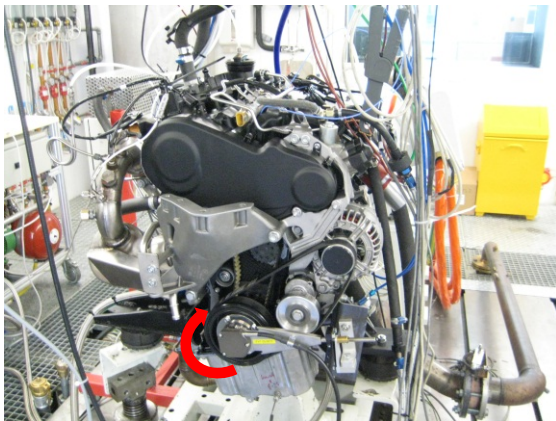


Abbildung 4.3: Motor am Prüfstand

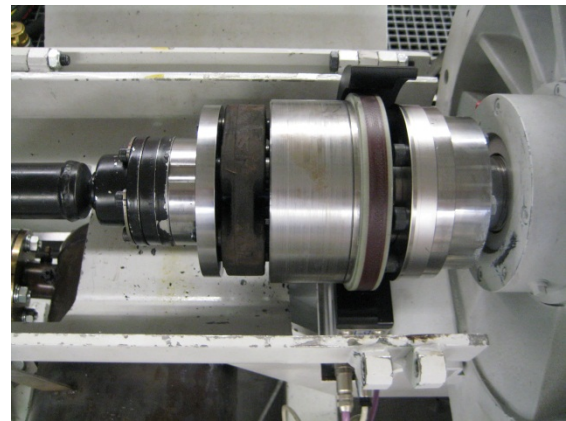


Abbildung 4.4: Abtrieb mit Hardscheibe

Die durchgeführte Strip-Down-Methode wurde, in Abstimmung auf den folgenden Vergleich mit dem B37C15, so gewählt, dass die Baugruppen beider Motoren in gleicher Reihenfolge demontiert wurden um somit die Ergebnisse beider Aggregate direkt miteinander vergleichen zu können. Die gewählte Abfolge der Messreihen gliedert sich folgendermaßen:

1. Vollständiger Motor mit Kraftstoffvorförderdruck und abgeregelter Hochdruckpumpe
2. Ohne Abgasturbolader und Ladeluftkühler
3. Ohne Generator und Wasserpumpe
4. Ohne Hochdruckpumpe
5. Reduzierter Ladungswechsel durch Einbau von Nullnockenwellen
6. Ohne Vakuumpumpe
7. Ohne Ventiltrieb
8. Ohne Ölpumpe und Ausgleichswelle
9. Ohne Kolbengruppe, es verbleibt nur mehr die Kurbelwelle im Motor
10. Kurbelwelle mit zusätzlichen Meistergewichten

4.2 Vollständiger Motor

Der vollständige Motor wurde inklusive aller Nebenaggregate geschleppt, jedoch, wie schon vorher erwähnt, ohne den serienmäßigen Klimakompressor. Die Hochdruckpumpe wurde mit einem Vorförderdruck von 4,6 bar beaufschlagt und das niederdruckseitig verbaute Absteuerventil mit 5,2 V und 0,8 A bestromt. Der Generator wurde elektrisch weder an eine Last noch an eine Batterie angeschlossen.

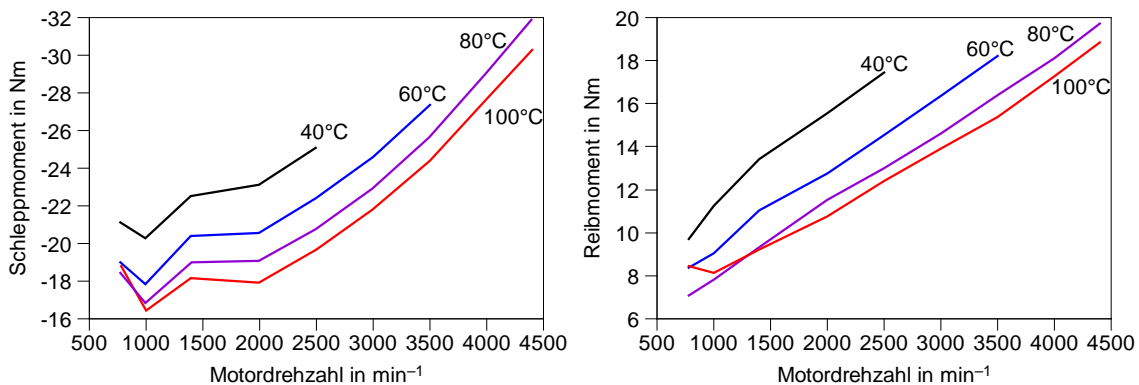


Abbildung 4.5: Schlepp- und Reibmoment des vollständigen Motors

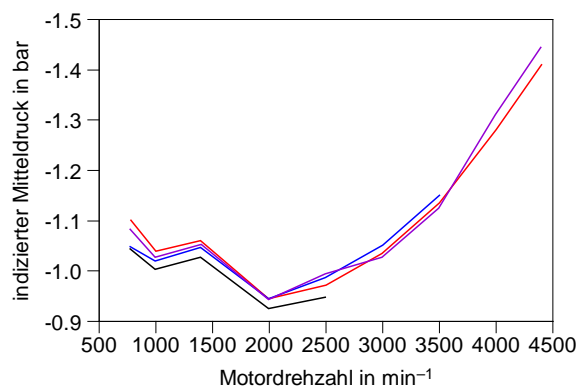


Abbildung 4.6: Indizierter Mitteldruck

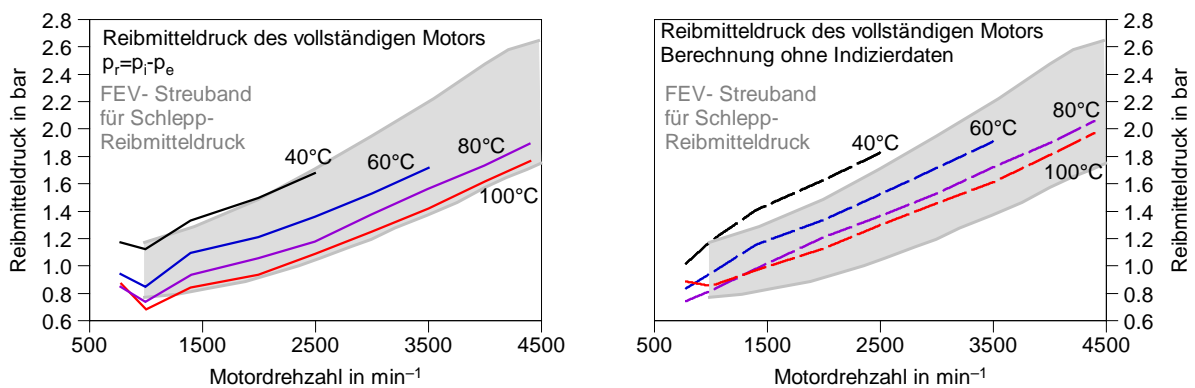


Abbildung 4.7: Reibmitteldruck links mit und rechts ohne Indizierdaten ermittelt

Wie in Abbildung 4.5 ersichtlich, besitzt der Schleppmomentverlauf des vollständigen Motors ein lokales Maximum bei 1400 min^{-1} , welches aber im Reibmomentverlauf nicht vorhanden ist. Da die Differenz von Schlepp- und Reibmoment die Ladewechselverluste sind, kann darauf geschlossen werden, dass der Ladungswechsel den ungleichförmigen Verlauf des Schleppmomentes verursacht. Die Strömungsverhältnisse im Turbolader im Schleppbetrieb entsprechen nicht den des gefeuerten Betriebes. Es treten hohe Ladungswechselverluste auf, da durch die fehlende Verbrennung nicht die notwendige Enthalpie zur Verfügung steht um genügend Leistung für die Turbine bereit zu stellen. Somit stellt der Turbolader im geschleppten Betrieb einen Strömungsverlust dar. Der Verlauf der Gasarbeit, und somit auch des Ladungswechsels, ist in Abbildung 4.6 veranschaulicht.

Wie aus Abbildung 4.7 erkennbar, kann das Reibmoment auf zwei unterschiedlichen Wegen erhalten werden. Durch

- **Differenzbildung** von indiziertem und effektivem Mitteldruck, so wie in Abbildung 4.7 links ersichtlich und durch
- **Messung der Gasarbeit**, dazu wird die Summe von $p_{\text{red.LW}}$ und p_{ATL} von p_e abgezogen. Näheres hierzu später in Kapitel 4.3.

Auch ist in Abbildung 4.7 das FEV-Streuband für direkteinspritzende Dieselmotoren mit einer Medientemperatur von 90°C als grau eingefärbte Fläche abgebildet. Wählt man vom Versuchsträger die 80°C Linie, so kann unter Berücksichtigung des verwendeten, extrem dünnflüssigen 0W-30 Öles, ein direkter Vergleich zwischen dem untersuchten VW 1.2 TDI und dem FEV-Streuband gezogen werden. Somit befindet sich der Motor im Mittelfeld des Streubandes. Bei näherer Betrachtung der Abbildung 4.7 fällt eine Differenz im Reibmitteldruck um ca. 0,2 bar auf. Das Niveau des Reibmitteldruckes, welches man aus der Aufsummierung der einzelnen Reibmomente erhalten hat, ist geringer als jenes wo der Reibmitteldruck für den Gesamtmotor schon nach Schleppmessung 1 durch die Indizierung errechnet worden war. Die Ungenauigkeit ist auf das geringe Druckniveau im Zylinder und der damit verbundenen Messungenauigkeit der Indizieranlage zurückzuführen. Die Verwendung einer Niederdruckindizierung würde Abhilfe schaffen.

Während der Messungen der 80°C sowie der 100°C Linie trat ein Problem mit den Messsignalverstärkern der Indizieranlage auf, welches während der laufenden Prüfstandsversuche nicht sofort erkannt wurde. Erst bei der Auswertung war ersichtlich, dass sich ein Kanal der Messsignalverstärker der Indizierung abgeschaltet hatte, deswegen wurden zur Mittelung des Drucks nur jene zwei Zylinder herangezogen, von welchen Messdaten vorhanden waren. Es wurde auch ein erhöhter Ölverlust durch den ATL bemerkt. Die Menge von ca. 1l Motoröl wurde nach der Schleppmessung im LLK wiedergefunden, wobei auch ein Teil durch den Schleppversuch beim B37C15 verursacht wurde. Eine genaue Aufteilung der Leckageölmenge auf beide Motoren war nicht möglich.

4.3 Reduzierte Pumpverluste

Durch diese Messung kann auf die Erhöhung der Ladungswechselverluste infolge der Luftstrecke, sprich ATL und LLK, geschlossen werden.

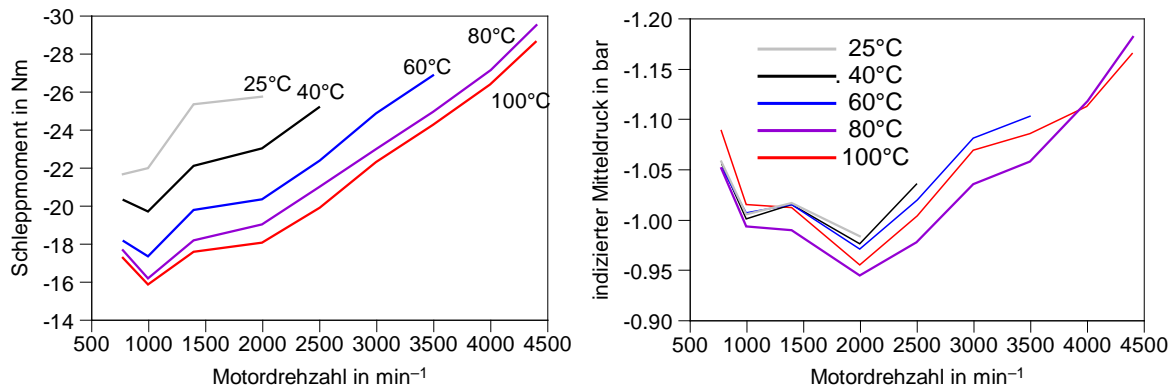


Abbildung 4.8: Schleppmomentverlauf und indizierter Mitteldruck über der Drehzahl bei reduzierten Pumpverlusten

In dieser Versuchsreihe wurden die ansaugseitige Luftstrecke, also LLK und die dazugehörige Verrohrung, demontiert. Der Ansaugkrümmer verblieb am Motor. Auf der Abgasseite wurde dem ATL der Leitapparat für die variable Turbinengeometrie und die Laufradeinheit entnommen. Ein Kriterium, welches es einzuhalten galt, war das Niveau des Abgasgegendrucks des Vergleichsaggregats B37C15. Durch den Entfall des ATL wurde zwar der Abgasgegendruck abgesenkt, jedoch war das erreichte Niveau zu hoch um einen direkten Vergleich zum B37C15 zuzulassen. Somit wurde die Öffnung im Abgaskrümmer für die AGR-Entnahme direkt in die Abgasanlage eingebunden, zu sehen in Abbildung 4.9. Zusätzlich wurde die prüfstandseitig im Abgassystem verbaute Gegendruckklappe ganz geöffnet. Durch diese Maßnahmen konnte der Abgasgegendruck auf ein vergleichbares Niveau zum B37C15 reduziert werden. Dies ist ersichtlich in Abbildung 4.13.

Durch den Entfall des ATL musste in weiterer Folge die Ölversorgungsleitung des ATL blindgeschlossen werden, was jedoch einen zu starken Anstieg des Öldrucks im Hauptölkanal zur Folge hatte. Deshalb wurde der Ölzu- und -ablauf kurzgeschlossen und mit einer Einschraubdrossel versehen, sodass sich der ursprüngliche Systemdruck wieder einstellte. Die Kurzschlussleitung ist in Abbildung 4.10 und die Einschraubdrossel in Abbildung 4.11 zu sehen.

Während der Schleppmessung 2 (red. Pumpverluste) wurde zusätzlich noch eine 25°C-Reihe vermessen. Diese konnte aber nur bis 2000 min^{-1} gefahren werden, weil bei höheren Drehzahlen die geforderte Öltemperatur von 25°C nicht mehr gewährleistet werden konnte, obwohl die Temperatur des Kühlwassers seitens der Haustechnik auf 12°C abgesenkt wurde.

Die Hochdruckpumpe wurde wieder mit 5,2 V und 0,8 A bestromt.

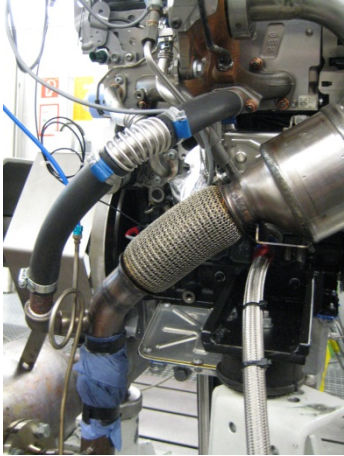


Abbildung 4.9: Umgeleiteter AGR-Kanal



Abbildung 4.10: Kurzgeschlossene Ölversorgung des ATL



Abbildung 4.11: Einschraubdrossel

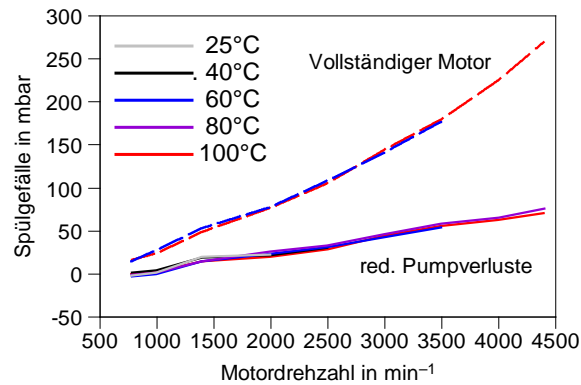


Abbildung 4.12: Vergleich des Spülgefälles

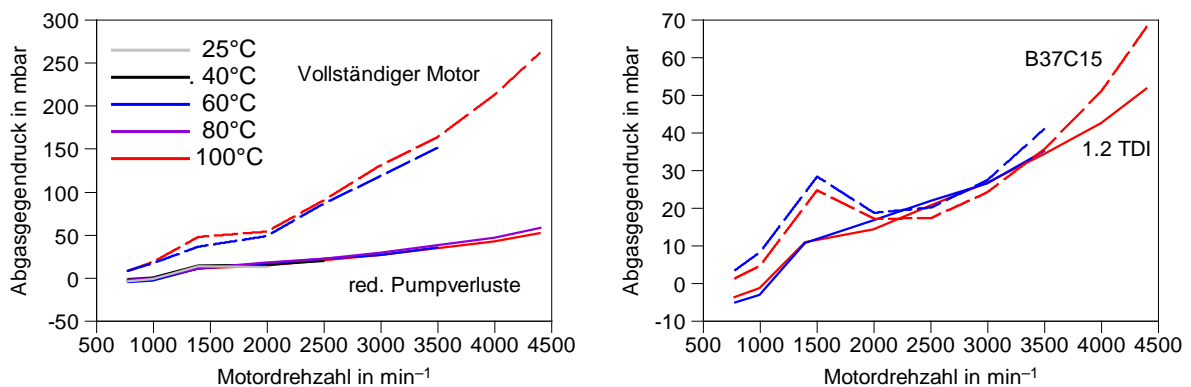


Abbildung 4.13: li.: Vergleich des Abgasgegendrucks zw. erster und zweiter Schleppmessung am VW; re.: Vergleich des Abgasgegendrucks beider Aggregate nach Kurzschluss der AGR-Leitung mit dem Abgassystem

In Abbildung 4.14 ist die Erhöhung des Schleppmomentes aufgrund des ATL und der ansaugseitigen Luftstrecke zu sehen. Bei 1400 min⁻¹ ist ein lokales Maximum ersichtlich, welches wieder auf den Ladungswechsel zurück zu führen ist. Grundsätzlich ist ein Abfall der Verluste bis 3000 min⁻¹ zu erkennen, anschließend ist wieder ein Anstieg zu verzeichnen. Dieser wird auf gasdynamische Effekte, sowohl an der Ansaug- als auch an der Abgasseite zurückgeführt. Eigentlich würde man eine steigende Tendenz bis zum Ende des gemessenen Drehzahlbandes, also bis 4400 min⁻¹, erwarten. In dieser Arbeit wurden keine weiteren Untersuchungen hinsichtlich der auftretenden Gaseffekte angestellt. Eine weitere Erklärung für den anfänglichen Abfall und folgenden Anstieg des Schleppmomentes ist die Auslegung des starren Ventiltriebs, da dieser nur für einen kleinen Drehzahlbereich auf ein Optimum ausgelegt werden kann.

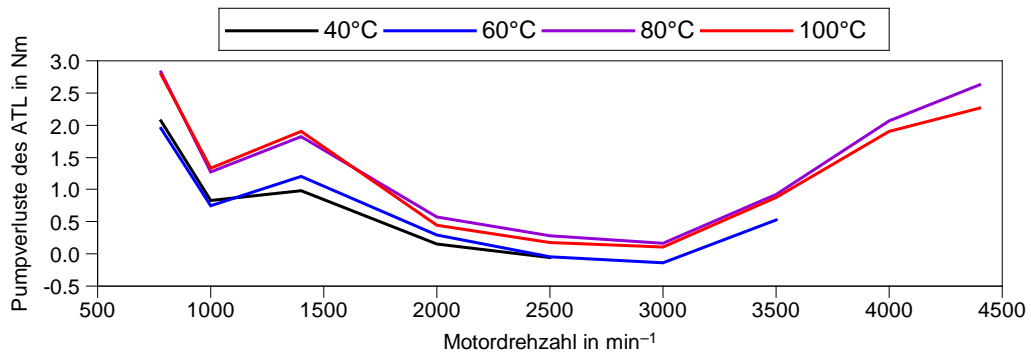


Abbildung 4.14: Erhöhung des Schleppmoments aufgrund des ATL

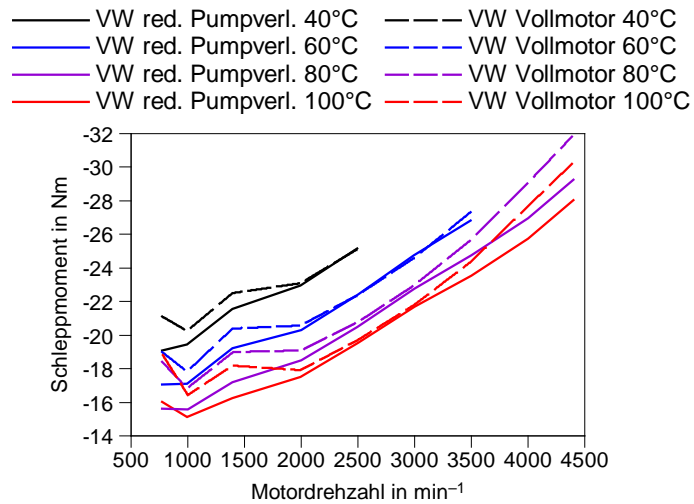


Abbildung 4.15: Vergleich Schleppmessung Vollmotor und red. Pumpverluste

4.4 Ohne Nebenaggregate

Die Baugruppe der Nebenaggregate enthält die Wasserpumpe und die Lichtmaschine. Da durch die Demontage beider Komponenten nichts an der Gasstrecke des Motors verändert wurde, entspricht die Differenz im Schleppmoment der Änderung der mechanischen Reibung beider Aggregate inklusive Riementrieb und Umlenkrollen. Die Wasserpumpe ist als Radial-Kreiselpumpe mit geschlossenem Laufrad ausgeführt.

Wie schon in Kapitel 4.3 erwähnt, wurde auch diese Schleppmessung zweimal vermessen, einmal mit und einmal ohne Hardyscheibe.

Ein gänzlicher Abbau der Wasserpumpe war nicht möglich, da der Antrieb über den Zahnriemen des Motors erfolgt und bei komplettem Entfall der Pumpe der Riementrieb nicht mehr lauffähig wäre. Deswegen wurde die Kühlmittelpumpe ausgebaut und das Laufrad abgezogen. Somit verblieben nur mehr der Wellenzapfen und eine Lagerstelle, welcher unterstellt wurde, dass sie nur einen geringen Beitrag zur Gesamtreibung der Wasserpumpe leistet. Die Ausführung der Wasserpumpe ist in Abbildung 4.16 und in Abbildung 4.17 nach der Demontage des Pumpenrades zu sehen.



Abbildung 4.16: Wasserpumpe



Abbildung 4.17: Wasserpumpe mit abgezogenem Pumpenrad

Nach der Demontage des Keilrippenriemens entfiel der Antrieb des Generators, welcher als Synchronmaschine ausgeführt ist. Somit konnte auch die Lichtmaschine vom Versuchsträger abgebaut werden.

Da nun die interne Kühlmittelversorgung durch die demontierte Wasserpumpe entfiel, wurde während Schleppmessung 2 (red. Pumpverluste) der Kühlmittelvolumenstrom der motorinternen Wasserpumpe aufgezeichnet und am Beginn von Schleppmessung 3 (ohne Nebenaggregate) in die Konditionieranlage als Wertetabelle eingespeist, sodass der gleiche Kühlmitteldurchsatz gewährleistet werden konnte. Der Volumenstrom wurde anhand der 80°C Messreihe hinterlegt, dieser Wert ist repräsentativ für jede Temperaturlinie, da, wie erwartet, kein merklicher Temperatureinfluss auf den Kühlmitteldurchsatz feststellbar war.

Der Verlauf des ermittelten Reibmomentes ist in Abbildung 4.18 und eine direkte Gegenüberstellung von Schleppmessung 2 (red. Pumpverluste) und Schleppmessung 3 (ohne Nebenaggregate) in Abbildung 4.19 dargestellt.

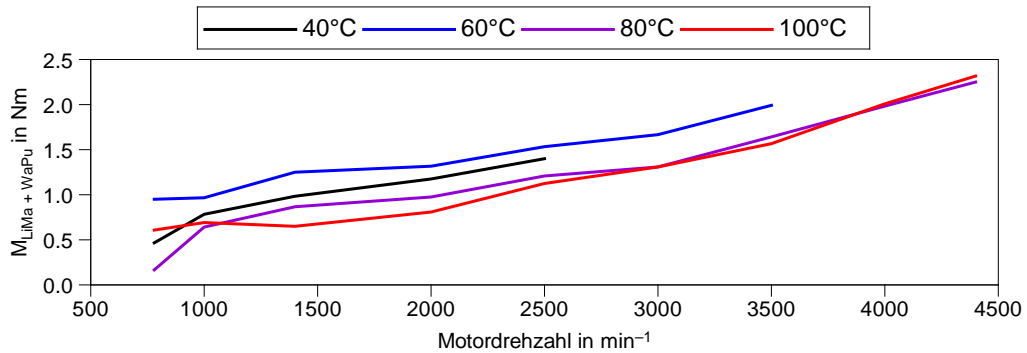


Abbildung 4.18: Reibmoment der Nebenaggregate

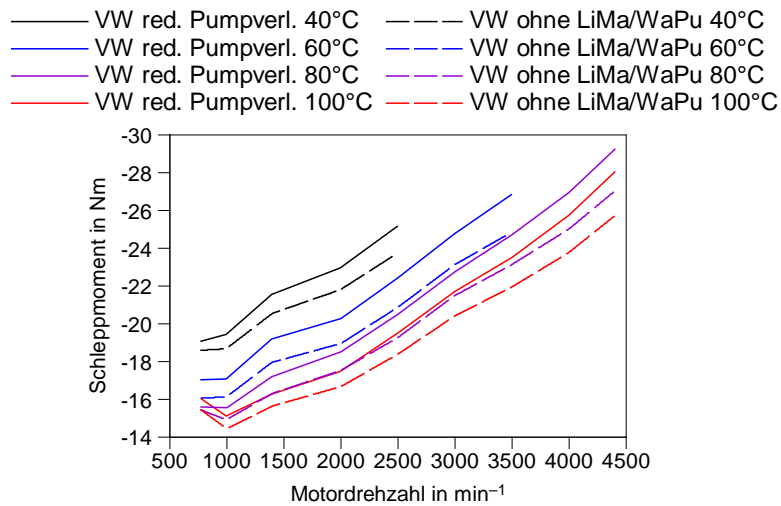


Abbildung 4.19: Vergleich von Schleppmessung red. Pumpverluste und ohne Nebenaggregate

4.5 Ohne Hochdruckpumpe

In diesem Schritt wurden der Hochdruckpumpe das Fördererelement und der Gleitstein entnommen um die Pumpe still zu legen. Ein kompletter Entfall der Hochdruckpumpe war auch hier, aus demselben Grund wie bei der Wasserpumpe, nicht möglich, da dann der Zahnriementrieb nicht mehr seine Funktion erfüllen hätte können. Die ausgebauten Elemente sind in Abbildung 4.22 abgebildet.

Um einen vergleichbaren Betriebszustand der Pumpe zum B37C15 zu erlangen, wurde am Anfang der Schleppmessungen für eine Minute die Kraftstoffzufuhr eingeschaltet, um die Pumpe zu füllen. Nachdem dies geschehen war, wurde der Zu- und Rücklauf der Hochdruckpumpe kurzgeschlossen, zu sehen in Abbildung 4.23. Der Rücklauf des Rails wurde an die Leitung des Treibstoffrücklaufes angeschlossen. Es verblieb somit nun wieder eine Welle mit zwei Lagerstellen im Motor, welcher wieder keine bis vernachlässigbar kleine Verluste unterstellt wurden.

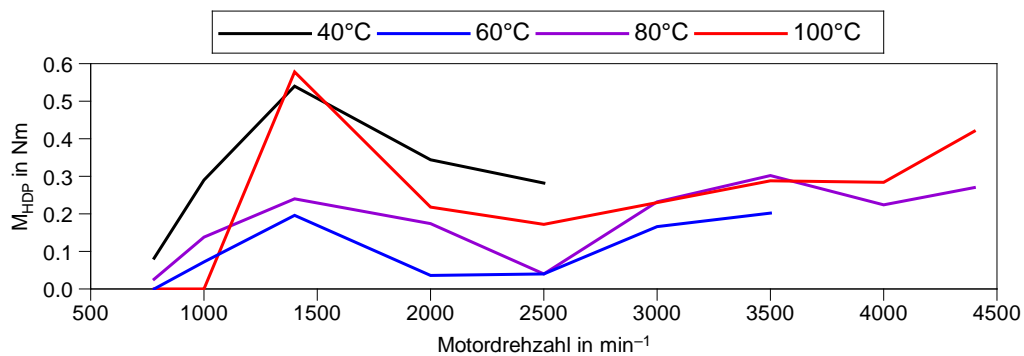


Abbildung 4.20: Erhöhung des Schleppmomentes durch die Hochdruckpumpe

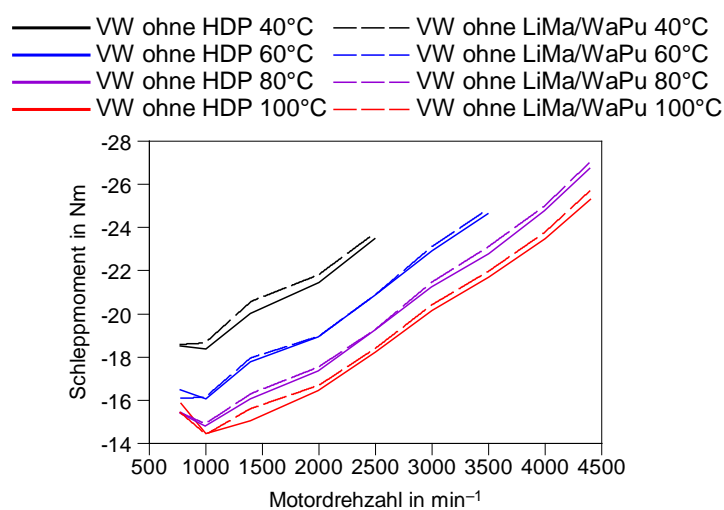


Abbildung 4.21: Vergleich Schleppmessung ohne Nebenaggregate und ohne Hochdruckpumpe



Abbildung 4.22: v. li. n. re: Gehäusedeckel, Feder, Förderelement und Gleitstein der Hochdruckpumpe



Abbildung 4.23: Kurzschluss von Zu- und Rücklauf

Wie in Abbildung 4.20 gut erkennbar, misst man mit der Demontage dieser Baugruppe ein nur sehr geringes Differenzdrehmoment. In dieser Phase des Strip-Downs wird noch immer der HBM T12/2000 verwendet. Auch wenn die eingesetzte Messtechnik eine hervorragende Reproduzierbarkeit besitzt, stellt es eine große Herausforderung dar, solch kleine, ähnliche Größen bei den, im Vergleich hohen, Schleppmomentschwankungen zu messen.

Das Fazit zur Hochdruckpumpe ist, dass, wenn sie nicht fördert und sie zusätzlich elektrisch abgesteuert wird, das Differenzdrehmoment, welches durch die Pumpe verursacht wird, so gering ist, dass die Grenze der Messgenauigkeit erreicht wird.

4.6 Nullnockenwelle

Nullnockenwellen sind im Aufbau ident mit den originalen Nockenwellen, nur dass die Nocken bis auf den Grundkreis abgeschliffen sind. Damit wird der Ventilhub deaktiviert, jedoch kommt es noch zum Kontakt mit dem Rollenschlepphebel. Betrachtet man diesen und den vorhergegangenen Schritt, so sind als Unterschiede zu nennen:

- der nicht mehr vorhandene Ladungswechsel
- und der stillgelegte Ventilhub.

Somit kann mit Hilfe dieses Schrittes auf die im Motor verrichtete Gasarbeit geschlossen werden. Jedoch verursachte der Ventilhub auch einen Teil der mechanischen Reibung im Motor. Da diese nun auch in diesem Schritt eliminiert wurde und nicht separat zwischen Ladungswechsel und mechanischer Reibung im Ventilschaft unterschieden wird, erscheint fälschlicherweise, durch die Differenzbildung zweier aufeinanderfolgender Schleppmessungen, die Arbeit durch den Ladungswechsel höher als sie eigentlich ist. Dies kommt durch die zusätzliche Reibung im Ventilschaft, welche auch wegfällt aber nicht berücksichtigt wird. Mit der Annahme, dass die Reibung im Ventilschaft, im Vergleich zum Ladungswechsel, vernachlässigbar klein ist, erhält man den Ladungswechsel. Auf die Vergleichbarkeit der Motoren hat diese Vorgangsweise keinen Einfluss, da beim B37C15 in gleicher Weise vorgegangen wurde.

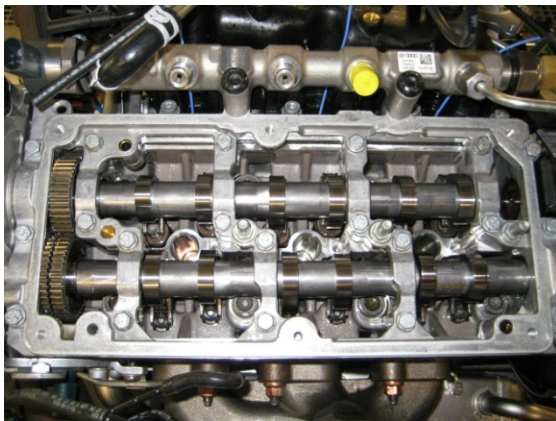


Abbildung 4.24: Ventiltrieb mit Nockenwellen

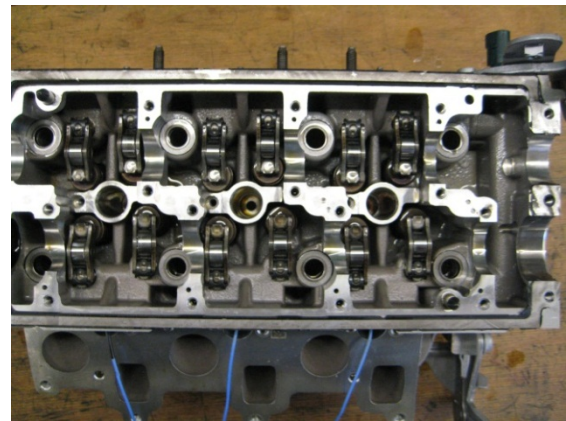


Abbildung 4.25: Ventiltrieb ohne Nockenwellen

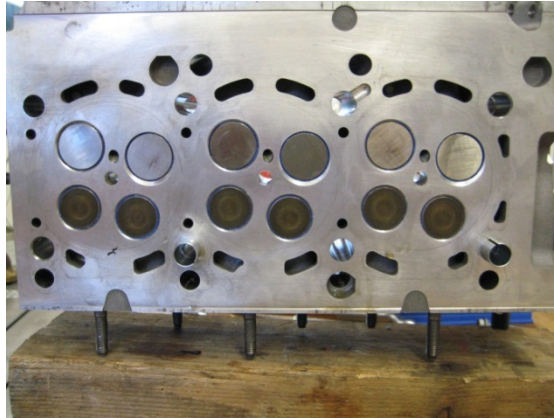


Abbildung 4.26: Zylinderkopf Unterseite

Die originalen Nockenwellen wurden ausgebaut und anschließend der Zylinderkopf demontiert. In weiterer Folge mussten sämtliche Ventile entnommen werden um die Ventilsitze reinigen zu können und anschließend die Ventile mit einer Dichtmasse auf Silikonbasis einzukleben. Dies geschah um die Dichtheit der Ein- und Auslasskanäle mit Sicherheit garantieren zu können. Im Weiteren entfallen bei diesem Umbauschritt auch Ansaug- und Abgaskrümmen, da, durch die nun kontinuierlich geschlossenen Ventile, kein Ladungswechsel mehr stattfindet. Sehr gut zu erkennen ist in Abbildung 4.25 und Abbildung 4.26 der gedrehte Ventilsterne des VW 1.2 TDI.

Da es die Kurbelwellenkröpfung bei einem 3-Zylinder nicht zulässt, alle Zylinder auf ein gleiches Hubniveau zu stellen, wie dies bei einem 4-Zylinder möglich ist, wurde Zylinder 1 auf OT gestellt, womit für Zylinder 2 und 3 gilt, dass sie jeweils die gleiche Hubstellung im Zylinder aufweisen. Wichtig ist dies deshalb, weil nun durch den stillgelegten Ventiltrieb kein Ladungswechsel mehr verrichtet wird und somit die, nach der Zylinderkopfmontage im Zylinder eingeschlossene Luftmenge so gleichmäßig wie möglich verteilt werden soll, um mögliche Ungleichmäßigkeiten beim gemessenen indizierten Druck zu vermeiden.

Nachdem aber eine Gleichstellung aller Zylinder nicht möglich war, wurde dem Motor eine Einlaufzeit von 30 min gewährt, in welcher sich die einzelnen Zylinderdrücke über die Blow-by-Menge ausgleichen sollten.

Ein weiterer wichtiger Umbau der in dieser Projektphase durchgeführt wurde, war der Wechsel des Drehmomentmessflansches vom HBM T12/2000 auf den HBM T12/200. Dies geschah erst bei dieser Schleppmessung, da vorher, durch den Ladungswechsel verursachte Pulsationen im Drehmoment auftraten, welche eine Überschreitung des zulässigen Messbereichs des 200 Nm Messflansches zufolge gehabt hätten. Die Zerstörung des Messgerätes wäre die Folge gewesen. Da nun die Pulsationen mit Stilllegung des Ventilhubes eliminiert worden waren, konnte auf den kleineren und auch genaueren HBM T12/200 gewechselt werden. Die Messgenauigkeit des HBM T12/200 liegt bei $\pm 0,1$ Nm. Um eine Vergleichbarkeit der Messergebnisse zu gewährleisten, wurde die Schleppmessung 5 (Nullnockenwelle) doppelt vermessen, einmal mit dem HBM T12/2000 und einmal mit dem HBM T12/200. Verglichen wurden jeweils die 40°C und 80°C Messreihe.

Das zwischen beiden Messgeräten keine oder nur sehr geringe Messunterschiede auftraten ist in Abbildung 4.27 zu sehen.

In Abbildung 4.28 ist die Gegenüberstellung des Motors mit und ohne Ladungswechsel zu sehen. Die mechanischen Verluste sind von Schleppmessung 4 (ohne Hochdruckpumpe) auf Schleppmessung 5 (Nullnockenwelle) gleichgeblieben, bis auf die vernachlässigbare Reibung im Ventilschaft. Somit ist die Differenz beider Messungen die im Motor verrichtete Gasarbeit. Siehe hierzu Abbildung 4.29. Hier ist auch erkennbar, dass die Verluste mit steigender Temperatur sinken. Dies ist, bei steigender Temperatur, auf sinkende Wandwärmeverluste zurückzuführen.

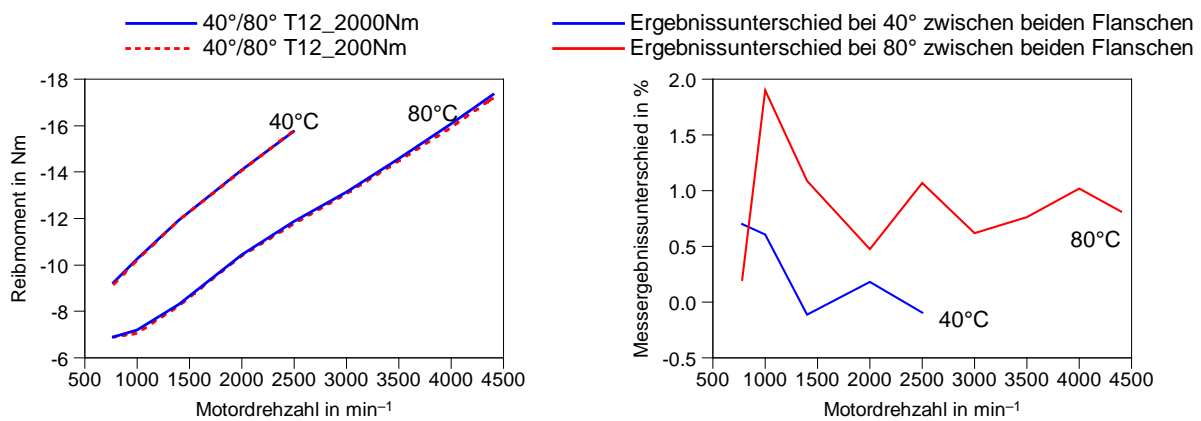


Abbildung 4.27: Vergleich der Drehmomentmessflansche

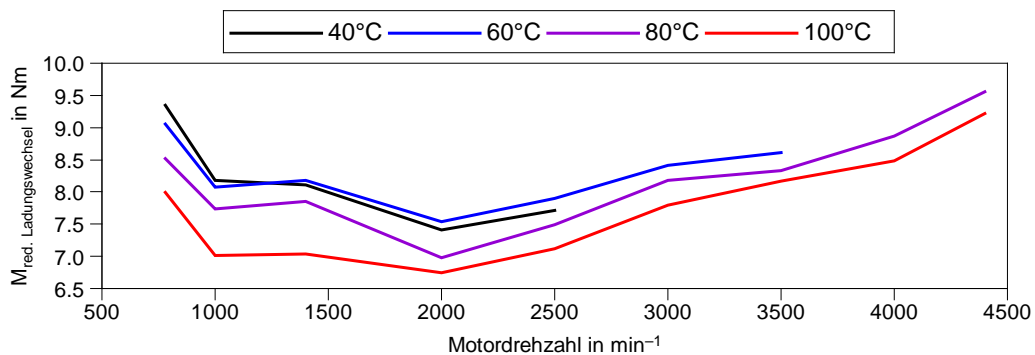


Abbildung 4.28: Schleppmoment reduzierter Ladungswechsel

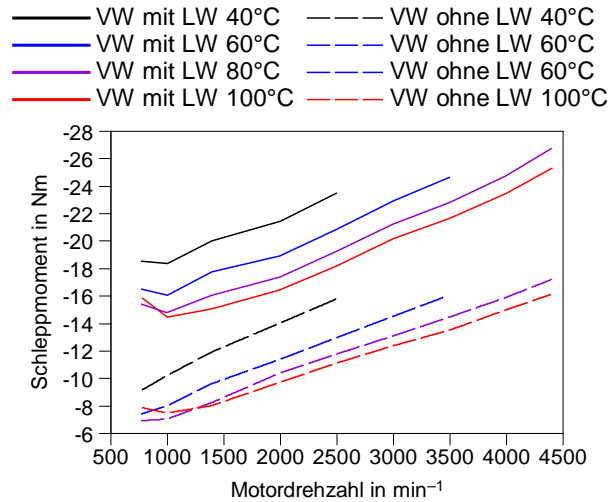


Abbildung 4.29: Vergleich Schleppmessung ohne HDP (mit LW) und Nullnockenwelle (ohne LW)

Summiert man die Ladungswechselerluste, welche durch den ATL und die ansaugseitige Luftstrecke entstehen, und den reduzierten Ladungswechsel auf, so erhält man die in Abbildung 4.30 abgebildete gesamte Gasarbeit. Der Verlauf der gesamten Gasarbeit ist tendenziell gleich dem des reduzierten Ladungswechsel.

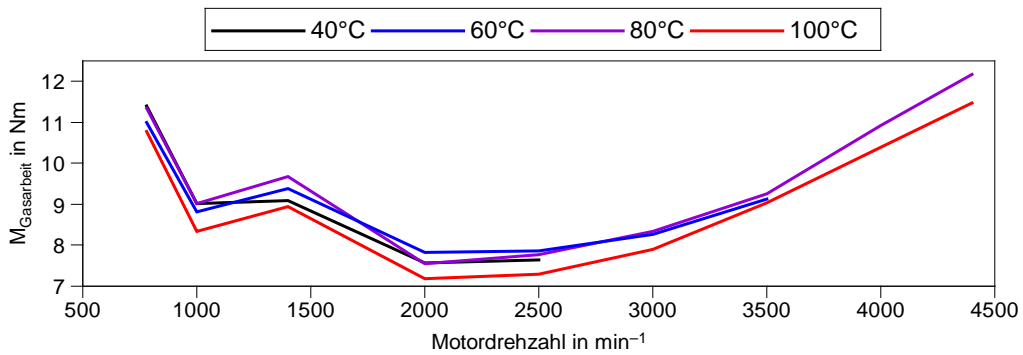


Abbildung 4.30: Schleppmoment gesamte Gasarbeit

4.7 Ohne Vakuumpumpe

Die Vakuumpumpe ist als Drehschieberpumpe, auch bekannt als Flügelzellenpumpe, ausgeführt. Sie ist von außen an den Zylinderkopf angeflanscht und wird direkt über die Einlassnockenwelle angetrieben. Die angesaugte Luft wird über ein Flatterventil auf der Rückseite wieder abgeblasen.

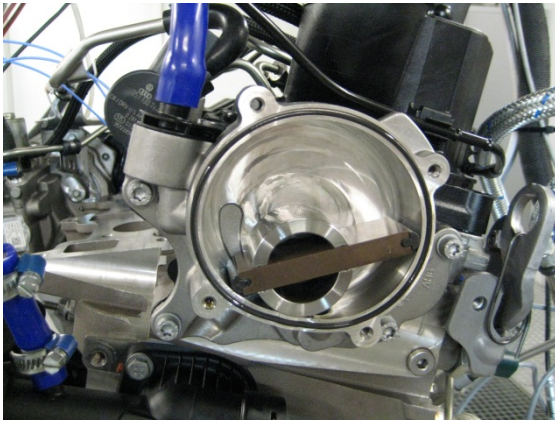


Abbildung 4.31: Vakuumpumpe mit Flügel

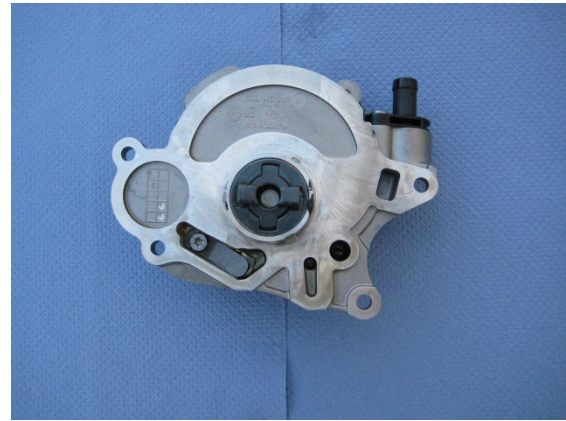


Abbildung 4.32: Rückseite mit Flatterventil

Da in der vorhergegangenen Schleppreihe die Gasarbeit eliminiert wurde, entspricht ab nun, das am Messflansch abgegriffene Schleppmoment dem Reibmoment des Motors.

Um auf das, von der Vakuumpumpe hervorgerufene Reibmoment schließen zu können, wurde der Flügel aus der Pumpe entnommen. Das Gehäuse mit der Welle verblieb am Motor da ansonsten die Vergleichbarkeit der beiden Versuchsträger nicht mehr gegeben wäre.

Der in Abbildung 4.33 gezeigte Reibmomentverlauf zeigt in dieser Baugruppe ein sehr geringes Differenzmoment. Die Messgenauigkeit hat sich zwar mit dem kleineren Messflansch um eine 10er Potenz verbessert, jedoch sind die gemessenen Werte immer noch an der Grenze der Messgenauigkeit. Bei 780 min^{-1} und 40°C wurde ohne Vakuumpumpe sogar ein höheres Drehmoment gemessen als mit. Grundsätzlich kann man zur Vakuumpumpe sagen, dass bei geringen Temperaturen, also 40°C und 60°C Wasser- und Öltemperatur, die Pumpe einen vernachlässigbaren Anteil an der Motorgesamtreibung hat. Bei 80°C und 100°C steigt ihr Reibanteil, spielt jedoch immer noch eine untergeordnete Rolle im Vergleich zu anderen Baugruppen. Außerdem ist ersichtlich, dass die Reibung mit der Temperatur steigt. Im Bereich der 100°C Reihe und Drehzahlen bis 1000 min^{-1} sogar überproportional stark. Dies ist auf die, bei hohen Temperaturen geringe Viskosität des Schmieröls und auf den dadurch verbundenen möglichen Eintritt in den Mischreibungsbereich der Lagerstelle zurückzuführen.

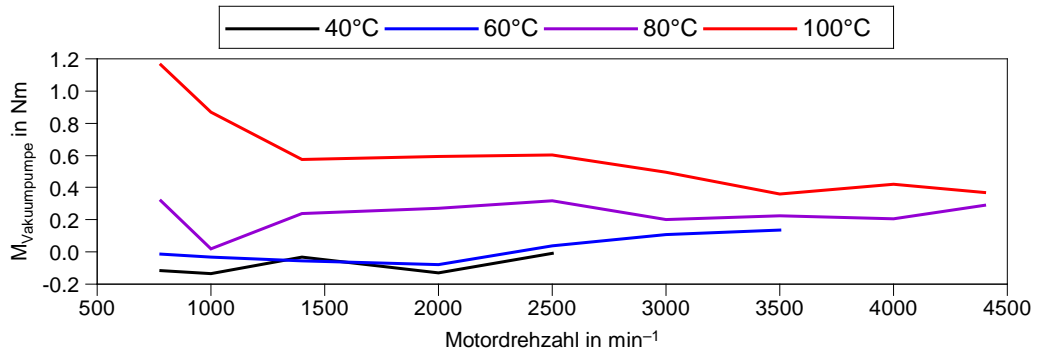


Abbildung 4.33: Reibmoment der Vakuumpumpe

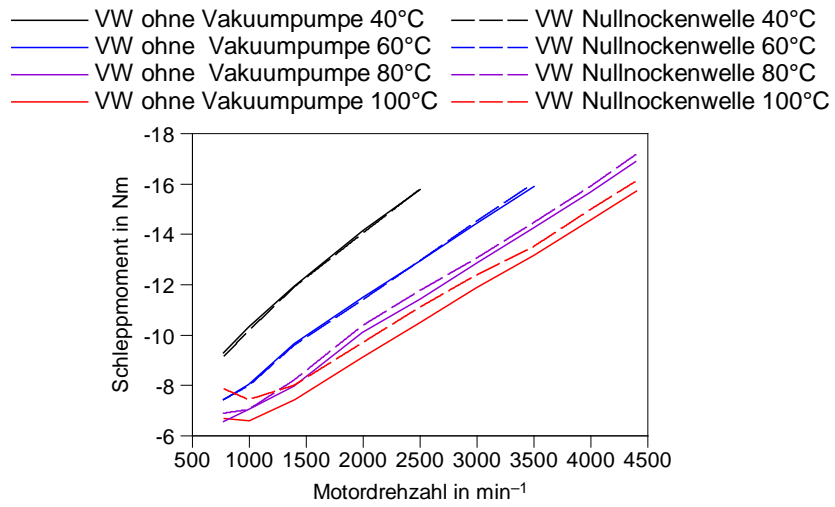


Abbildung 4.34: Vergleich Schleppmessung Nullnockenwelle und ohne Vakuumpumpe

4.8 Ohne Ventiltrieb

Beide oberliegenden Nockenwellen betätigen über Rollenschlepphebel die Ventile. Der hydraulische Ventilspielausgleich (HVA) belastet direkt den Rollenschlepphebel und minimiert im Betrieb so das Ventilspiel. Siehe Abbildung 4.36.

Realisiert wurde die Stilllegung des Ventiltriebs durch die Demontage des Zahnriemens. Durch den Entfall des Zahnriemens entfiel auch der Antrieb für den noch verbliebenen Rest der Wasserpumpe und Hochdruckpumpe, siehe Abbildung 4.35. Eine vernachlässigbare Fehlzunordnung von Reibmomenten ist die Folge. Da aber die Reibmomente der beiden Pumpen nur eine untergeordnete Rolle im Vergleich zum Ventiltrieb spielen, werden sie vernachlässigt.

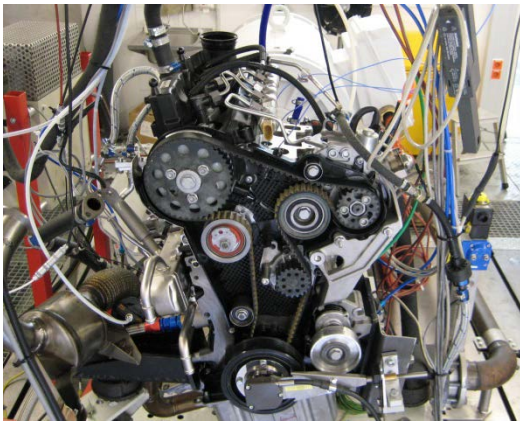


Abbildung 4.35: Zahnriementrieb



Abbildung 4.36: Ausgleichselement (HVA) mit Rollenschlepphebel

Abbildung 4.37 zeigt eine eindeutige Temperaturabhängigkeit. Das Reibmoment fällt mit zunehmender Temperatur. Der Verlauf der 100°C Linie ist hier die Ausnahme. Hier tritt bei geringen Umdrehungen in den Lagerstellen des Ventiltriebs wahrscheinlich Mischreibung auf, mit steigender Drehzahl stellt sich wieder Flüssigkeitsreibung ein. Analog zur Stribeck-Kurve kommt es zu einem erneuten Anstieg des Reibmoments.

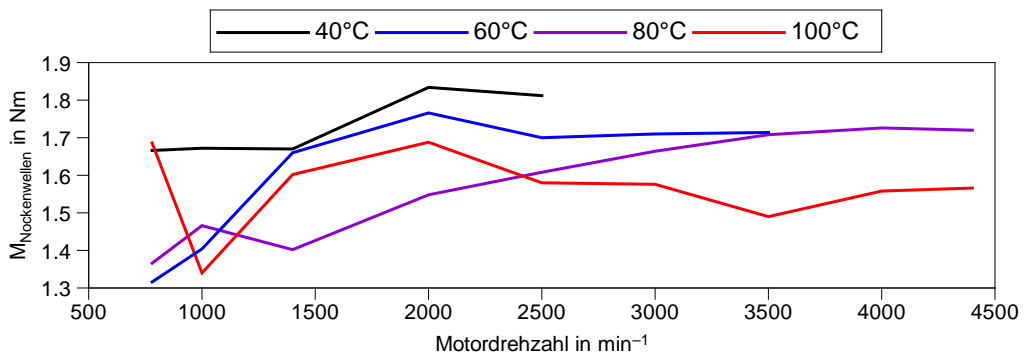


Abbildung 4.37: Reibmoment des Ventiltriebs

- VW ohne Vakuumpumpe 40°C - - - VW ohne Ventiltrieb 40°C
- VW ohne Vakuumpumpe 60°C - - - VW ohne Ventiltrieb 60°C
- VW ohne Vakuumpumpe 80°C - - - VW ohne Ventiltrieb 80°C
- VW ohne Vakuumpumpe 100°C - - - VW ohne Ventiltrieb 100°C

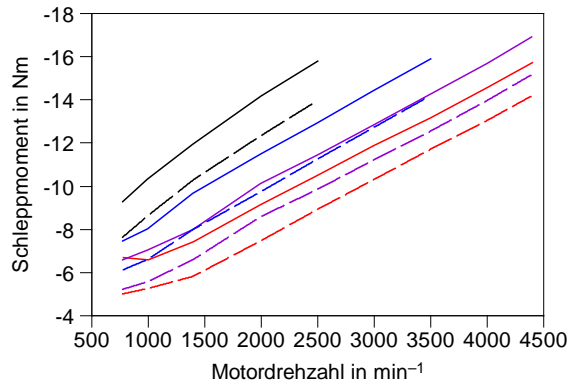


Abbildung 4.38: Vergleich Schleppmessung ohne Vakuumpumpe und ohne Ventiltrieb

4.9 Ohne Ölpumpe und Ausgleichswelle

Es handelt sich hierbei um eine komplette Einheit, welche in einem Aluminiumgehäuse die Ausgleichswelle und die Ölpumpe enthält. Das gesamte Ausgleichswellenmodul ist von unten an den Motorblock geflanscht und wird direkt über eine Hülsenkette von der Kurbelwelle angetrieben. Siehe dazu Abbildung 4.39 sowie Abbildung 4.40. Ein hydraulischer Kettenspanner sowie eine federbelastete Spanschiene im Zugtrum garantieren den exakten Lauf. Die Ausgleichswelle rotiert gegenläufig zur Kurbelwelle. Bei ihr handelt es sich um eine zweiteilige, um die Hochachse unsymmetrische, gleitgelagerte Welle, welche die freien Momente I. Ordnung ausgleicht. Gier- und Nickbewegungen des Motors verstärken sich um ein vielfaches sobald die Demontage der Ausgleichswelle erfolgt ist.

Das Differenzmoment entspricht dem Reibmoment der beiden Bauteile, jedoch kann keine Aussage über die genaue Aufteilung des Momentes gemacht werden.



Abbildung 4.39: AGW-Modul



Abbildung 4.40: AGW-Modul im Motor [1]

Die Ölpumpe ist als indirekt geregelte Innenzahnradpumpe mit interner Volumenstromregelung ausgeführt. Siehe Abbildung 4.41. Sie fördert bis zu einem Druck von 4 bar, dann beginnt das Absteuerventil zu öffnen. Der Absteuerpunkt der Pumpe ist in Abbildung 4.43 gut am Knick in den einzelnen Druckverläufen zu erkennen. Zusätzlich ist in Abbildung 4.43 ein exemplarischer Vergleich anhand der 100°C Reihe des Öldruckes zwischen interner und externer Schmierung des Motors zu sehen. Die durchgezogenen Linien kennzeichnen die externe, die strichlierte Linie die interne Ölpumpe. Nach dem Ausbau des Ausgleichswellenmoduls musste die Schmiermittelversorgung des Aggregats durch eine Konditionieranlage sichergestellt werden. Der Öldruck wurde für die jeweilige Öltemperatur, entsprechend dem Druckverlauf der internen Ölpumpe, mit Hilfe einer in der Konditionieranlage implementierten Wertetabelle geregelt.

Nach der Demontage der AGW-Einheit wurden die Kanäle des Hauptölkanals verschlossen. Die Ölzufuhr wurde direkt in den Hauptölkanal gelegt, dafür wurde die originale Blechverplombung des Ölkanals im Motorblock entfernt und ein M16×1,5 Feingewinde eingeschnitten. Somit konnte die externe Ölzufuhr am Motor angeschlossen werden. Siehe Abbildung 4.42. Die Ölabfuhr verblieb an der tiefsten Stelle in der Ölwanne. Zu Messbeginn wurde festgestellt, dass der benötigte Öldruck nicht zur Verfügung gestellt werden konnte. Dies war auf ein Saugproblem im Rücklauf zurückzuführen, welches aber durch die Erhöhung des Ölstandes um 0,25 l beseitigt werden konnte. Der Bereich des idealen Ölstandes am Ölmesstab wurde nicht überschritten, der Ölstand befand sich lediglich knapp vor Maximum.

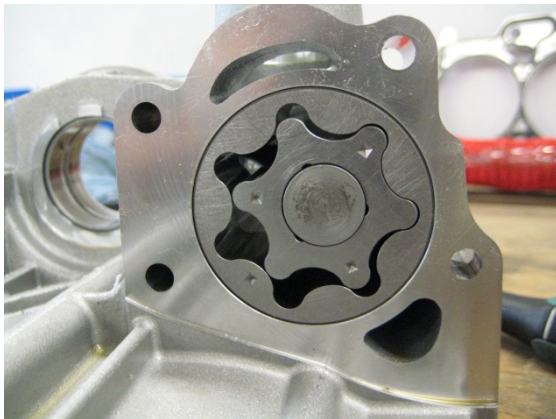


Abbildung 4.41: Ölpumpe

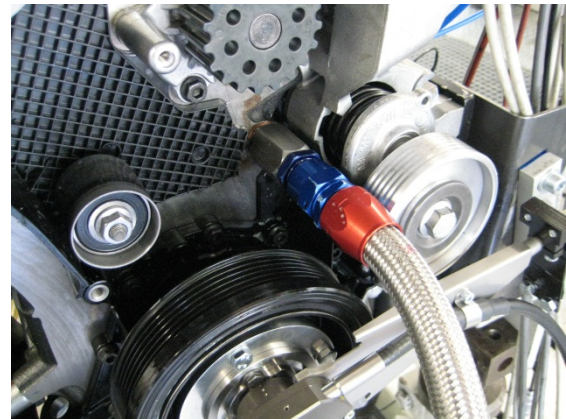


Abbildung 4.42: Ölzufuhr bei externer Versorgung

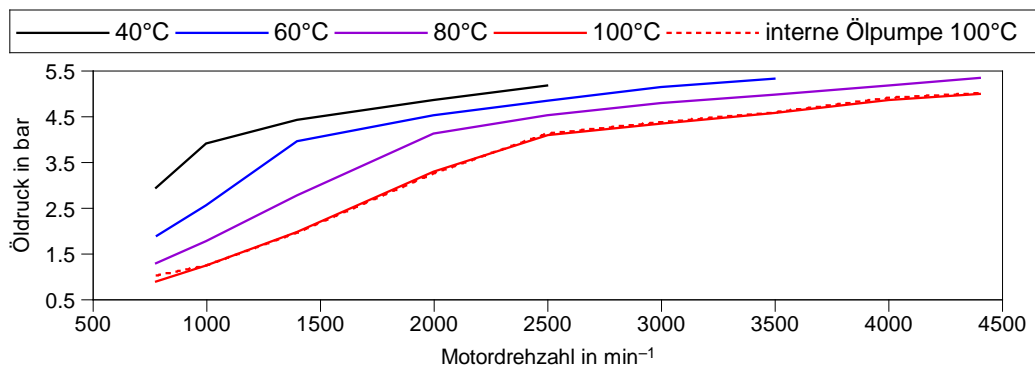


Abbildung 4.43: Öldruckverlauf

In Abbildung 4.44 ist der Reibmomentverlauf des Ausgleichwellenmoduls dargestellt. Es ist ein eindeutiger Temperatureinfluss feststellbar, da mit steigender Öl- und Wassertemperatur die Reibung an dieser Baugruppe abnimmt. Dies ist der sinkenden Viskosität des Öles zuzuschreiben, da einerseits mit fallender Viskosität die von der Ölpumpe aufgenommene Arbeit sinkt und andererseits die Reibung in den Gleitlagern der AGW abnimmt.

Vergleicht man bei 1000 min^{-1} den Drehmomentbedarf der Ölpumpe bei 40°C und 100°C Öltemperatur, also in einem Bereich wo die Pumpe noch nicht absteuert, ist erkennbar, dass sich durch die fallende Viskosität das erforderliche Moment auf ein Drittel reduziert.

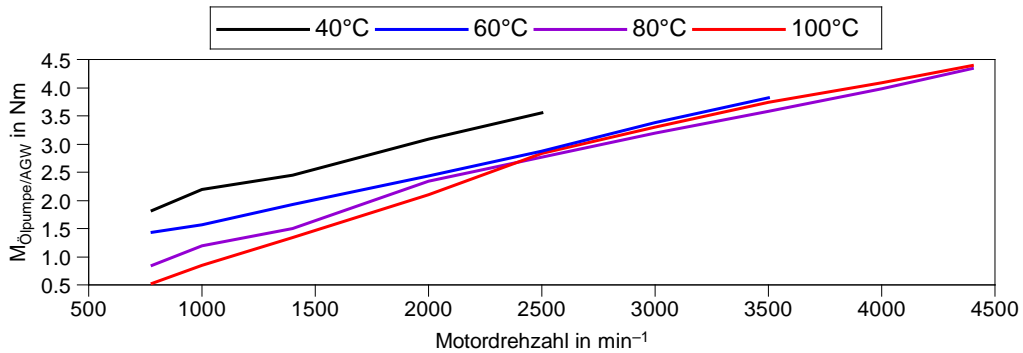


Abbildung 4.44: Reibmoment der Ölpumpen-Ausgleichswellen-Einheit

— VW ohne Ölpumpe / AGW 40°C - - - VW ohne Ventiltrieb 40°C
 — VW ohne Ölpumpe / AGW 60°C - - - VW ohne Ventiltrieb 60°C
 — VW ohne Ölpumpe / AGW 80°C - - - VW ohne Ventiltrieb 80°C
 — VW ohne Ölpumpe / AGW 100°C - - - VW ohne Ventiltrieb 100°C

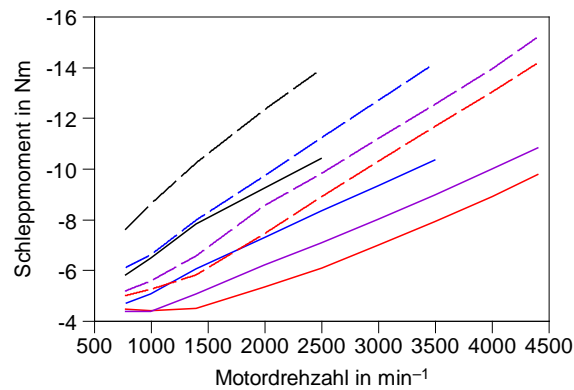


Abbildung 4.45: Vergleich von Schleppmessung ohne Ventiltrieb und ohne Ölpu/AGW

4.10 Ohne Kolbengruppe

Nach der Demontage der Kolbengruppe verblieb nur mehr die Kurbelwelle im Motor.

Grundsätzlich kann man mit diesem Umbauschritt zwei Aussagen tätigen. Die Erste ist, wie hoch der Reibungsanteil der Kolbengruppe ist und die zweite, welchen Reibungsanteil die Kurbelwelle allein hat. Es kommt zu erhöhter Reibung in den Hauptlagerstellen, da, durch den fehlenden Ausgleich verursachte Momente I. Ordnung eine höhere Belastung der Lagerstellen zufolge hat.

Durch den Entfall der Pleuelstangen mussten, wie in Abbildung 4.47 zu sehen, die Ölbohrungen an der Kurbelwelle mit den Lagerschalen verschlossen werden und durch Schlauchklemmen fixiert werden.

Mit dem eliminierten Ladungswechsel in Schleppmessung 5 (Nullnockenwelle) kann auf den größten Teil der Gasarbeit geschlossen werden, jedoch verbleibt, wie schon in Kapitel 4.6 erwähnt, ein Restgas im Zylinder, welches vereinfacht und idealisierter Weise als Gasfeder angenommen wurde. Diese Behauptung stimmt aber nur bedingt, da die Kompression und die Expansion nicht isentrop verlaufen und der Brennraum nicht geschlossen und adiabat ist. Das heißt es kommt zu Wandwärme- und Leckageverlusten. Somit wird Arbeit aufgenommen. Siehe dazu Abbildung 4.46. Diese Arbeit wird fälschlicherweise in diesem Umbauschritt der Kolbengruppe zugeordnet, da durch die Demontage der Kolben die Reibung und die Gasarbeit entfällt. Es wurde versucht diesen Umbauschritt um den Fehler zu bereinigen. Auf den folgenden Vergleich hat diese Ungenauigkeit nur wenig Einfluss, da beim B37C15 in der gleichen Weise vorgegangen wurde wie beim VW 1.2 TDI.

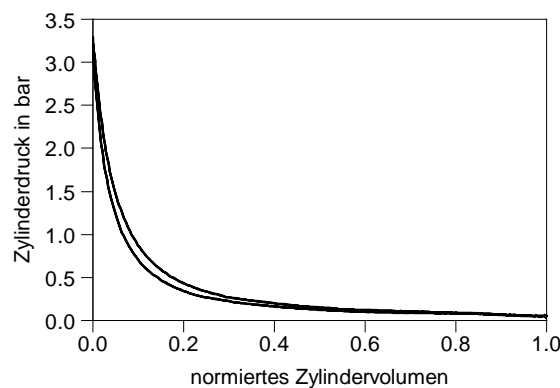


Abbildung 4.46: Verbleibende Gasarbeit

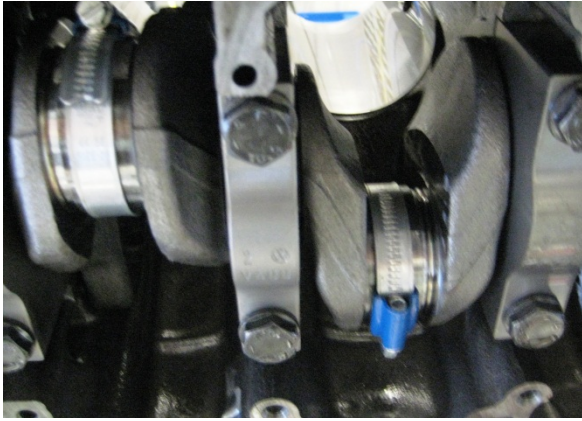


Abbildung 4.47: Verschlossener Ölkanal

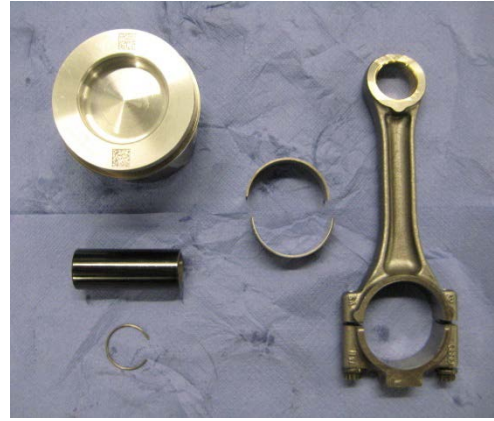


Abbildung 4.48: Kolbengruppe

In Abbildung 4.49 und Abbildung 4.50 sind die Reibmomentverläufe für die Kolbengruppe und die Kurbelwelle ohne Meistergewichte zu sehen. Deutlich erkennbar ist bei beiden Baugruppen eine starke Temperaturabhängigkeit. Maßgeblichen Einfluss hat hier wieder die mit steigender Öltemperatur fallende Viskosität des Schmiermittels.

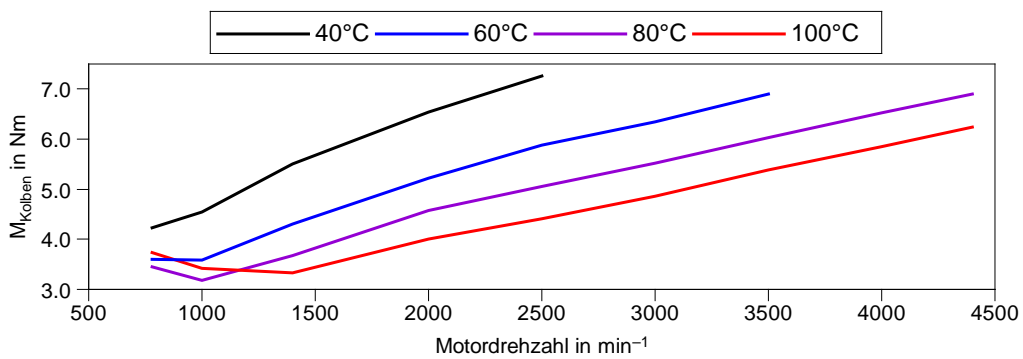


Abbildung 4.49: Reibmoment der Kolbengruppe

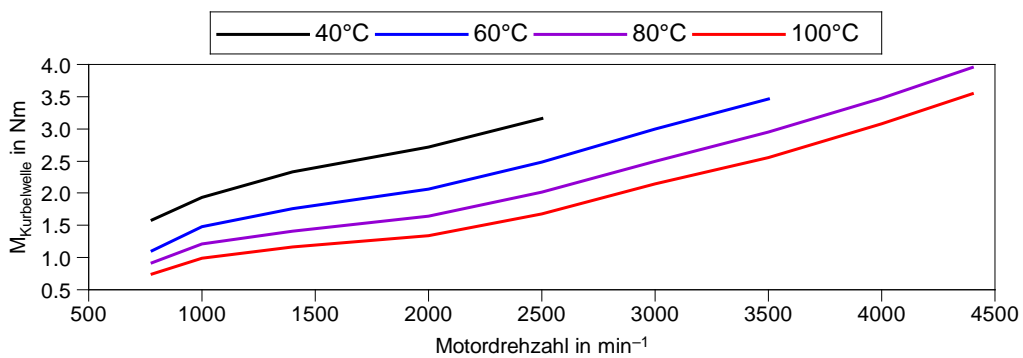


Abbildung 4.50: Reibmoment der Kurbelwelle

— VW ohne Ölpumpe / AGW 40°C - - - VW ohne Kolben 40°C
 — VW ohne Ölpumpe / AGW 60°C - - - VW ohne Kolben 60°C
 — VW ohne Ölpumpe / AGW 80°C - - - VW ohne Kolben 80°C
 — VW ohne Ölpumpe / AGW 100°C - - - VW ohne Kolben 100°C

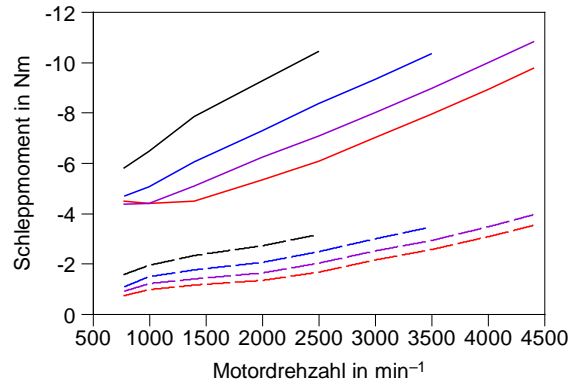


Abbildung 4.51: Vergleich Schleppmessung ohne Ölpu/AGW und ohne Kolben

4.11 Kurbelwelle mit Meistergewichten

In dieser letzten Phase des Strip-Downs wurde die Kurbelwelle an den Hubzapfen mit Meistergewichten bestückt. Diese gleichen die rotatorische und einen Teil der oszillierenden Unwucht aus. Sie sind als Halbschalenelemente ausgeführt und werden mittels Klemmschrauben am Hubzapfen fixiert.



Abbildung 4.52: Meistergewichte

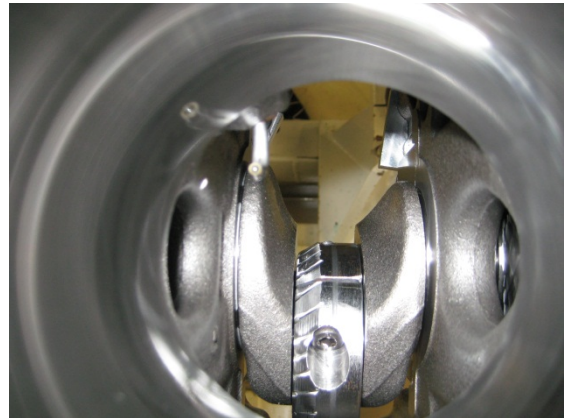


Abbildung 4.53: Hubzapfen mit Meistergewicht

4.11.1 Berechnung der erforderlichen Masse

Die möglichst genaue Bestimmung der korrekten Masse der Meistergewichte ist wichtig, da ein möglichst hoher Grad der Unwucht ausgeglichen werden soll. Daher wurde zuerst die theoretische Masse berechnet und anschließend versucht, mit möglichst geringer Masseabweichung diese in Form der Meistergewichte zu verbauen.

Die allgemeine Formel zur Berechnung von Meistergewichten lautet:

$$m_m = \frac{1}{2} m_{osz} + m_{rot} \quad (4.1)$$

Formel zur Bestimmung der oszillierenden Pleuelmasse:

$$m_{oszpl} = m_{pl} \cdot \left[1 - \frac{s}{l}\right] \quad (4.2)$$

Formel zur Bestimmung der rotierenden Pleuelmasse:

$$m_{rotpl} = m_{pl} \cdot \frac{s}{l} + m_{sch} \quad (4.3)$$

Formel zur Bestimmung der oszillierenden Masse:

$$m_{osz} = m_{oszpl} + m_{Kolben} \quad (4.4)$$

Die Berechnung ergab eine Masse der Meistergewichte von 905,25 g pro Stück, jedoch konnte, unter Berücksichtigung der gegebenen Platzverhältnisse im Kurbelgehäuse, nur eine Masse von rund 711 g pro Stück angefertigt werden. Nach anfänglichen Kollisionen im Kurbelgehäuse wurden die Gewichte noch einmal überarbeitet, was zu einer endgültigen Masse von 645 g pro Stück führte. Schrauben der Meistergewichte sind bei allen angeführten Massen inkludiert.

4.11.2 Messreihe und Ergebnisse

Am Beginn der Messreihe war ein markanter Abfall des Öldruckes zu verzeichnen, was auf Ölverlust an den Hubzapfen schließen ließ. Nach erneuter Positionierung der Gewichtsschalen auf den Hubzapfen stellte sich wieder das ursprüngliche Druckniveau ein. Abbildung 4.54 zeigt, dass die Reibung, infolge der Montage der Gewichte, bis 3000 min^{-1} ca. 0,2 Nm beträgt, bei den höheren Drehzahlen ergibt sich sogar eine Differenz bis zu 0,45 Nm. In Abbildung 4.55 dargestellt ist die Gegenüberstellung der Vermessung der Kurbelwelle mit und ohne Meistergewichte. Es ist über das gesamte Drehzahlband eine Minderung des Reibmoments ersichtlich. Erreicht wird dies durch eine geringere Lagerbelastung durch den Ausgleich der Unwucht. Somit kann auf die Lastabhängigkeit der Lagerreibung geschlossen werden.

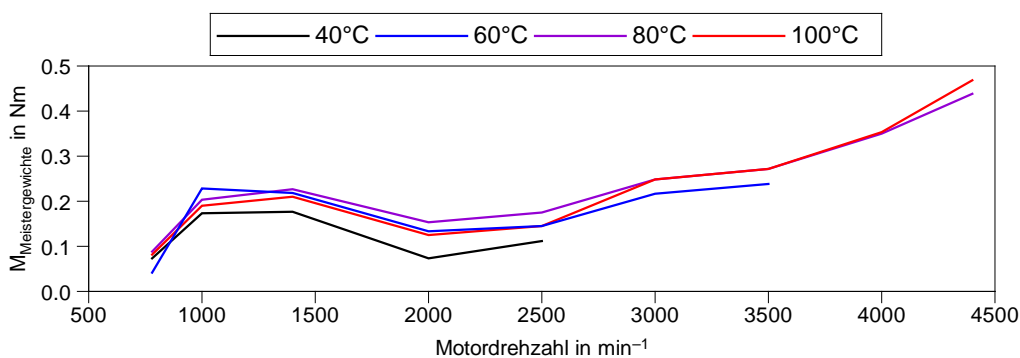


Abbildung 4.54: Auswirkung der Meistergewichte

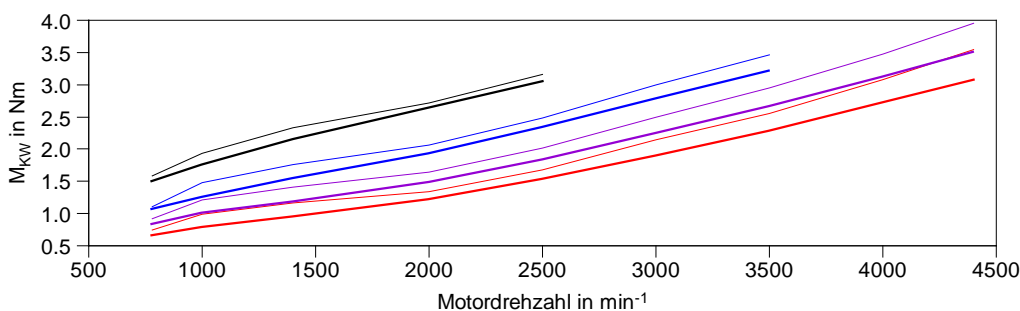


Abbildung 4.55: Reibmoment der Kurbelwelle mit (dick) und ohne (dünn) Meistergewichte

5 Vergleich der ausgeführten Motoren

5.1 Bemerkung

Der Vergleich beider Konkurrenzprodukte ist der eigentliche Kern dieser Arbeit. Im Weiteren wird auf die Ergebnisse beider Motoren im Vergleich eingegangen. Verschiedene Komponenten und Baugruppen werden miteinander verglichen und es sollen Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung aufgezeigt werden. Es kommt somit zu einer direkten Gegenüberstellung beider Versuchsträger.

Die Gliederung dieses Vergleichs orientiert sich an der chronologischen Abfolge der durchgeführten Schleppmessungen. Da beiden Versuchsträgern die gleiche Strip-Down-Abfolge zugrunde gelegt worden war, kann ein direkter Vergleich der demontierten Baugruppen vorgenommen werden.

Die Abfolge des Motorenvergleichs gliedert sich wie folgt:

1. Vollständiger Motor
2. Nebenaggregate
3. Vakuumpumpe
4. Ventiltrieb
5. Ölpumpe und Ausgleichswelle
6. Kolbengruppe
7. Kurbelwelle

Ein Vergleich der Hochdruckpumpe und des Einspritzsystems wurde nicht vorgenommen, da beide Systeme zu unterschiedlich waren um eventuelle Schlüsse aus den Ergebnissen zu ziehen. Ebenfalls erfolgte keine Bewertung der reduzierten Pumpverluste und des reduzierten Ladungswechsels, weil diese Messergebnisse keinen Einfluss auf das Motorreibmoment haben.

Die Gegenüberstellung beider Motoren erfolgt über den Vergleich des Reibmitteldrucks, da dies der beste Weg ist, den vorhandenen Hubraumunterschied der Versuchsträger rechnerisch zu eliminieren. Ausgegangen wurde vom gemessenen Schleppmoment, welches am Drehmomentmessflansch abgegriffen wurde. Über die in Schleppmessung 5 ermittelte Gasarbeit konnte somit auf das Reibmoment geschlossen werden.

$$M_r = M_{schlepp} - M_{Gas} \quad (5.1)$$

Die im Folgenden genannten Abmessungen der Bauteile wurden aus einem durchgeführten Komponentenvergleich entnommen. Eine detaillierte und vollständige Auflistung ist in Kapitel 3.2 zu finden.

Für alle im Kapitel 5 folgenden Diagramme gilt, dass strichlierte Kurven den BMW B37C15 und die durchgezogenen Kurven den VW 1.2 TDI kennzeichnen. Die unterschiedlichen Einfärbungen der Kurven kennzeichnen die jeweiligen Temperaturlinien, genaue Farbzuteilung ist der Legende von Abbildung 5.1 zu entnehmen. Bei den weiteren Baugruppenbetrachtungen werden die Temperaturlinien, zur Bewahrung der Übersichtlichkeit, in zwei übereinanderliegende Diagramme aufgeteilt, siehe dazu Abbildung 5.1. Im oberen Diagramm sind die Temperaturlinien 40°C und 60°C, im unteren 80°C und 100°C beider Motoren gegenübergestellt.

Soll ein Motorenvergleich bei einer gewissen Temperatur durchgeführt werden, müssen Kurven der gleichen Farbe aber unterschiedlicher Linienart verglichen werden.

Will man jedoch den Temperatureinfluss auf ein Bauteil, an einem der beiden Motoren betrachten, müssen Linien gleicher Linienart verglichen werden. Die unterschiedlichen Einfärbungen spiegeln die jeweilige Temperatur von Öl und Kühlmittel wieder.

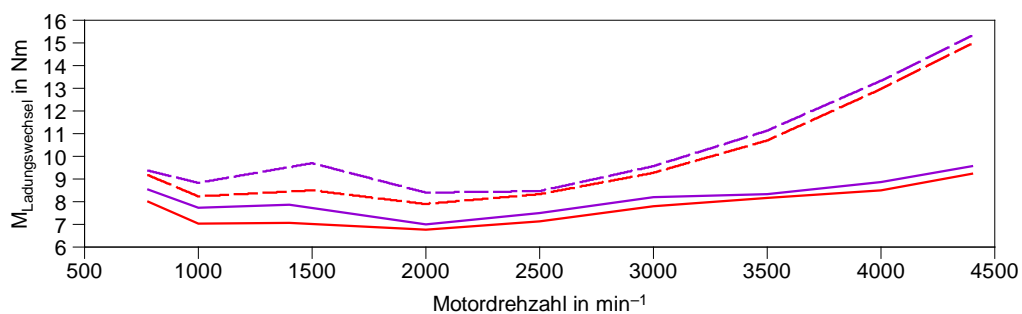
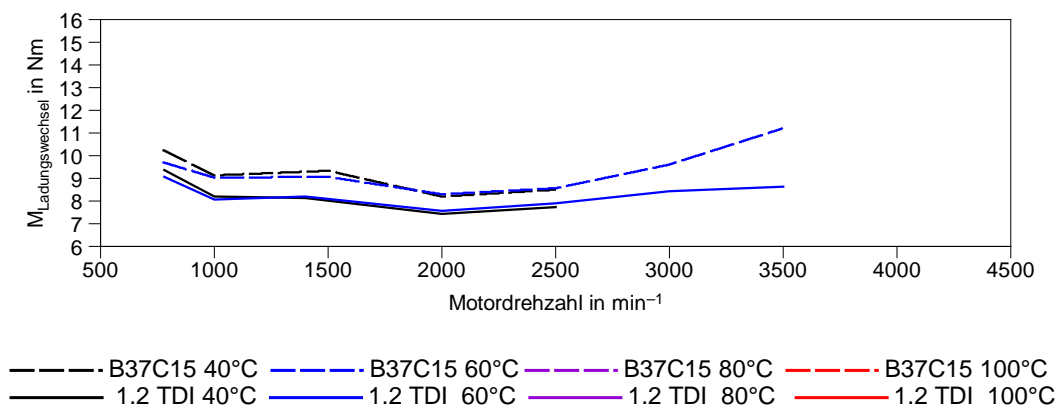


Abbildung 5.1: Vergleich des Ladungswechsels

5.2 Vollständiger Motor

Verglichen werden hier beide vollständigen Motoren. Die folgenden Übersichten und Diagramme, sowohl als Drehmoment als auch in Mitteldruck, geben das gesamte Reibungsniveau jedes Motors wieder und lassen einen direkten Vergleich der Motorgesamtreibung zu. Wie schon in Kapitel 5.1 erwähnt, ist das Schleppmoment die gemessene Größe. Wird sie um die Gasarbeit bereinigt folgt daraus das Reibmoment.

In Abbildung 5.2 ist im rechten Diagramm das Schleppmoment der untersuchten Motoren aufgetragen. Deutlich erkennbar ist das lokale Maximum bei ca. 1500min^{-1} bei beiden Versuchsträgern. Im Reibmomentverlauf, auf der linken Seite von Abbildung 5.2 zu sehen, ist dieses Maximum verschwunden. Da, wie schon vorher erwähnt, der Unterschied beider Verläufe die im Motor verrichtete Gasarbeit ist, wird daraus geschlossen, dass die Ungleichförmigkeit durch den Ladungswechsel entsteht. Auf diesen Effekt wurde auch schon in Kapitel 4.2 eingegangen. Zu sehen ist auch, dass der B37C15 eine größere Gasarbeit verrichtet, der durch seinen größeren Hubraum resultiert (siehe dazu Abbildung 5.1), denn der Nachteil im Schleppmoment hat sich durch die Reduzierung um den Ladungswechsel wieder relativiert, in manchen Bereichen einzelner Temperaturlinien sogar umgekehrt. Somit sieht man, dass beide Aggregate auf fast identischem Reibungsniveau liegen.

Durch 25% mehr Hubraum beim B37C15 resultiert das geringere Niveau im Reibmitteldruck, somit ist der B37C15 dem Konkurrenzprodukt überlegen.

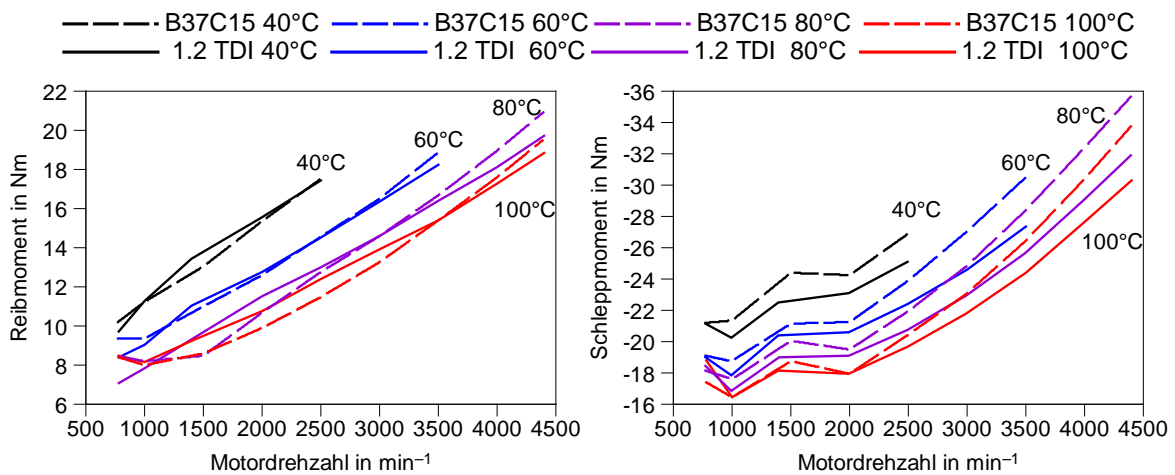


Abbildung 5.2: li.: Reibmoment; re.: Schleppmoment des vollständigen Motors

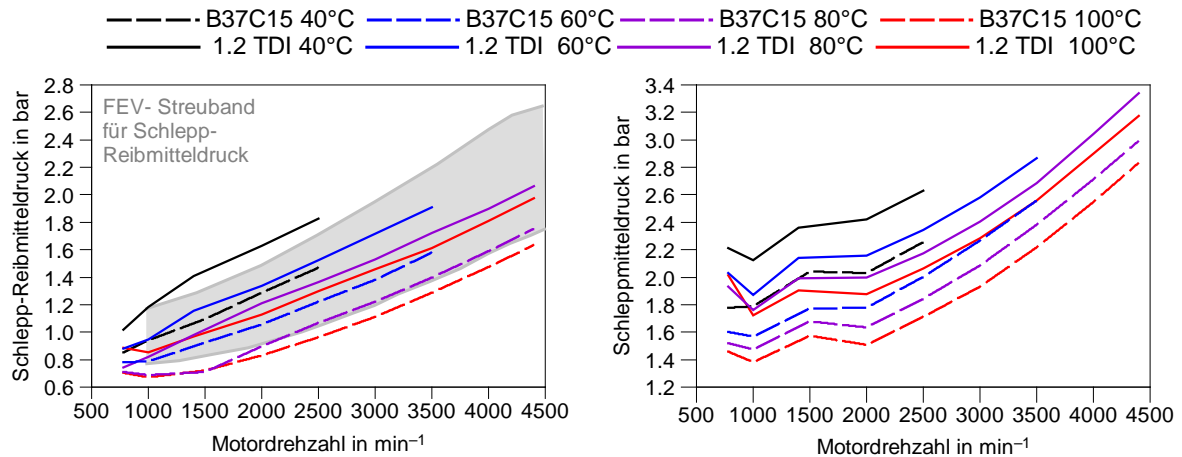


Abbildung 5.3: li.: Schlepp-Reibmitteldruck; re.: Schleppmitteldruck des vollständigen Motors

In Abbildung 5.4 ist eine Gegenüberstellung beider Motoren bei 100°C Öl- und Wassertemperatur dargestellt. Sehr gut zu erkennen ist der Vorteil des B37C15 im Reibmitteldruck des vollständigen Motors. Auch gibt die Abbildung einen Überblick welche Baugruppen am Triebwerk maßgeblichen Einfluss an der Motorgesamtreibung haben und welche eine untergeordnete Rolle spielen.

So ist mit zirka 40% die Kolbengruppe die Baugruppe mit dem höchsten Anteil an der gesamten Reibung, gefolgt von der Kurbelwelle und Ölpumpen-AGW-Einheit. Die Vakuumpumpe mit rund 3% stellt einen kleinen Anteil an der Gesamtreibung dar.

Außerdem kann der Grafik entnommen werden, dass der B37C15 bei den meisten Baugruppen dem VW 1.2 TDI überlegen ist, jedoch die Baugruppe der Nebenaggregate weist beim B37C15 einen höheren Reibungsanteil auf als die am VW 1.2 TDI. Detailliert wird auf diese Problematik im Kapitel 5.3 eingegangen.

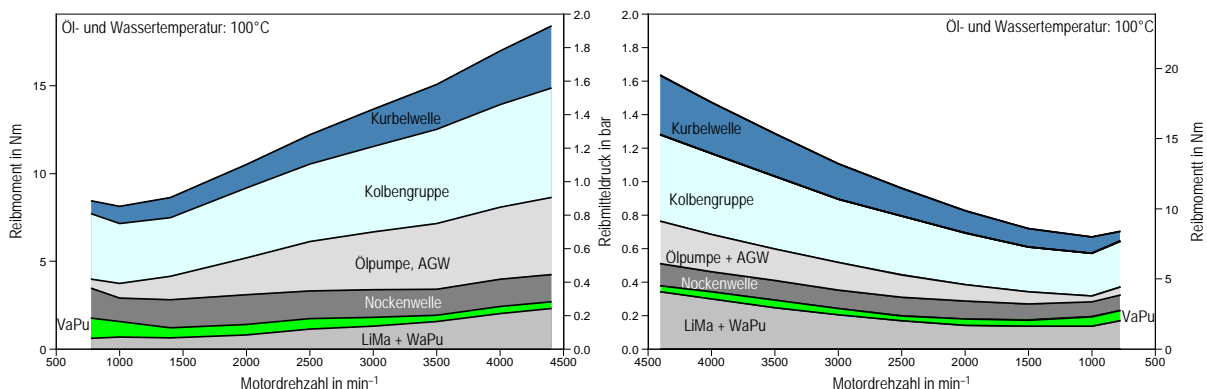


Abbildung 5.4: Reibmitteldruckvergleich li.: VW 1.2 TDI; re.: B37C15

5.3 Nebenaggregate

Die Baugruppe der Nebenaggregate enthält die Lichtmaschine und die Wasserpumpe. In Abbildung 5.5 ist die Gegenüberstellung der beiden Baugruppenergebnisse dargestellt. Eine exaktere Aufschlüsselung der Ergebnisse kann nicht vorgenommen werden, da eine separate Vermessung beider Bauteile nicht Teil des Messprogramms war. Bei diesem Vergleich weist der B37C15 einen höheren Reibmitteldruck auf als der VW 1.2 TDI. Dieses Verhalten findet sich bei allen Temperaturen wieder.

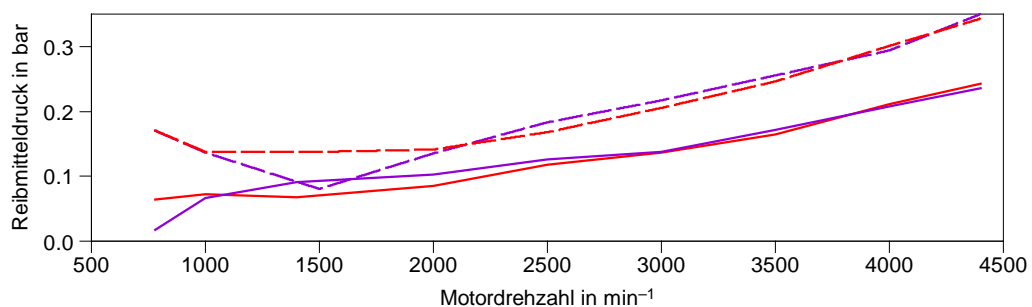
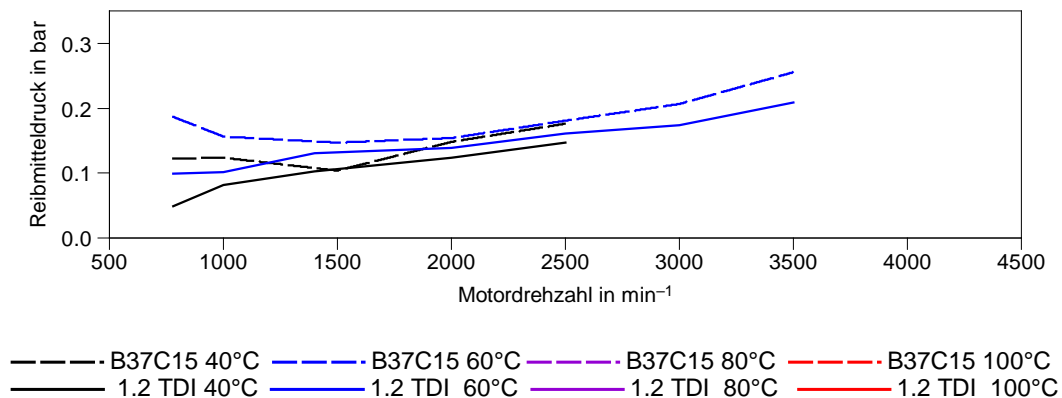


Abbildung 5.5: Reibmitteldruckvergleich Nebenaggregate

Da die Lichtmaschine bei beiden Strip-Down-Messungen an keine elektrische Last angeschlossen war, kann davon ausgegangen werden, dass ihr Beitrag zur Reibung vernachlässigbar klein ist. Somit muss der größte Reibungsanteil von der Wasserpumpe verursacht werden.

5.3.1 Kühlmittelpumpe

Da der untersuchte B37C15 ein Prototyp ist, war an ihm noch die Wasserpumpe des N47 verbaut. Um eine Aussage über die Kühlmittelpumpe machen zu können, wurde zuerst der Kühlmittelvolumenstrom der Pumpen verglichen. Abbildung 5.6 zeigt einen höheren Kühlmitteldurchfluss beim B37C15 im Vergleich zum VW 1.2 TDI.

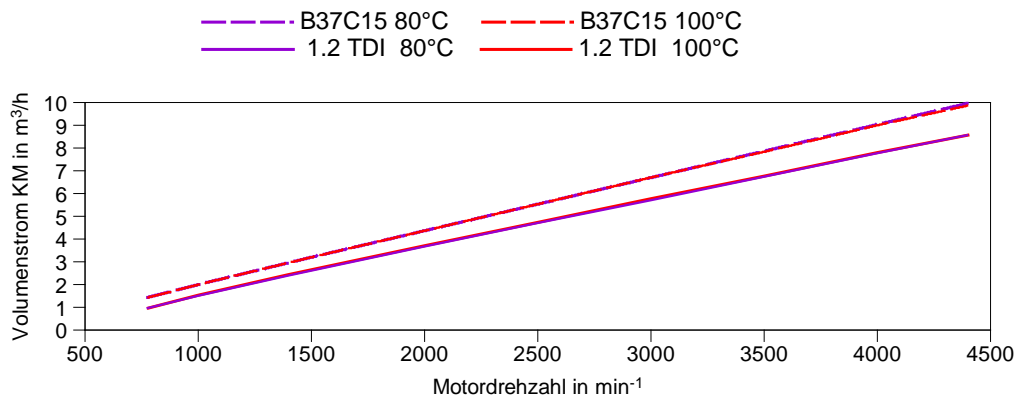


Abbildung 5.6: Vergleich Kühlmitteldurchsatz

Da keine Information über den tatsächlichen Kühlmitteldruck direkt nach der Kühlmittelpumpe vorlag, konnte die verrichtete reale Pumpenarbeit nicht berechnet werden. Damit aber eine Abschätzung der Verluste und in weiterer Folge auch eine Schlussfolgerung gemacht werden konnte, wurde der Motor vereinfacht als hydraulischer Strömungswiderstand in einem geschlossenen Kreislauf betrachtet. Somit kann grundsätzlich veranschaulicht werden, welcher der beiden Versuchsträger der Wasserpumpe den geringsten Widerstand entgegengesetzt und dadurch auch weniger Antriebsmoment verursacht. Dies wurde ermittelt über die Gleichung der idealisierten Pumpenleistung.

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (5.2)$$

In Abbildung 5.7 sind in der oberen Darstellung die Verläufe des hydraulischen Widerstandes beider Aggregate gegenübergestellt. Deutlich zu sehen ist das höhere Niveau des Strömungswiderstandes des B37C15. Im darunter dargestellten Diagramm ist für beide Motoren der jeweilige Kühlmitteldurchsatz bei dazugehöriger Druckdifferenz aufgetragen. Die Druckdifferenz berechnet sich durch:

$$\Delta p_{KM} = p_{KME} - p_{KMA} \quad (5.3)$$

Die Druckdifferenz wurde bei ausgebautem Thermostat und demontierter Wasserpumpe ermittelt. Somit ist klar ersichtlich, dass der VW 1.2 TDI bei kleineren Volumenströmen und geringeren Druckdifferenzen operiert.

Aus Gleichung (5.2) erkennbar, kann nun zum Versuch der Senkung des hydraulischen Widerstandes an zwei Hebeln angegriffen werden. Einerseits eine Reduzierung des Durchsatzes, andererseits eine Entdrosselung des Triebwerks um eine Senkung der Druckdifferenz zu erreichen. Da jedoch der B37C15 leistungsstärker ausgeführt ist als sein Gegenüber und somit einen größeren Wärmeeintrag in das Kühlmittel hat, ist die Reduktion des Durchsatzes begrenzt. Wie in Literatur [2] angegeben beträgt der Wärmeeintrag in das Kühlmittel 10-18% des Brennstoffwärmestroms.

Der zweite Ansatz zur Senkung der Verluste an den Nebenaggregaten ist, wie schon zuvor erwähnt, die Entdrosselung des Kühlkreislaufes des Triebwerks.

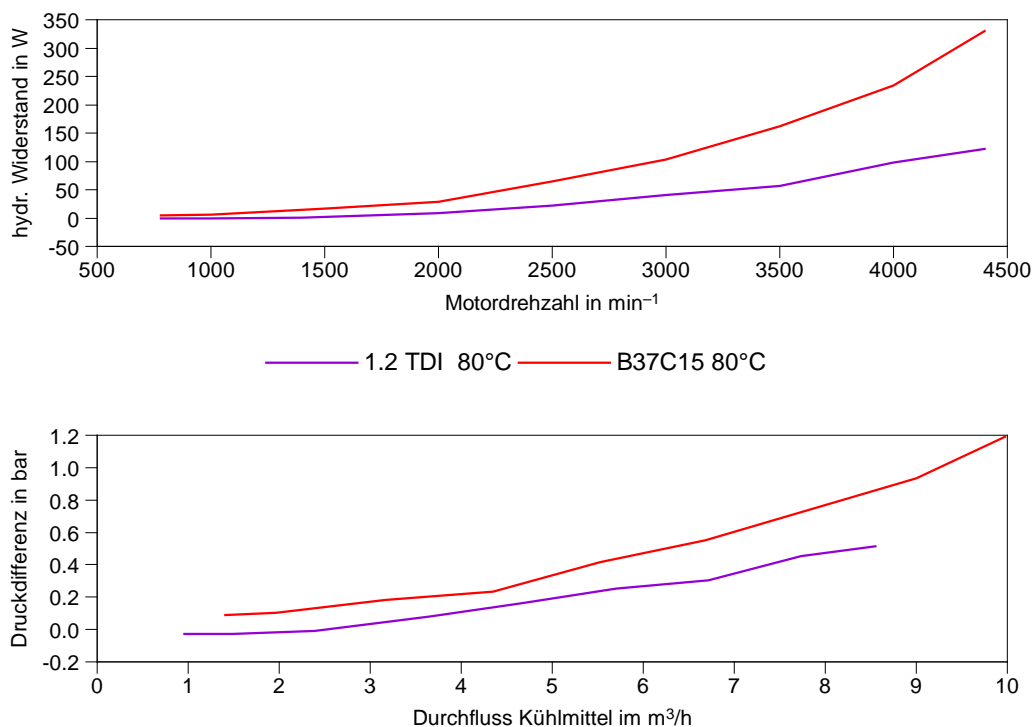


Abbildung 5.7: oben: Vergleich des hydraulischer Widerstandes; unten: Druckdifferenz über der jeweilig, dazugehörigen Durchflussmenge beider Motoren

Die folgenden beiden Abbildungen zeigen die konstruktive Ausführung der Pumpen im Vergleich. Beide sind als Radialkreiselpumpen ausgeführt, der VW 1.2 TDI mit geschlossenem Laufrad, der B37C15 mit offenem. Der Laufraddurchmesser ist mit rund 62 mm ident.



Abbildung 5.8: Wasserpumpe VW1.2 TDI

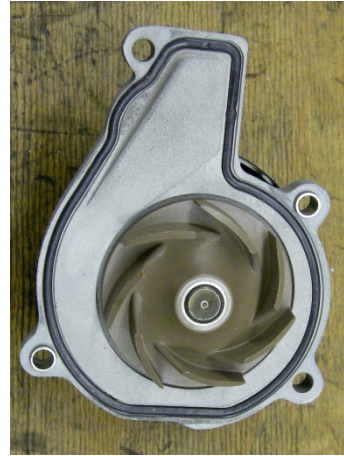


Abbildung 5.9: Wasserpumpe B37C15

5.3.2 Riementrieb

Ein weiterer Grund um den Reibungsnachteil der Nebenaggregate am B37C15 zu erklären, ist der Keilrippenriementrieb, welcher die Lichtmaschine und gegebenenfalls, wie beim B37C15, auch die Kühlmittelpumpe antreibt. Beim VW 1.2 TDI wird die Wasserpumpe über den Zahnriemen angetrieben. Begründen kann man den Reibungsnachteil des B37C15 durch seinen, im Vergleich zum VW 1.2 TDI, aufwändigeren Riementrieb. An allen Umlenkungen wo eine Leistungsabgabe an ein Aggregat passiert, tritt Dehnschlupf im Riemen auf. Dieser wird in Reibung und somit in Wärme umgesetzt. Zusätzlich kommt es an Umlenkrollen wo keine Leistungsabgabe vorhanden ist zur Dehnung und Stauchung des Riemenquerschnitts infolge der Umlenkung. Dadurch tritt durch die innere Reibung ein weiterer Verlust auf. Die Riemenvorspannung verursacht in jedem Umlenkpunkt eine Normalkraft, welcher wiederum eine zusätzliche Lagerbelastung folgt. Dadurch kommt es unter Einhaltung des Coulomb'schen Gleitreibungsgesetzes nach Gleichung (1.2) zu erhöhter Lagerreibung. Ein aufwändiger Riementrieb ist somit im Vergleich zu einem einfach konzipierten höher verlustbehaftet bezüglich Dehnschlupf, innerer Reibung und erhöhten Lagerkräften durch die Riemenvorspannkraft.

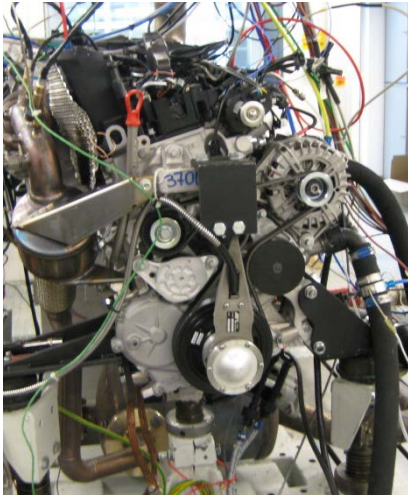


Abbildung 5.10: Riementrieb B37C15

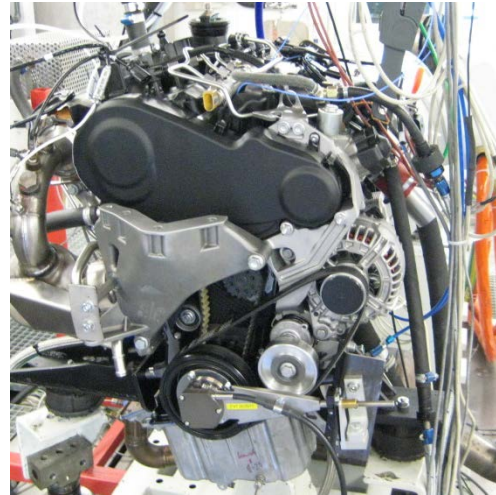


Abbildung 5.11: Riementrieb VW 1.2 TDI

In Abbildung 5.10 und Abbildung 5.11 sind beide Riemenverläufe dargestellt. Der einfache Verlauf des VW 1.2 TDI ist klar zu erkennen, der B37C15 weist eine große Riemenlänge mit vielen Umlenkungen auf. Dies erhöht die inneren Reibung des Riemens und nach Gleichung (1.2) auch die Reibung in den Lagerstellen der Umlenkpunkte. Beide Riementriebe entsprechen nicht dem Serienverlauf, da bei beiden Aggregaten in der Vorbereitungsphase der Klimakompressor entfernt wurde, welcher noch zusätzlich im Riemenverlauf integriert wäre.

5.4 Vakuumpumpe

Die Vakuumpumpe hat zwar nur geringen Anteil an der Motorgesamttriebung, jedoch kommt es bei 40°C und 60°C zu einem negativen Temperatureinfluss. Die Messungen mit 80°C bzw. 100°C Medientemperatur zeigen, dass sich dieses Verhalten relativiert (an der 80°C Linie ersichtlich) oder gar umgekehrt hat (bei 100°C). Dargestellt wird dies in Abbildung 5.12.

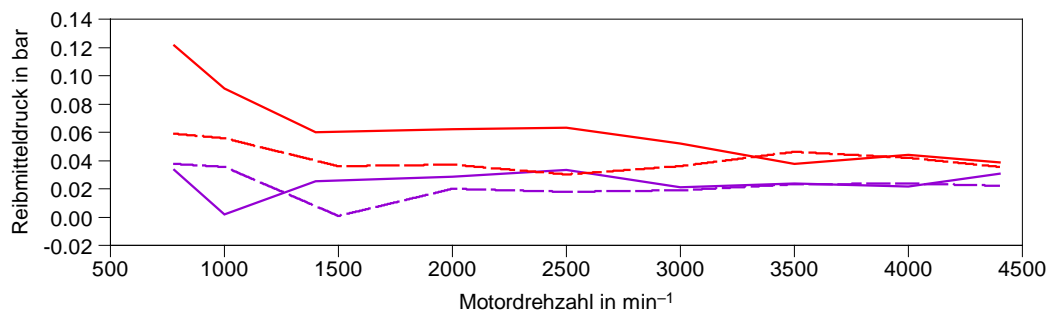
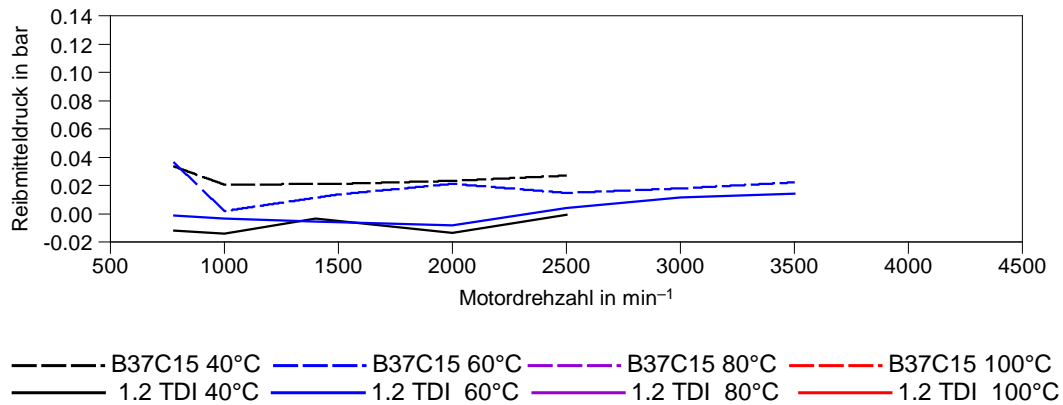


Abbildung 5.12: Reibmitteldruckvergleich Vakuumpumpe

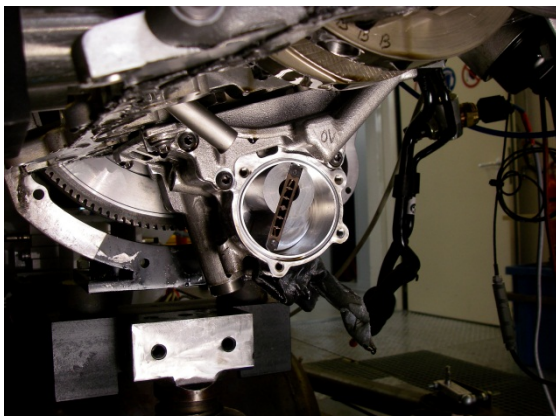


Abbildung 5.13: Vakuumpumpe B37C15

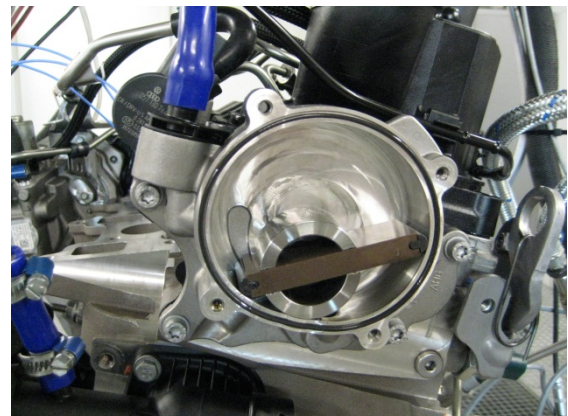


Abbildung 5.14: Vakuumpumpe VW 1.2 TDI

Die Einbauorte der beiden Pumpen sind unterschiedlich gewählt. Beim B37C15 ist sie in der Ölwanne verbaut, wird über die Ölpumpenwelle angetrieben und läuft somit zum Teil im Ölbad. Am VW 1.2 TDI ist sie am Zylinderkopf angeflanscht und wird über die Einlassnockenwelle angetrieben. Siehe dazu Abbildung 5.13 und Abbildung 5.14.

Eine Erklärung für dieses Drehmomentverhalten des B37C15 kann sein, dass dessen Pumpe für höhere Bauteiltemperaturen ausgelegt ist, da sie im direkten Kontakt mit dem Motoröl steht. Eine andere Begründung könnte die höhere Viskosität des Motoröls bei geringen Temperaturen sein. Es gelangt von Seiten der Ölpumpe über die Antriebswelle Öl in den Arbeitsraum der Vakuumpumpe. Dies wurde beim Öffnen des Gehäusedeckels festgestellt. Der Schieber war zu diesem Zeitpunkt ausgebaut sodass keine Verdrängung des Schmiermittels durch die Drehschieberpumpe erfolgte. Deswegen befand sich auch eine vergleichsweise große Ölmenge in der Vakuumpumpe.

Die Drehzahl der Pumpe ist beim VW 1.2 TDI die halbe Kurbelwellendrehzahl, beim B37C15 das 0,92 fache der Kurbelwellendrehzahl.

5.5 Ventiltrieb

Der Ventiltrieb und die Ventiltriebssteuerung beider Versuchsträger weisen eklatante Unterschiede auf. So erfolgt der Antrieb am B37C15 über eine Steuerkette, die Koppelung der Nockenwellen zueinander erfolgt mittels einer Stirnradverzahnung. Der VW 1.2 TDI hingegen ist durch einen Zahnriemen gesteuert und verbaut einen verspannten Ventiltrieb, welcher vorteilhaft hinsichtlich akustischen Verhaltens ist.

Der in Abbildung 5.15 dargestellte Verlauf zeigt die Messergebnisse beider ausgeführten Varianten. Unabhängig von Fluidtemperatur und Motordrehzahl zeigt der VW 1.2 TDI einen erheblichen Nachteil gegenüber dem B37C15.

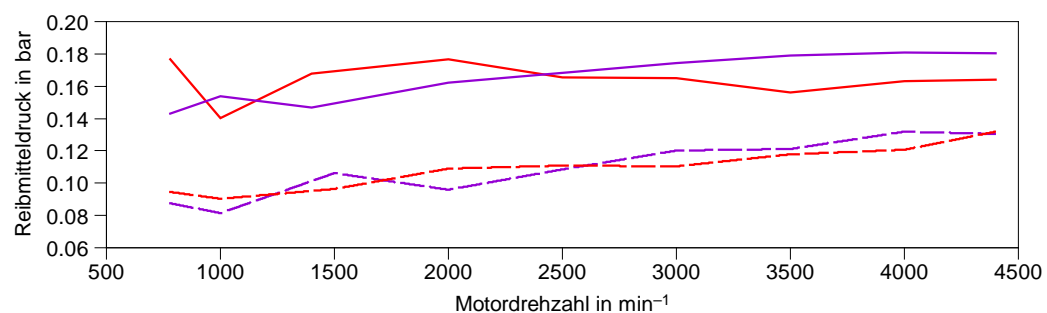
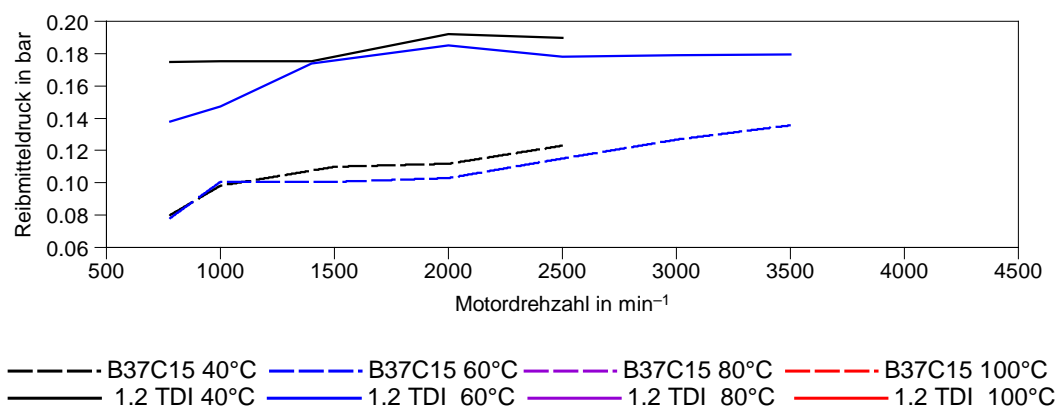


Abbildung 5.15: Reibmitteldruckvergleich Ventiltrieb

Bei näherer Betrachtung beider Ausführungen können zur Interpretation der Ergebnisse die unterschiedlichen Varianten des Ventiltriebs, die Ventiltriebslagerung sowie die Ausführung des Nockenwellenantriebs herangezogen werden.

5.5.1 Ventiltrieb

Wie schon erwähnt wurde, sind in beiden Motoren unterschiedliche Systeme verbaut. Beim B37C15 erfolgt die Synchronisierung der beiden Nockenwellen zueinander über eine Stirnradverzahnung mit gemessenen 0,1 mm Zahnflankenspiel. Der VW 1.2 TDI verbaut ebenfalls eine Stirnradverzahnung, nur ist diese, für besseres akustisches Verhalten, mittels einer Tellerfeder verspannt.

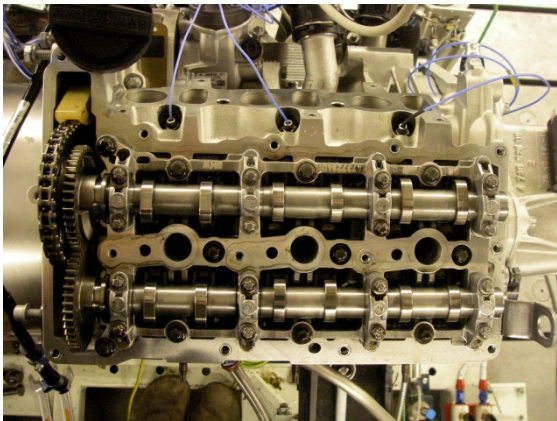


Abbildung 5.16: Ventiltrieb B37C15

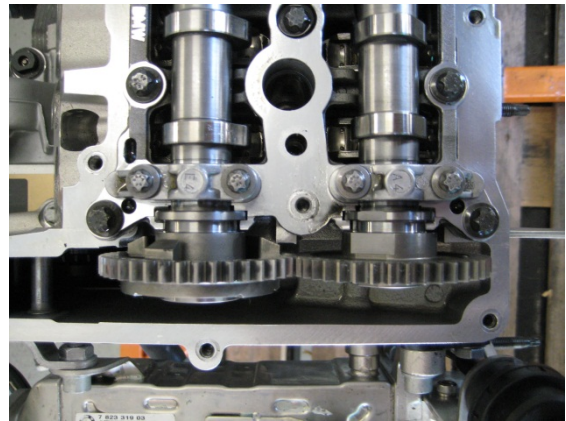


Abbildung 5.17: Geradverzahnte Stirnradverzahnung B37C15

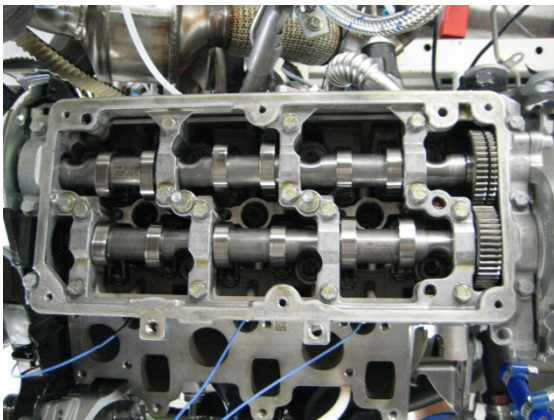


Abbildung 5.18: Ventiltrieb VW 1.2 TDI



Abbildung 5.19: vorgespannte Stirnradverzahnung VW 1.2 TDI



Abbildung 5.20: Keile für Winkelversatz an der Nockenwelle des VW 1.2 TDI



Abbildung 5.21: Gegenstück

Abbildung 5.19 zeigt die durch die Tellerfeder vorgespannte Verzahnung. Man erkennt, dass der vordere Teil der Verzahnung (Abbildung 5.21) der rechten Nockenwelle einen Winkelversatz zum hinteren Teil der Verzahnung (Abbildung 5.20) aufweist. Werden nun beide Nockenwellen in den Zylinderkopf eingebaut, verdreht sich das Gegenstück anhand der Keilform und wird gegen die Tellerfeder gepresst, welche mit einem Sicherungsring gesichert ist. Durch die Vorspannkraft der Tellerfeder und der, durch die Keiflächen möglichen Winkelbewegung sind dann beide Wellen ohne Zahnflankenspiel zueinander angeordnet.

Ein vergleichsweise kleiner Anteil der Reibung wird somit aus den erhöhten Lagerkräften im Ventiltrieb resultieren. Höheren Anteil wird hier der stark reibungsbehafteten Stirnradverzahnung zukommen. Durch die Vorspannung kommt es zu großer Flächenpressung und damit zu hoher Reibung der Zahnflanken zueinander.

5.5.2 Nockenwellenlagerung

Zusätzlich zu den erhöhten Lagerkräften kommen auch noch, im Vergleich zum B37C15 um rund 9 mm größere Durchmesser der Lagerstellen hinzu. Dies führt in analoger Betrachtung zur Stribeck-Kurve zu höheren Relativgeschwindigkeiten der Gleitpartner und somit zum Wiederanstieg des Reibkoeffizienten. Die Lagerstellenanzahl ist mit acht Lagern identisch.

Tabelle 5.1: Ventiltriebslagerung

		B37C15	VW 1.2 TDI
Anzahl	-	8	8
Durchmesser	mm	23,0	32,0
Breite	mm	13,8	7,4 bis 10,2

Beim VW 1.2 TDI kann keine exakte Lagerbreite angegeben werden, da die Lagerstellen in der Breite nicht genau definiert sind sondern die Breite von der Form der jeweiligen Verrippung des Zylinderkopfes abhängt. Die ist ersichtlich in Abbildung 5.22.

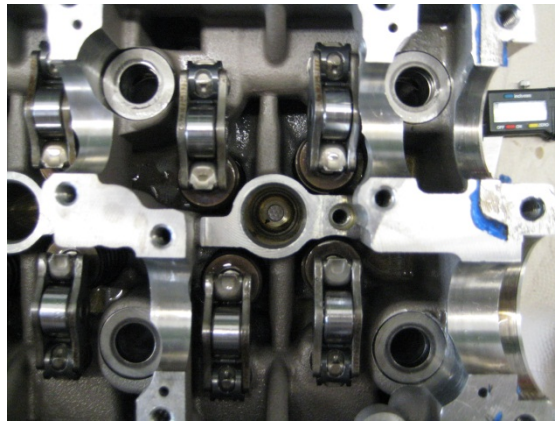


Abbildung 5.22: Ventiltriebslagerung VW 1.2 TDI

5.5.3 Nockenwellenantrieb

Es stehen hier zwei verschiedene Konzepte im direkten Vergleich. Der B37C15 mit einer 2-teiligen Steuerkette und der VW 1.2 TDI mit Zahnriementrieb.

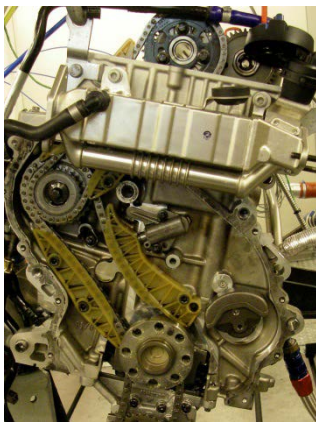


Abbildung 5.23: Nockenwellenantrieb
B37C15



Abbildung 5.24: Nockenwellenantrieb
VW 1.2 TDI

Beim B37C15 führt die erste Kette von der Kurbelwelle zur Hochdruckpumpe, die zweite von der Hochdruckpumpe zur Einlassnockenwelle. Gespannt wird das erste Kettenteil über einen hydraulischen Kettenspanner. Eine Führungsschiene an der unteren Kette, bzw. zwei weitere für die obere Kette gewährleisten einen exakten Lauf. Siehe Abbildung 5.23.

Beim VW Aggregat werden, wie schon in Kapitel 4.4 und 4.5 näher beschrieben, die Wasser- und Hochdruckpumpe über den Zahnriemen angetrieben. Eine Spannrolle im Leertrum sorgt für die notwendige Riemenvorspannkraft.

Grundsätzlich haben Zahnriementriebe signifikante Vorteile gegenüber einem Kettentrieb. Geringste Dehnung, günstiges Dämpfungsverhalten und somit eine exakte Synchronisierung von Nocken- zu Kurbelwelle sind hier zu nennen. Im Weiteren bietet ein Riementrieb die Möglichkeit, zusätzliche Nebenaggregate mit anzutreiben, wodurch ein deutlicher Bauraumvorteil erreicht wird. Werden Ketten- und Riementrieb bei vergleichbarer Konfiguration untersucht, ergibt sich ein Reibungsvorteil am Riementrieb von zirka 0,04 bar bei mittleren Drehzahlen [5]. Einfluss auf die Reibung am Riementrieb hat maßgeblich die Riemenvorspannkraft und das verwendete Spannsystem. Wie in Literatur [4] angegeben, kann eine Variation der Riemenvorspannung im Bereich von 50 N bis 300 N einen Zuwachs an Reibverlusten bis zu 0,75 Nm zu Folge haben. Ursache dafür liegt in der erhöhten Reibung zwischen Riemen und Spannrolle sowie der zusätzlichen Reibung in der Spannerlagerung.

Verluste in Kettentrieben, welche durch das Spannsystem verursacht werden, sind laut Literatur [4] zirka vier- bis fünfmal so groß als bei einem vergleichbaren Zahnriementrieb. Begründet wird dies durch den vorwiegenden Gleitkontakt zwischen Kette und Gleitschiene, im Gegensatz zur Wälzlagerung, welche in der Spannrolle des Zahnriementriebs zum Einsatz kommt.

Potential zur Reibungsreduktion am Kettentrieb ist somit bei der Wahl des richtigen Kettentyps, der Schienenoberfläche und der optimalen Gestaltung der Kettenlinie gegeben.

Ein direkter Vergleich und Bewertung hinsichtlich Reibung beider Nockenwellenantriebsausführungen ist hier, wegen der zu unterschiedlichen Steuertriebsverläufe, nicht möglich, da beim VW 1.2 TDI weitere Nebenaggregate angetrieben werden.

Durch Literaturrecherche kann aber allgemein der Nockenwellenantrieb mittels Zahnriemen als die beste Möglichkeit hinsichtlich Reibung angesehen werden. Der Kettentrieb hingegen besitzt theoretisch großes Optimierungspotential [4][5][6].

5.6 Ölpumpe / Ausgleichswelle

Die im Folgenden bewertete Baugruppe der Ölpumpe und der AGW weist große Unterschiede in der Bauart zwischen den beiden Motoren auf. Beim VW 1.2 TDI ist dies als sogenanntes Ausgleichswellen-Modul ausgeführt, welches direkt unter der Kurbelwelle positioniert ist. Beim B37C15 sind beide Aggregate baulich getrennt. Hier wird die AGW über ein unverspanntes Zahnrad direkt von der Kurbelwelle angetrieben und die im Ölsumpf verbaute Aussenzahnradpumpe wird über eine Kette mit 0,92-facher Kurbelwellendrehzahl angetrieben. Dazu Abbildung 5.26 und Abbildung 5.27.

Abbildung 5.25 zeigt den Vergleich des Reibmitteldrucks beider Versuchsträger. Der VW 1.2 TDI besitzt über das gesamte Drehzahlband und unabhängig von der Temperatur einen, bis zu 0,25 bar höheren Reibmitteldruck.

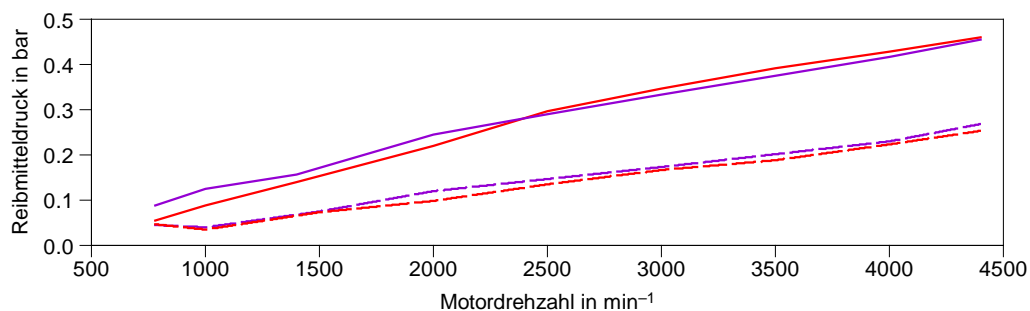
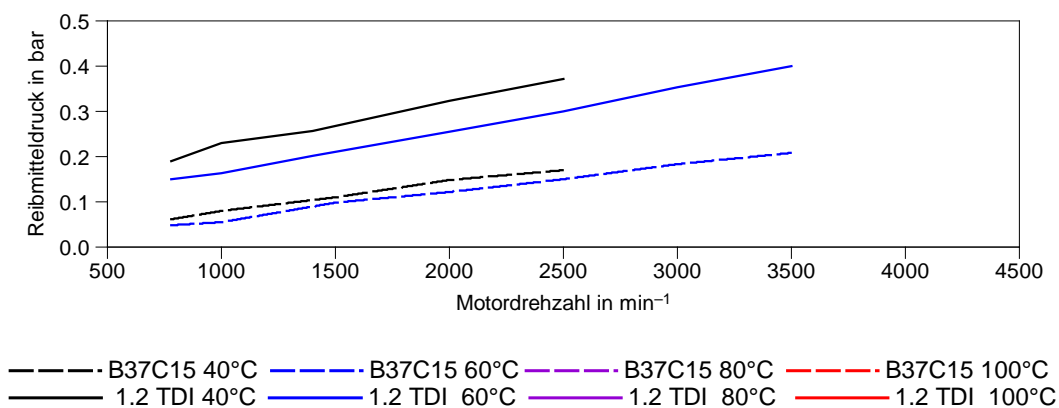


Abbildung 5.25: Reibmitteldruckvergleich Ölpumpe und AGW

Gründe für das höhere und somit schlechtere Reibmitteldruckniveau sind einerseits im Ölsystem und andererseits an der AGW zu finden.

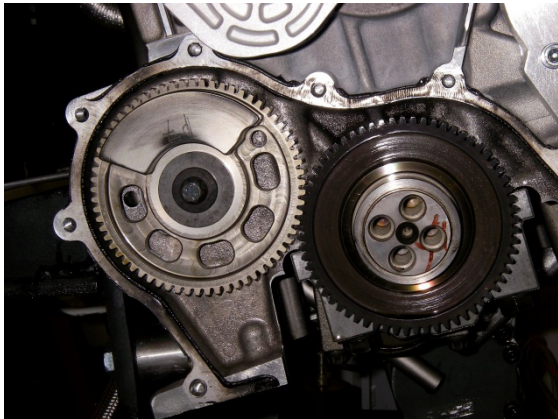


Abbildung 5.26: Antrieb der AGW (links)
B37C15

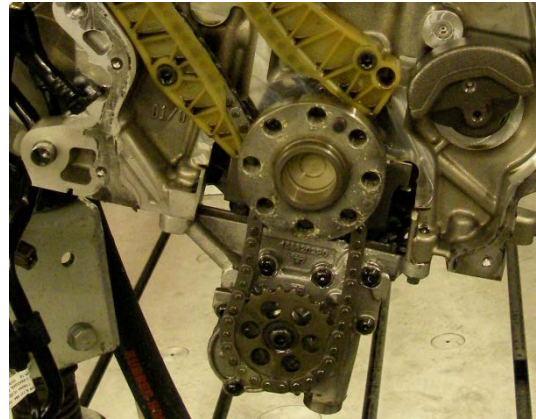


Abbildung 5.27: Ölpumpenantrieb über
Kette B37C15

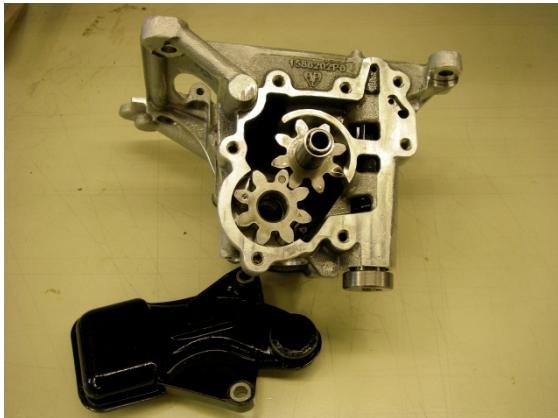


Abbildung 5.28: Ölpumpe B37C15

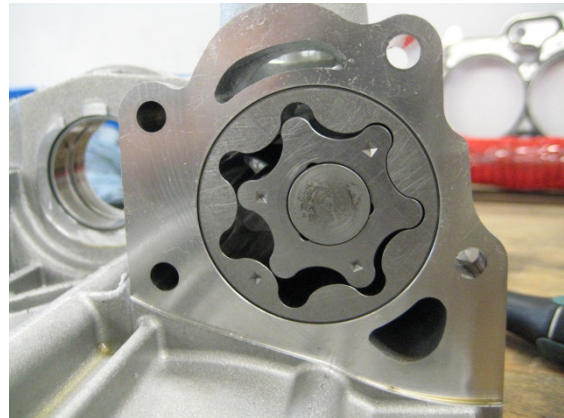


Abbildung 5.29: Ölpumpe VW 1.2 TDI

5.6.1 Ölsystem

Betrachtet man beide Schmiersysteme, fallen zuerst die unterschiedlich ausgeführten Ölpumpen auf. Beim B37C15 wurde eine Aussenzahnradpumpe und beim VW 1.2 TDI eine Zahnringpumpe verbaut. Ersichtlich in Abbildung 5.28 sowie Abbildung 5.29.

Bei genauerer Betrachtung des Systems ist erkennbar, dass der VW 1.2 TDI einen höheren Öldruck als der B37C15 aufweist. Die Pumpe des VW 1.2 TDI fördert bis zu einem Druck von 4 bar, danach wird das Öl direkt in der Pumpe auf die Saugseite abgesteuert.

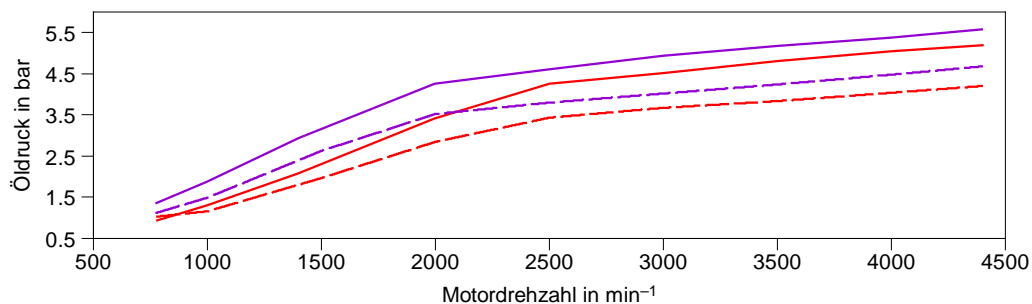
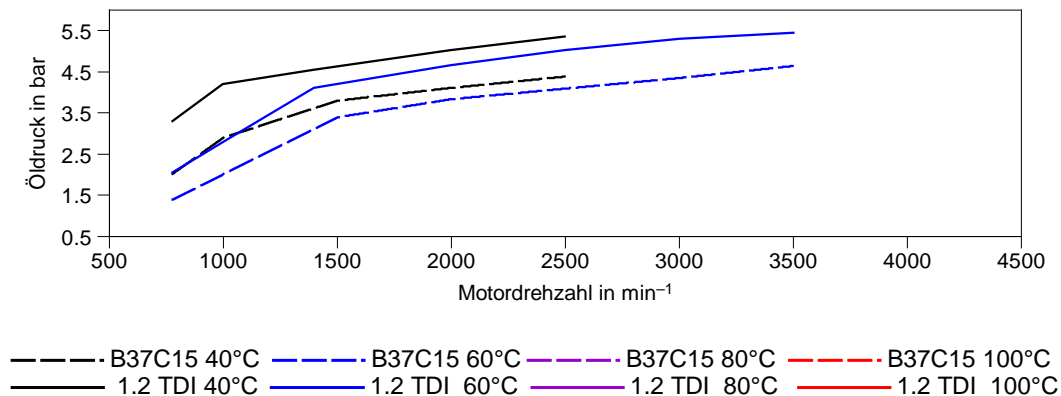


Abbildung 5.30: Öldruckvergleich

Es kann jedoch nicht davon ausgegangen werden, dass allein durch den höheren Öldruck der Reibungsnachteil der Baugruppe entsteht. Deswegen wurde auch noch der Volumenstrom untersucht. Es erfolgte keine kontinuierliche Messung des Öldurchsatzes, somit musste ein Referenzwert der Konditionieranlage herangezogen werden, welcher proportional dem Volumenstrom ist. Gewählt wurde die Pumpendrehzahl der externen Ölpumpe. Somit konnte mit Hilfe des Pumpenkennfeldes auf den Durchfluss geschlossen werden. Um sicher zu gehen, dass diese Berechnung korrekt ist, wurden die Werte mit zwei tatsächlichen Messwerten des Durchflusses verglichen, welche Probeweise an zwei exemplarischen Punkten durchgeführt wurden.

Der in Abbildung 5.31 dargestellte Durchsatz des B37C15 zeigt ab 3500 min⁻¹ einen starken Anstieg, welcher in keiner sinnvollen Beziehung mit dem Verlauf davor steht, gekennzeichnet durch den strichlierten Verlauf. Entstanden ist dies durch ein Unterdruckproblem in der Ölrücklaufleitung zur Konditionieranlage. Durch eine Unterversorgung der Konditionieranlage hat die Ölpumpe, für die Einhaltung des von ihr geforderten Druckes, mehr Leistung

aufnehmen müssen und reagierte somit mit einer Drehzahlerhöhung. Da der Durchsatz über die Pumpendrehzahl hergeleitet wurde, weist der Öldurchfluss den gleichen Anstieg auf wie die Drehzahl.

Um die Ölpumpe bewerten zu können, wurde wieder auf die Gleichung der idealisierten Pumpenleistung (5.2) zurückgegriffen. Da aber über den Bereich, wo sich bei beiden Pumpen das Absteuerventil öffnet, keine Aussage über die abgesteuerte Menge getroffen werden kann, wird zur Berechnung der idealisierten Pumpenleistung und somit zum Vergleich beider Pumpen der Bereich von 780 min^{-1} bis 2500 min^{-1} der 100°C Reihe herangezogen, wo das Absteuerventil noch geschlossen ist. Der Absteuerbeginn ist deutlich am Knick im Öldruckverlauf in Abbildung 5.30 zu erkennen.

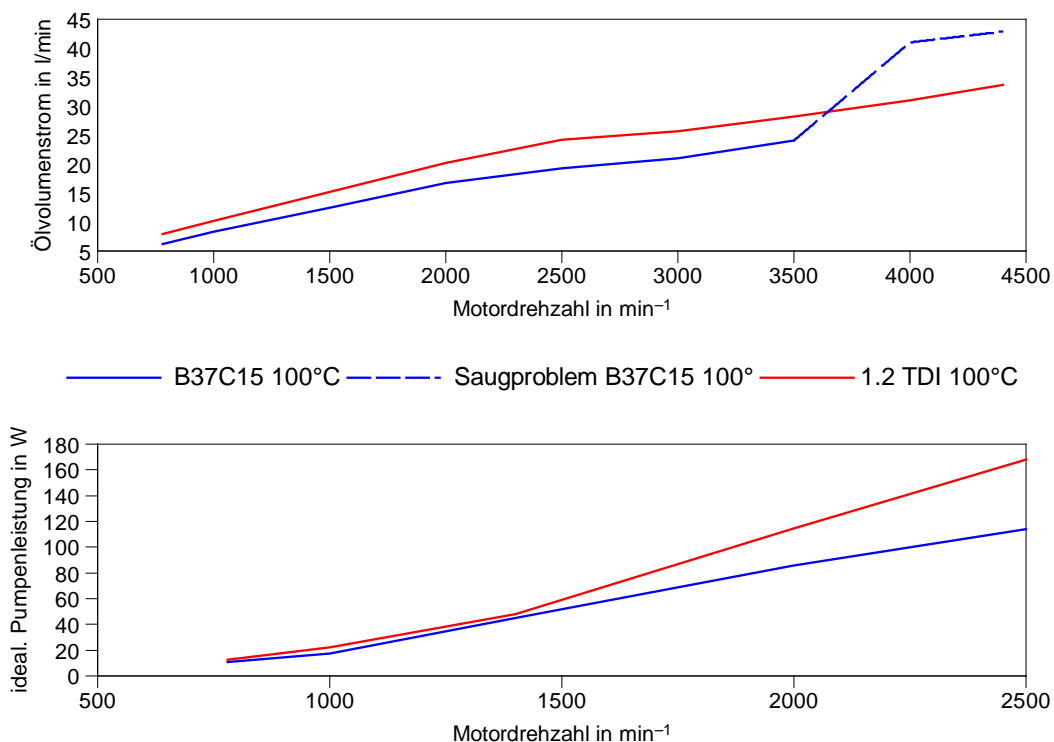


Abbildung 5.31: oben: Öldurchfluss; unten: idealisierte Pumpenleistung

In Abbildung 5.31 unten ist die idealisierte Pumpenleistung in dem Drehzahlbereich aufgetragen, in welchem es noch zu keiner Rückförderung des Öls kommt, also bis 2500 min^{-1} . Sie ist hier nur exemplarisch für eine Öltemperatur von 100°C veranschaulicht. Bei 2500 min^{-1} beträgt die Differenz der idealisierten Pumpenleistung schon 54 W , wird dies in ein Drehmoment umgerechnet, stellt sich ein Unterschied von $0,2 \text{ Nm}$ ein.

5.6.2 Ausgleichswelle

Die markantesten Unterschiede an der AGW sind die Lagerung und der Einbauort. Die Welle des B37C15 ist wälzgelagert, die des VW 1.2 TDI gleitgelagert ausgeführt. Die Wälzlagerung, durch Nadellager realisiert, verspricht geringste Reibung. Beide Ausgleichswellen sind geteilt ausgeführt um den Einbau in das Kurbelgehäuse bzw. in das AGW-Modul zu ermöglichen.

Da die AGW des VW 1.2 TDI in der Ölwanne angebracht ist, kommt es zu Panschverlusten. Um diese so gering wie möglich zu halten, wird das gesamte AGW-Modul mittels einer Kunststoffkapsel vom Öl in der Ölwanne getrennt, jedoch tritt Öl, welches von weiter oben im Motor nach unten abläuft, in die Kapsel ein und füllt diese zunehmend. Die Abbildungen der Ausgleichswellen, welche in Abbildung 5.32 gezeigt werden, sind nicht maßstäblich zueinander.

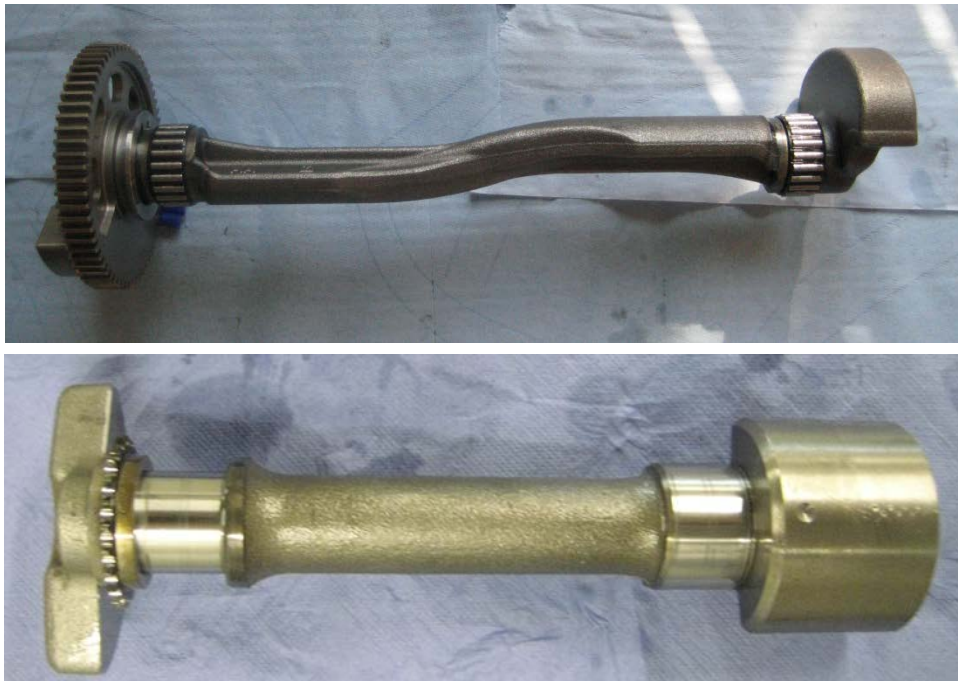


Abbildung 5.32: Ausgleichswellen; oben: B37C15; unten: VW 1.2 TDI

5.7 Pleuel-Kolben-Gruppe

Durch den Entfall der Pleuel-Kolben-Gruppe wurde auf die verursachte Reibung im Hubzapfen, im Kolbenbolzen und die Reibung zwischen Kolbenhemd und Zylinderlaufwand geschlossen. Eine separate Aufteilung auf die einzelnen Kontaktstellen ist nicht möglich, da nur der gesamte Verlust gemessen wurde. In Abbildung 5.33 sind die Reibmitteldrücke der demontierten Baugruppe beider Motoren aufgetragen. Auch hier ist ein drehzahl- und temperaturunabhängiger Reibungsnachteil des VW 1.2 TDI zu verzeichnen.

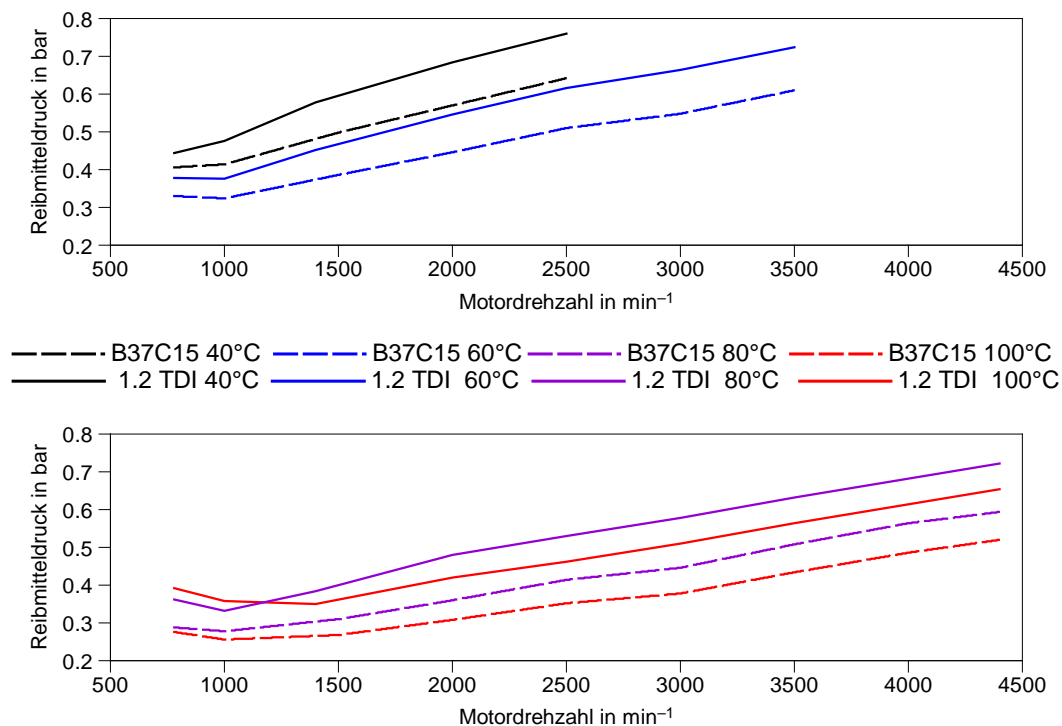


Abbildung 5.33: Reibmitteldruckvergleich Pleuel-Kolben-Gruppe

Betrachtet man den Verlauf des Reibmomentes über der Motordrehzahl, ergibt sich ein fast identischer Verlauf beider Versuchsträger. Jedoch durch den höheren Hubraum des B37C15 ergibt sich ein geringeres Reibmitteldruckniveau. Der VW 1.2 TDI wurde keinem Einfahrprogramm unterzogen, in welchem es in den ersten Laufstunden zu einer Anpassung der Gleitpartner und in weiterer Folge zu einer Glättung der Oberfläche kommt. In dieser Einlaufphase kommt es zu erhöhter Reibung und Verschleiß.

Maßgeblich unterscheiden sich die Pleuel voneinander. Das Pleuel des VW 1.2 TDI misst 152 mm und ist somit um 9 mm länger als das des B37C15. In Kombination mit dem kürzeren Hub des VW Aggregats ergibt sich ein kleineres Schubstangenverhältnis von 0,265. Das Schubstangenverhältnis ist die Relation von Kurbelradius zur Pleuellänge.

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (5.4)$$

Dies hat einen Einfluss auf die Seitenkräfte des Kolbens, denn umso kleiner λ , umso geringer die Schrägstellung des Pleuels und somit verringern sich die Kräfte des Kolbens auf die Zylinderwand. Siehe dazu Abbildung 5.35 in welcher drei unterschiedliche Schubstangenverhältnisse gegenübergestellt werden. Der N47C20 hat das größte, der VW 1.2 TDI das kleinste Schubstangenverhältnis. Durch die Reduzierung der Pleuelschrägstellung ergibt sich eine Reduktion der Kolbenhemdreibung, welche einen Anteil an der Kolbengruppenreibung von rund 70% hat [8]. Durch das kleinere λ sollte der VW 1.2 TDI einen Vorteil gegenüber dem B37C15 haben, jedoch war dieser im geschleppten Betrieb nicht messbar. Es wird davon ausgegangen, dass sich der Effekt des geringeren Schubstangenverhältnisses erst im gefeuerten Betrieb zeigt, wenn der Kurbeltrieb mit der gesamten Gaskraft beaufschlagt wird.

Betrachtet man die konstruktive Ausführung beider Pleuel fällt zuerst der Längenunterschied auf, doch ist auch klar ersichtlich, dass es im Bereich des großen Auges beim B37C15 stärker und massiver ausgeführt ist als beim VW-Pleuel. Dies ist auch in der Masse ersichtlich. Hier stehen 724 g beim B37C15 gegen 664 g beim längeren Pleuel des VW 1.2 TDI. Um die Reibung im Hubzapfen zu minimieren wird der B37C15 in folgenden Baureihen mit dem Hubzapfendurchmesser von 45 mm anstatt 50 mm ausgeführt.



Abbildung 5.34: Pleuel; oben: B37C15 unten: VW 1.2 TDI

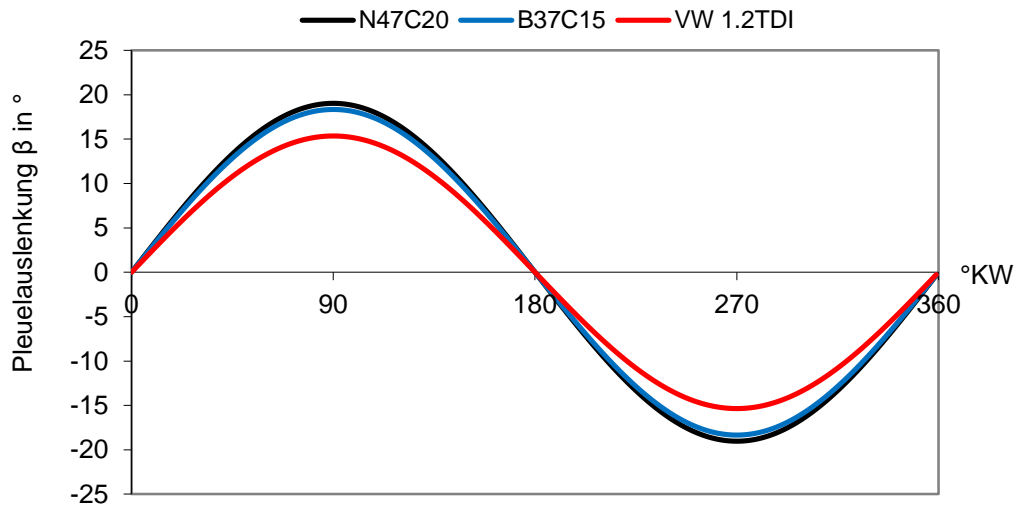


Abbildung 5.35: Pleuelauslenkungswinkel β

Bei der Betrachtung der Kolbengeschwindigkeit in Abbildung 5.36 ist die geringere mittlere Kolbengeschwindigkeit des VW 1.2 TDI erkennbar. Die Verläufe von B37C15 und N47C20 liegen fast deckungsgleich übereinander, da sie beide den gleichen Hub aufweisen und ihre Pleuellänge um nur 5 mm variiert. So sind es 143 mm beim B37C15 und 138 mm beim N47C20. Unter Berücksichtigung der Gleichung für die Leistungsberechnung

$$P = F \cdot v \quad (5.5)$$

ist erkennbar, dass eine Absenkung der mittleren Kolbengeschwindigkeit eine Reduktion der Reibleistung zufolge hat.

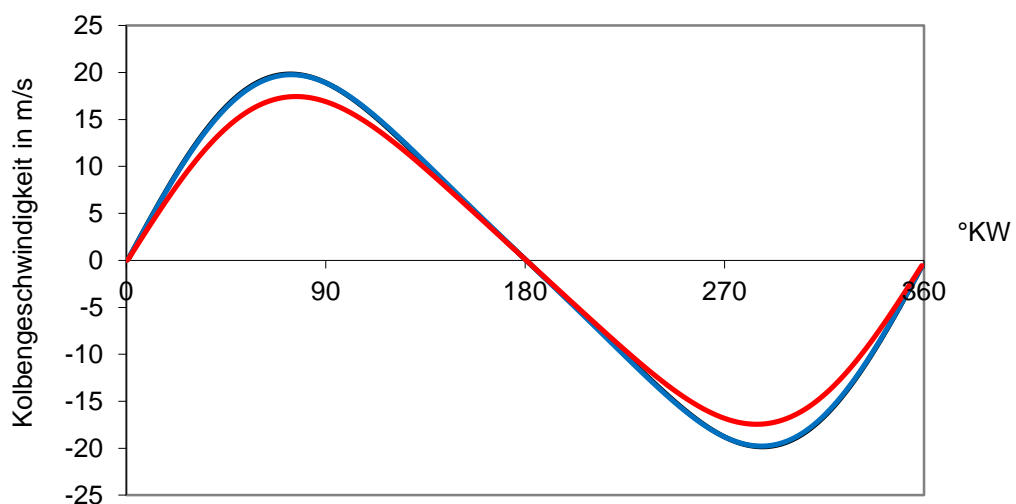


Abbildung 5.36: Kolbengeschwindigkeit

Auch die beiden Kolbenbolzen unterscheiden sich. So beträgt etwa der Durchmesser des VW 1.2 TDI 26 mm im Vergleich zu 27,9 mm beim B37C15. Zusätzlich weist der Bolzen des VW 1.2 TDI noch eine DLC beschichtete Oberfläche auf. Eine quantitative Bewertung der Beschichtung wurde nicht vorgenommen.



Abbildung 5.37: Kolbenbolzen; li.: VW 1.2 TDI; re.: B37C15

Bei der Gegenüberstellung des Kolbens sticht das unterschiedliche Muldendesign ins Auge. Der B37C15 besitzt eine tiefere Mulde mit stärkerer Hinterschneidung. Die Mulde des VW 1.2 TDI ist flacher ausgeführt weshalb der Strahlkegelwinkel der Injektoren mit 162° auch flacher ausgeführt werden muss als beim B37C15. Das Muldenvolumen beträgt beim B37C15 24 ml, beim VW 1.2 TDI 19,5 ml. Durch einen, mit 12 mm vergleichsweise hohen Feuersteg besitzt der VW-Kolben auch die höhere Masse.



Abbildung 5.38: Kolben; li.: B37C15; re.: VW 1.2 TDI

5.8 Kurbelwelle

Die Kurbelwelle zeigt bei beiden Motoren eine unterschiedliche Kröpfung. Somit ist auch die Zündreihenfolge unterschiedlich. Der B37C15 betätigt seine Zylinder in der Reihenfolge 1-2-3, der VW 1.2 TDI hingegen verrichtet den Zündprozess der Folge 1-3-2 entsprechend. Beide Kurbelwellen weisen keine Gegengewichte am Zylinder 2 auf, denn sie vereinen die Masse der Gegengewichte auf den der Zylinder 1 und 3.

Die in Abbildung 5.39 gezeigten Verläufe stellen die Kurbelwelle ohne Meistergewichte dar. Es soll ein Vergleich gemacht werden bei dem höhere Lagerbelastung auftritt und somit eher den realen Gegebenheiten entspricht. Zu sehen ist ein nahezu identischer Reibmitteldruckverlauf beider Kurbelwellen. Die Tatsache, dass die Kurbelwelle des B37C15 um fast 3,5 kg schwerer ist, hatte auf die durchgeführten stationären Schleppmessungen keinen Einfluss. Die Hauptlagerabmessungen sind bei beiden Versuchsträgern fast ident. Weitere Abmessungen sowie Massen beider Versuchsträger sind in Kapitel 3.2 aufgelistet.

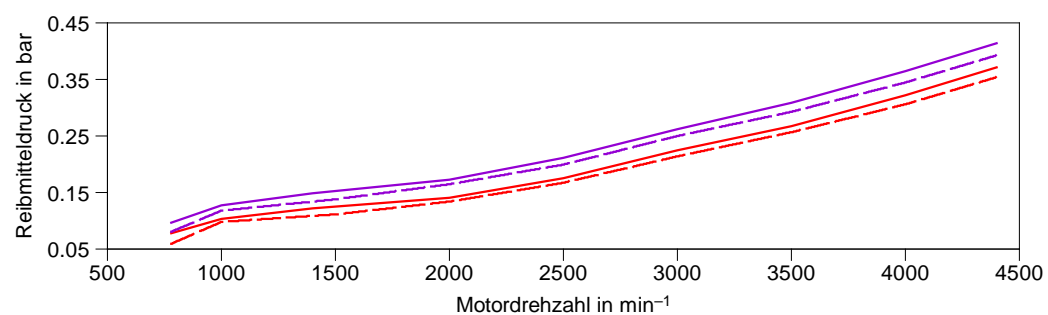
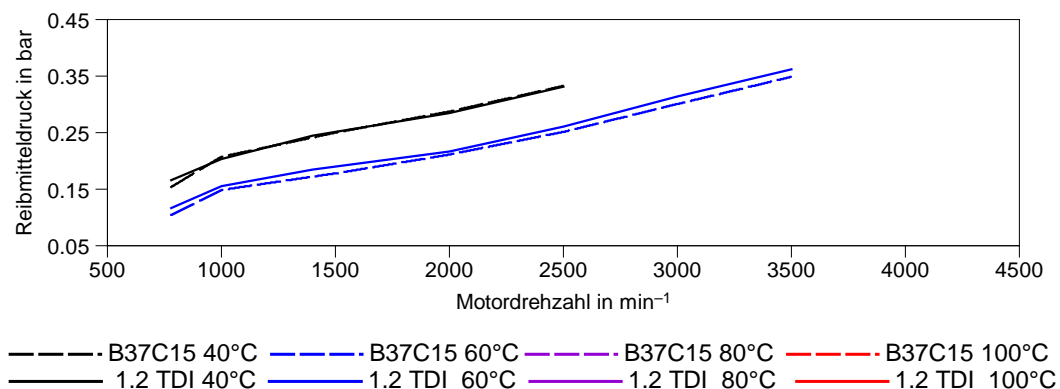


Abbildung 5.39: Reibmitteldruckvergleich der Kurbelwelle ohne Meistergewichte

5.9 Mazda Skyactiv-D

Dieser, vor kurzem am Markt erschienene Motor, machte mit vielen technischen Entwicklungsdetails und Innovationen auf sich aufmerksam, wie zum Beispiel mit seinem niedrigen Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 14$ und dem geringen maximalen Spitzendruck von 135 bar. Auch auf dem Gebiet der innermotorischen Reibung wartet er mit exzellenten Werten auf. Aus diesem Grund wurde ein Vergleich, auf Basis von veröffentlichten Daten, mit dem VW 1.2 TDI und dem B37C15 unternommen.

Aus Literatur [10] konnte eine Reibungsaufteilung des Motors auf die einzelnen Baugruppen und ein Absolutwert des Reibmitteldruckes bei 2000 min^{-1} entnommen werden. Informationen über die Temperatur, bei welcher diese Aufteilung vorgenommen wurde oder bei welcher der Absolutwert der Reibung erhalten wurde, liegen keine vor. Hier wurde dem Skyactiv-D ein Temperaturniveau von 80°C unterstellt, um eine Gegenüberstellung durchführen zu können.

In Abbildung 5.40 ist der Baugruppenvergleich der drei Motoren zu sehen. Die Strip-Down-Reihenfolge beim Skyactiv ist unbekannt. So kann beispielsweise keine Aussage darüber gemacht werden, welche Komponenten sich beim Mazda unter der Rubrik Zusatzaggregate befinden. Der Ventiltrieb, die Kurbelwelle, die Ölpumpe und Ausgleichswelle sowie die Kolbengruppe können hingegen einem Vergleich unterzogen werden. Hier fällt der große Vorteil des Skyactiv-D an der Kolbengruppe auf. Auch der Ventiltrieb schlägt sich mit geringerer Reibung zu Buche.

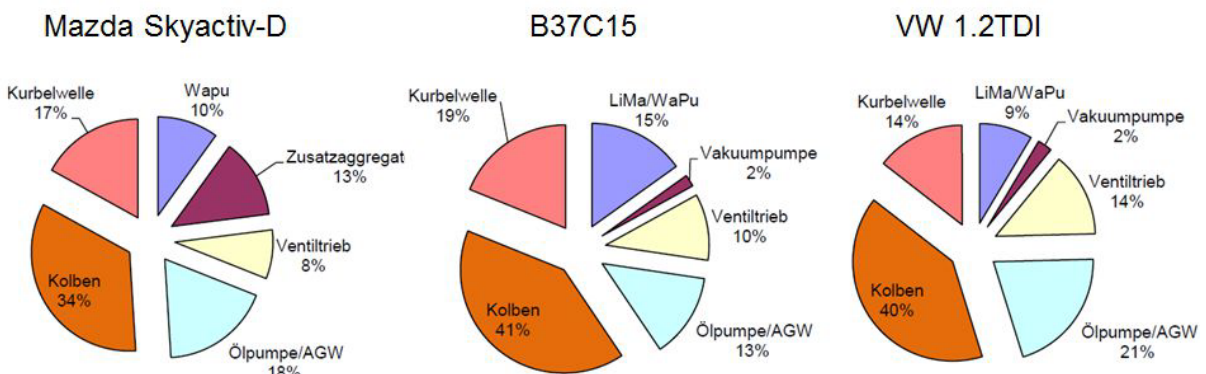


Abbildung 5.40: Motorenvergleich

In Abbildung 5.41 sind die Reibmitteldrücke aller ausgeführten Motoren dargestellt. Auch hier zeichnet sich der Mazda durch geringste Reibung aus. Eine Baugruppenaufteilung in Abbildung 5.41 wie bei den beiden anderen untersuchten Motoren konnte aufgrund von fehlenden Daten nicht vorgenommen werden. Der mögliche rechnerische Vorteil des Mazda Skyactiv-D, welcher aus dem größeren Hubraum von 2.2 l resultiert, sollte beim Vergleich des Reibmitteldruckes jedoch bedacht werden.

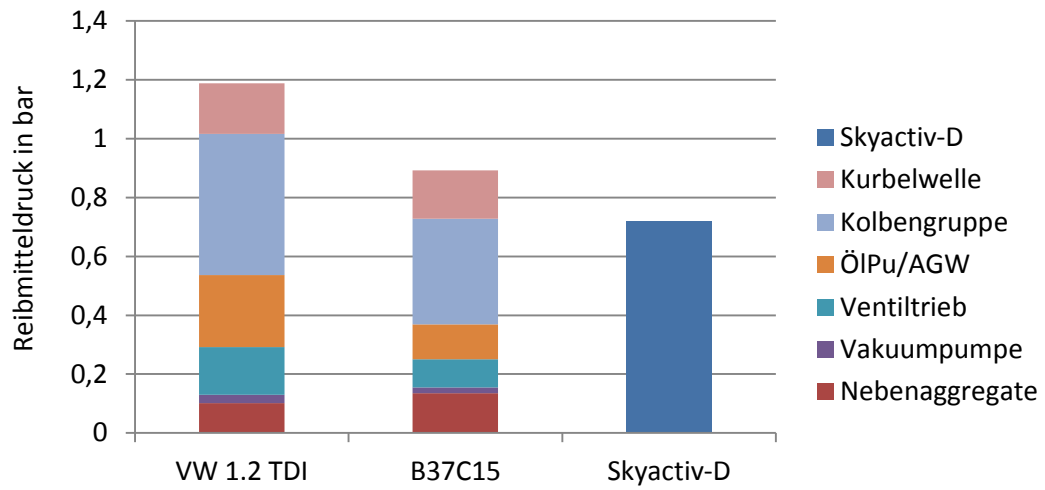


Abbildung 5.41: Vergleich des Reibmitteldruckes

6 Reibungsaufteilung auf die einzelnen Baugruppen

Wie schon eingangs in Kapitel 2.1 erwähnt, wurden die einzelnen Baugruppen mittels Differenzbildung zweier aufeinanderfolgender Schleppmessungen bewertet. Tabelle 6.1 gibt einen Überblick, welche Baugruppe aus welcher Differenzenbildung folgt.

Tabelle 6.1: Ergebnisse aus den einzelnen Schritten

Schritt	Σ des gemessenen effektiven Schleppmitteldruckes p_e	Δp_e
Vollständiger Motor	$p_{\text{Motor}} = p_{\text{ATL}} + p_{\text{Lima,Wapu}} + p_{\text{HDP}} + p_{\text{red.LW}} + p_{\text{Vapu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{Ölpu,AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	
Red. Pumpverluste	$p_{\text{Motor}} = p_{\text{Lima,Wapu}} + p_{\text{HDP}} + p_{\text{red.LW}} + p_{\text{Vapu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{Ölpu,AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	p_{ATL}
Nebenaggregate	$p_{\text{Motor}} = p_{\text{HDP}} + p_{\text{red.LW}} + p_{\text{Vapu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{Ölpu,AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	$p_{\text{Lima,Wapu}}$
Ohne HDP	$p_{\text{Motor}} = p_{\text{red.LW}} + p_{\text{Vapu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{Ölpu,AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	p_{HDP}
Mit Nullnockenwelle	$p_{\text{Motor}} = p_{\text{Vapu}} + p_{\text{NW}} + p_{\text{Ölpu,AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	$p_{\text{red.LW}}$
Ohne Vakuumpumpe	$p_{\text{Motor}} = p_{\text{NW}} + p_{\text{Ölpu,AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	p_{Vapu}
Ventiltrieb stillgelegt	$p_{\text{Motor}} = p_{\text{Ölpu,AGW}} + p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	p_{NW}
Ohne Ölpu/AGW	$p_{\text{Motor}} = p_{\text{Kolben}} + p_{\text{KW}}$	$p_{\text{Ölpu,AGW}}$
Kurbelwelle	$p_{\text{Motor}} = p_{\text{KW}}$	p_{Kolben}

Tabelle 6.2 und Tabelle 6.3 beinhalten die Ergebnisse der Schleppmomente sowie Schleppmitteldrücke zu den einzelnen Demontageschritten bei den untersuchten Temperaturen und dazugehörigen Motordrehzahlen. Abbildung 6.1 bis Abbildung 6.6 zeigen die Verläufe des Schlepp- sowie Reibmomentes über der Motordrehzahl der einzelnen Baugruppen bei jeweilig vermessener Temperaturlinie.

Bei den geringeren Temperaturen, 40°C und 60°C, ist der Einfluss der Vakuumpumpe an der Motorgesamtreibung fast verschwindend gering. Somit ist sie nur schwer in Abbildung 6.1, Abbildung 6.2 und Abbildung 6.5 zu erkennen.

Auch die Hochdruckpumpe weist in den folgenden Darstellungen kein eindeutiges Verhalten auf. So ist der Beitrag der Hochdruckpumpe an der Gesamtreibung nur sehr schwer charakterisierbar, jedoch wurde sie der Vollständigkeit halber in den Verläufen der Baugruppenreibung angeführt. Siehe dazu Abbildung 6.2, Abbildung 6.3 und Abbildung 6.6.

Tabelle 6.2: Schleppmomente der einzelnen Baugruppen in Nm

		Drehzahl in min ⁻¹								
		780	1000	1400	2000	2500	3000	3500	4000	4400
M _{Vollmotor}	40°C	21,1	20,2	22,5	23,1	25,1				
	60°C	19,0	17,8	20,4	20,6	22,4	24,6	27,3		
	80°C	18,4	16,8	19,0	19,1	20,7	22,9	25,6	29,0	31,9
	100°C	18,8	16,4	18,1	17,9	19,7	21,8	24,4	27,6	30,3
M _{ATL}	40°C	2,1	0,8	1,0	0,1	-0,1				
	60°C	1,9	0,7	1,2	0,3	0,0	-0,1	0,5		
	80°C	2,8	1,3	1,8	0,6	0,3	0,2	0,9	2,1	2,6
	100°C	2,8	1,3	1,9	0,4	0,2	0,1	0,9	1,9	2,3
M _{Lima/Wapu}	40°C	0,5	0,8	1,0	1,2	1,4				
	60°C	0,9	1,0	1,2	1,3	1,5	1,7	2,0		
	80°C	0,2	0,6	0,9	1,0	1,2	1,3	1,6	2,0	2,2
	100°C	0,6	0,7	0,6	0,8	1,1	1,3	1,6	2,0	2,3
M _{HD-Pumpe}	40°C	0,1	0,3	0,5	0,3	0,3				
	60°C	-0,4	0,1	0,2	0,0	0,0	0,2	0,2		
	80°C	0,0	0,1	0,2	0,2	0,0	0,2	0,3	0,2	0,3
	100°C	-0,4	0,0	0,6	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4
M _{red. LW}	40°C	9,3	8,2	8,1	7,4	7,7				
	60°C	9,0	8,1	8,2	7,5	7,9	8,4	8,6		
	80°C	8,5	7,7	7,9	7,0	7,5	8,2	8,3	8,9	9,5
	100°C	8,0	7,0	7,0	6,7	7,1	7,8	8,2	8,5	9,2
M _{VaPu}	40°C	-0,1	-0,1	0,0	-0,1	0,0				
	60°C	0,0	0,0	-0,1	-0,1	0,0	0,1	0,1		
	80°C	0,3	0,0	0,2	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3
	100°C	1,2	0,9	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4
M _{Ventiltrieb}	40°C	1,7	1,7	1,7	1,8	1,8				
	60°C	1,3	1,4	1,7	1,8	1,7	1,7	1,7		
	80°C	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6	1,7	1,7	1,7	1,7
	100°C	1,7	1,3	1,6	1,7	1,6	1,6	1,5	1,6	1,6
M _{ÖIPu/AGW}	40°C	1,8	2,2	2,4	3,1	3,5				
	60°C	1,4	1,6	1,9	2,4	2,9	3,4	3,8		
	80°C	0,8	1,2	1,5	2,3	2,8	3,2	3,6	4,0	4,3
	100°C	0,5	0,8	1,3	2,1	2,8	3,3	3,7	4,1	4,4
M _{Kolben}	40°C	4,2	4,5	5,5	6,5	7,3				
	60°C	3,6	3,6	4,3	5,2	5,9	6,3	6,9		
	80°C	3,4	3,2	3,7	4,6	5,0	5,5	6,0	6,5	6,9
	100°C	3,7	3,4	3,3	4,0	4,4	4,9	5,4	5,8	6,2
M _{Kurbelwelle}	40°C	1,6	1,9	2,3	2,7	3,2				
	60°C	1,1	1,5	1,8	2,1	2,5	3,0	3,5		
	80°C	0,9	1,2	1,4	1,6	2,0	2,5	2,9	3,5	3,9
	100°C	0,7	1,0	1,2	1,3	1,7	2,1	2,6	3,1	3,5
M _{KW Meister}	40°C	1,5	1,8	2,2	2,6	3,0				
	60°C	1,1	1,2	1,5	1,9	2,3	2,8	3,2		
	80°C	0,8	1,0	1,2	1,5	1,8	2,2	2,7	3,1	3,5
	100°C	0,7	0,8	1,0	1,2	1,5	1,9	2,3	2,7	3,1

Tabelle 6.3: Schlepptomitteldrücke der einzelnen Baugruppen in bar

		Drehzahl in min ⁻¹								
		780	1000	1400	2000	2500	3000	3500	4000	4400
p _{Vollmotor}	40°C	2,21	2,12	2,36	2,42	2,63				
	60°C	1,99	1,87	2,14	2,15	2,34	2,58	2,86		
	80°C	1,93	1,76	1,99	2,00	2,17	2,40	2,68	3,04	3,34
	100°C	1,97	1,72	1,90	1,88	2,06	2,28	2,55	2,89	3,17
p _{ATL}	40°C	0,22	0,09	0,10	0,02	-0,01				
	60°C	0,20	0,08	0,12	0,03	0,00	-0,02	0,05		
	80°C	0,30	0,13	0,19	0,06	0,03	0,02	0,10	0,22	0,27
	100°C	0,29	0,14	0,20	0,05	0,02	0,01	0,09	0,20	0,24
p _{Lima/Wapu}	40°C	0,05	0,08	0,10	0,12	0,15				
	60°C	0,10	0,10	0,13	0,14	0,16	0,17	0,21		
	80°C	0,02	0,07	0,09	0,10	0,13	0,14	0,17	0,21	0,24
	100°C	0,06	0,07	0,07	0,08	0,12	0,14	0,16	0,21	0,24
p _{HD-Pumpe}	40°C	0,01	0,03	0,06	0,04	0,03				
	60°C	-0,04	0,01	0,02	0,00	0,00	0,02	0,02		
	80°C	0,00	0,01	0,02	0,02	0,00	0,02	0,03	0,02	0,03
	100°C	-0,04	0,00	0,06	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
p _{red. LW}	40°C	0,98	0,86	0,85	0,78	0,81				
	60°C	0,95	0,84	0,86	0,79	0,83	0,88	0,90		
	80°C	0,89	0,81	0,82	0,73	0,78	0,86	0,87	0,93	1,00
	100°C	0,84	0,73	0,74	0,71	0,75	0,82	0,85	0,89	0,96
p _{VaPu}	40°C	-0,01	-0,01	0,00	-0,01	0,00				
	60°C	0,00	0,00	-0,01	-0,01	0,00	0,01	0,01		
	80°C	0,03	0,00	0,02	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,03
	100°C	0,12	0,09	0,06	0,06	0,06	0,05	0,04	0,04	0,04
p _{Ventiltrieb}	40°C	0,17	0,17	0,17	0,19	0,19				
	60°C	0,14	0,15	0,17	0,18	0,18	0,18	0,18		
	80°C	0,14	0,15	0,15	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18	0,18
	100°C	0,18	0,14	0,17	0,18	0,17	0,16	0,16	0,16	0,16
p _{ÖlPu/AGW}	40°C	0,19	0,23	0,26	0,32	0,37				
	60°C	0,15	0,16	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40		
	80°C	0,09	0,12	0,16	0,24	0,29	0,33	0,37	0,42	0,45
	100°C	0,05	0,09	0,14	0,22	0,30	0,35	0,39	0,43	0,46
p _{Kolben}	40°C	0,44	0,47	0,58	0,68	0,76				
	60°C	0,38	0,38	0,45	0,55	0,61	0,66	0,72		
	80°C	0,36	0,33	0,38	0,48	0,53	0,58	0,63	0,68	0,72
	100°C	0,39	0,36	0,35	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65
p _{Kurbelwelle}	40°C	0,17	0,20	0,24	0,28	0,33				
	60°C	0,12	0,15	0,18	0,22	0,26	0,31	0,36		
	80°C	0,10	0,13	0,15	0,17	0,21	0,26	0,31	0,36	0,41
	100°C	0,08	0,10	0,12	0,14	0,18	0,22	0,27	0,32	0,37
p _{KW Meister}	40°C	0,16	0,18	0,23	0,28	0,32				
	60°C	0,11	0,13	0,16	0,20	0,24	0,29	0,34		
	80°C	0,09	0,11	0,12	0,16	0,19	0,23	0,28	0,33	0,37
	100°C	0,07	0,08	0,10	0,13	0,16	0,20	0,24	0,28	0,32

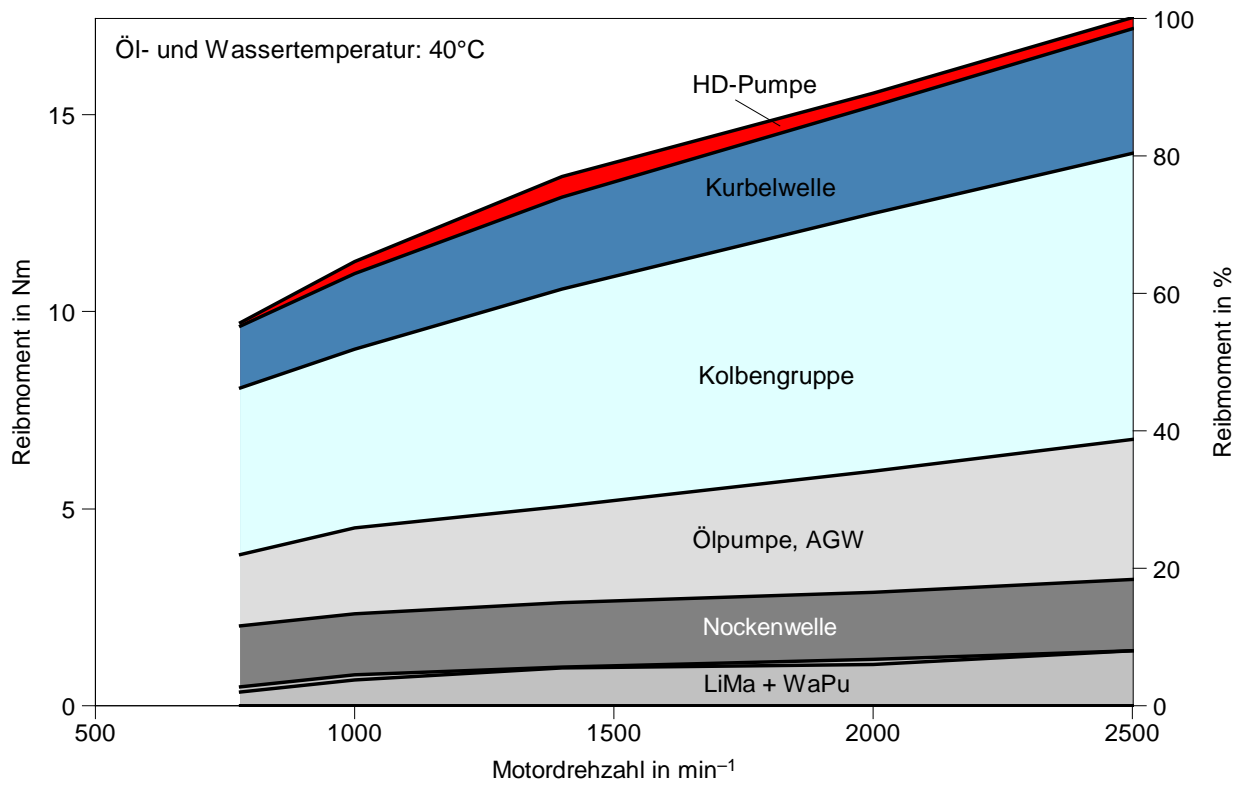
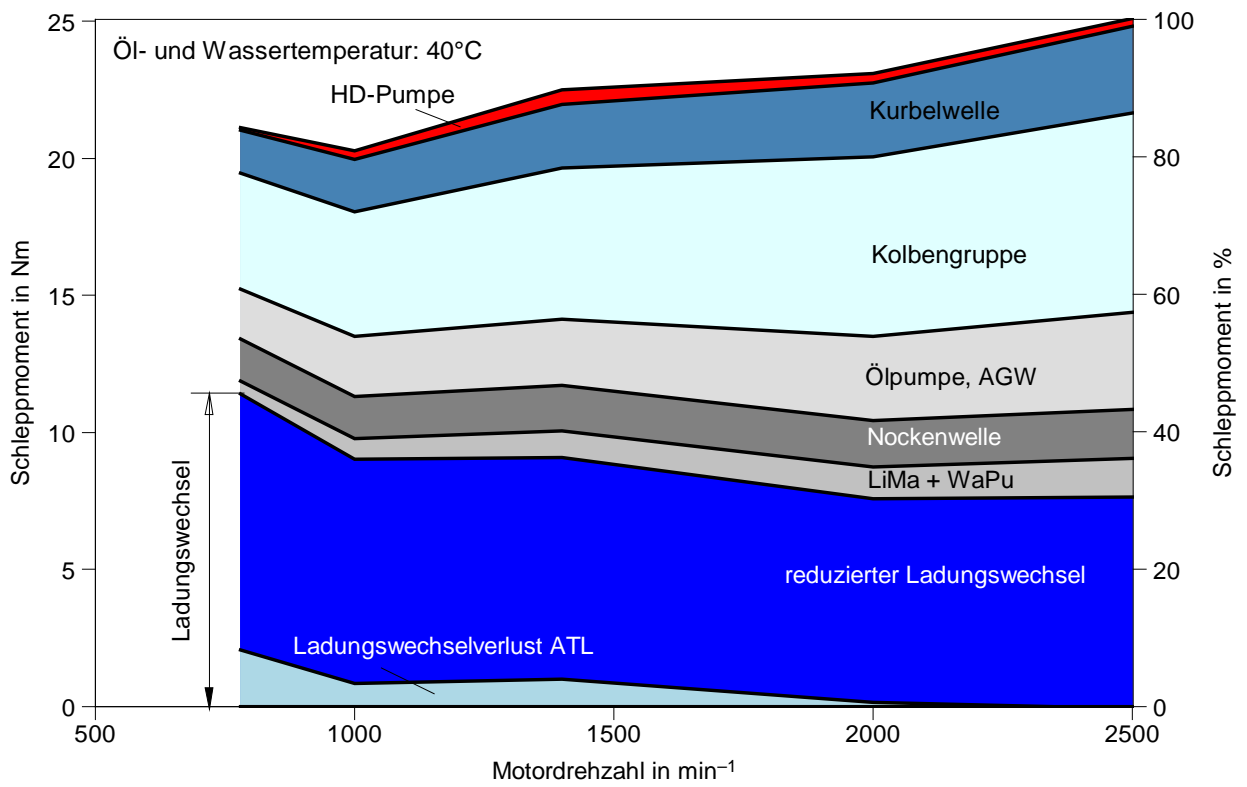


Abbildung 6.1: Schlepp- und Reibmoment bei 40°C

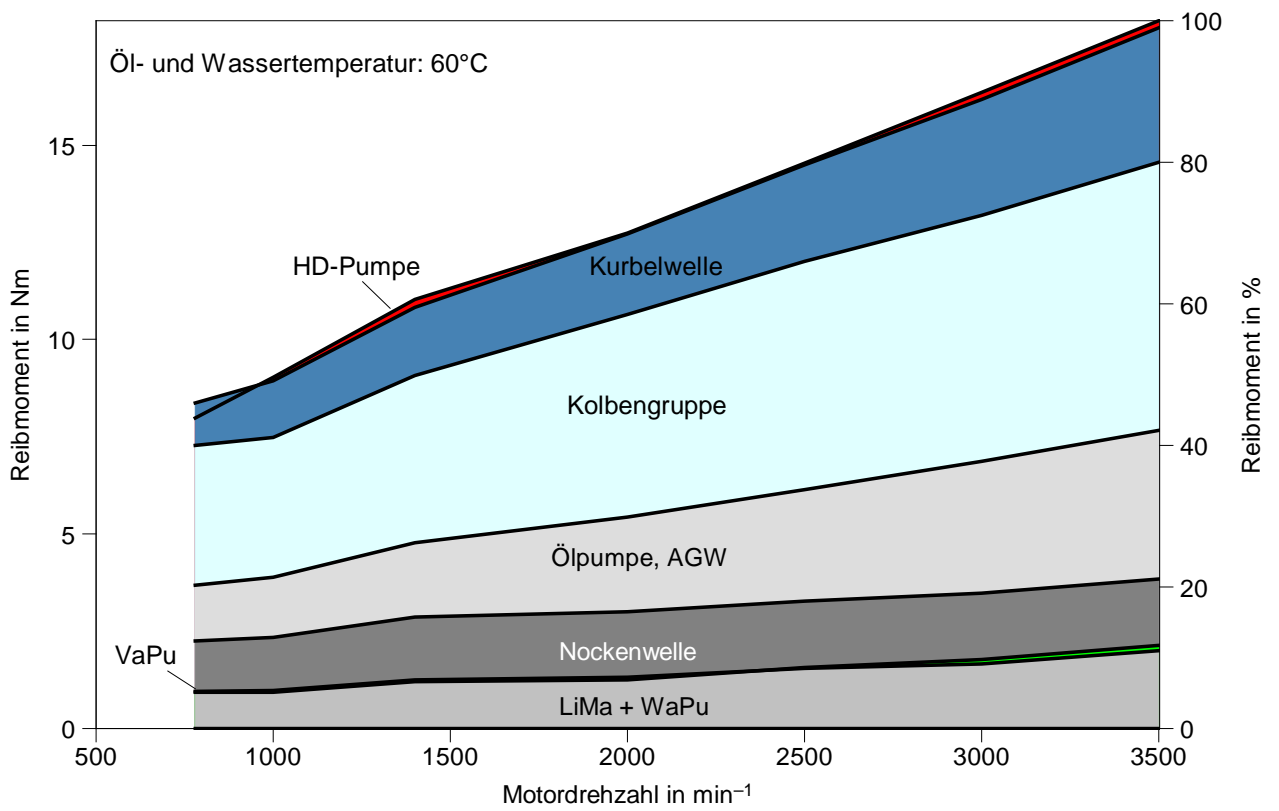
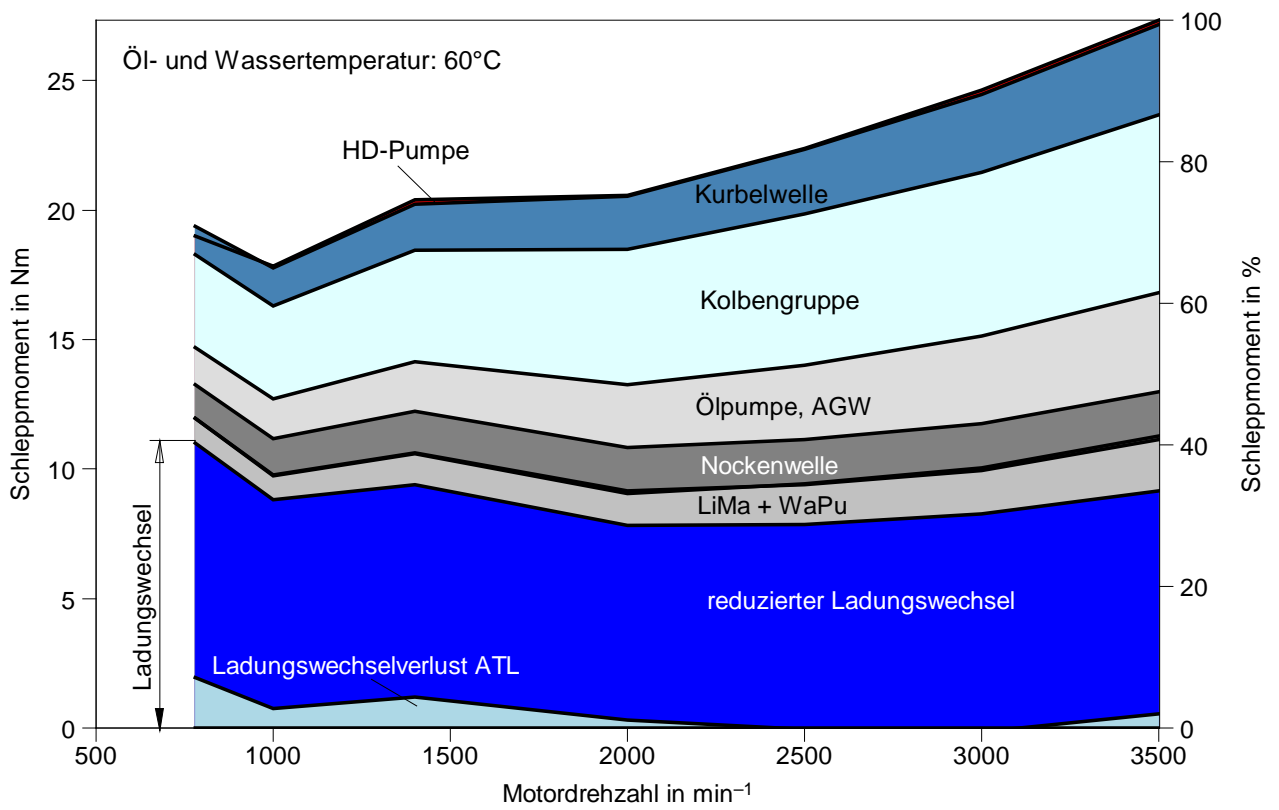


Abbildung 6.2: Schlepp- und Reibmoment bei 60°C

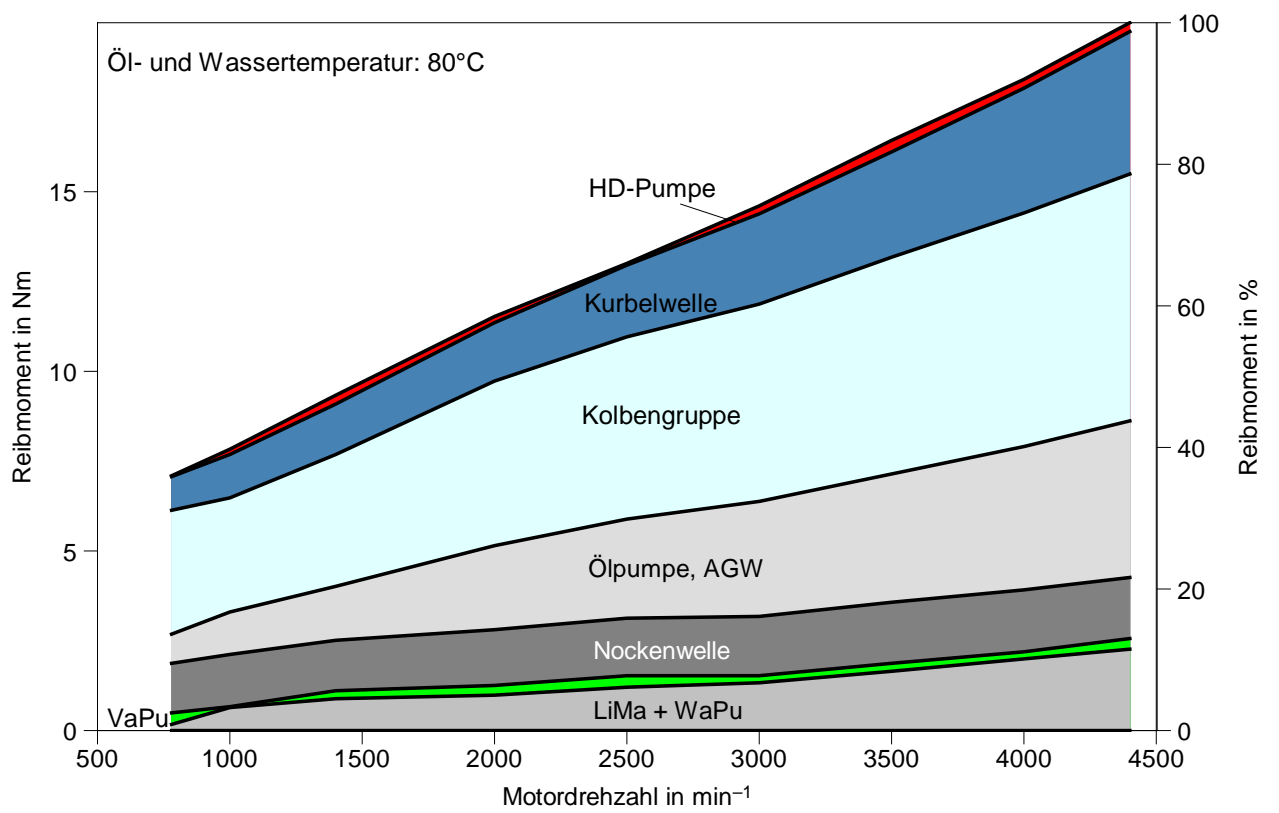
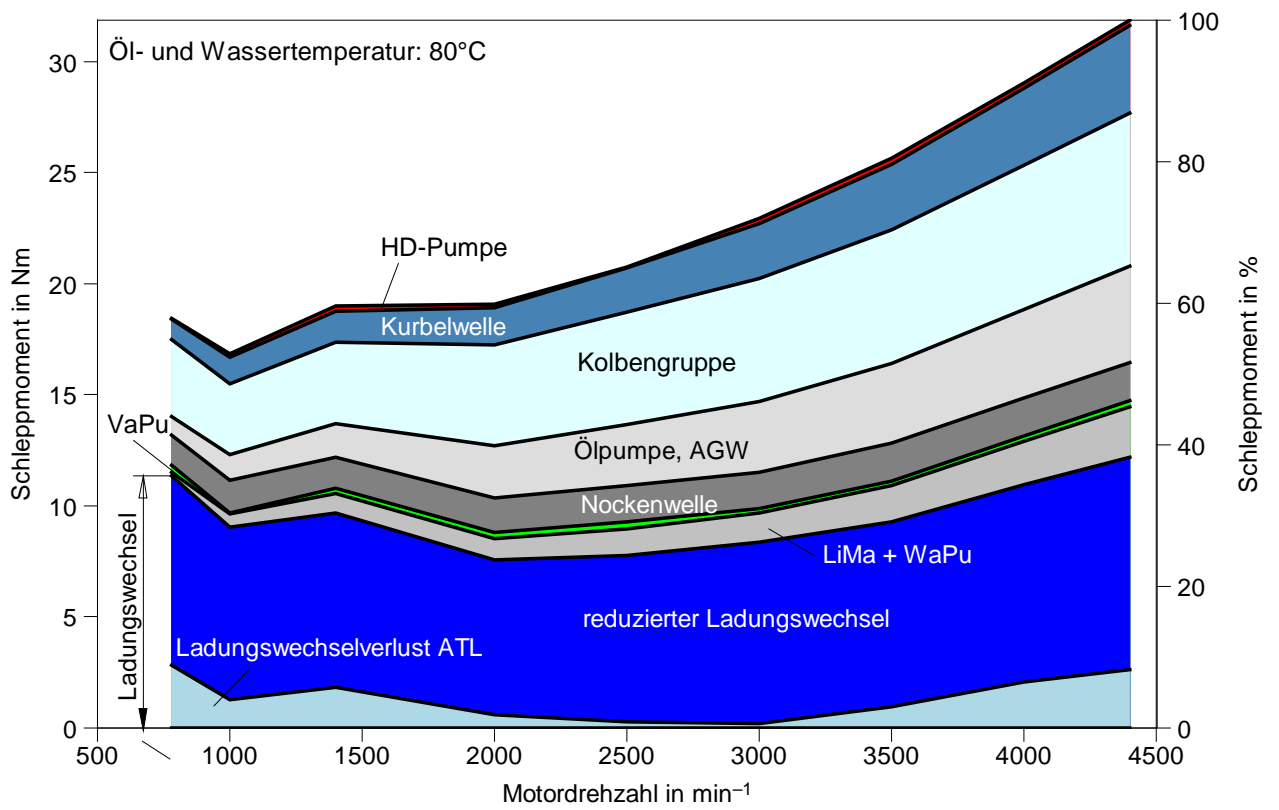


Abbildung 6.3: Schlepp- und Reibmoment bei 80°C

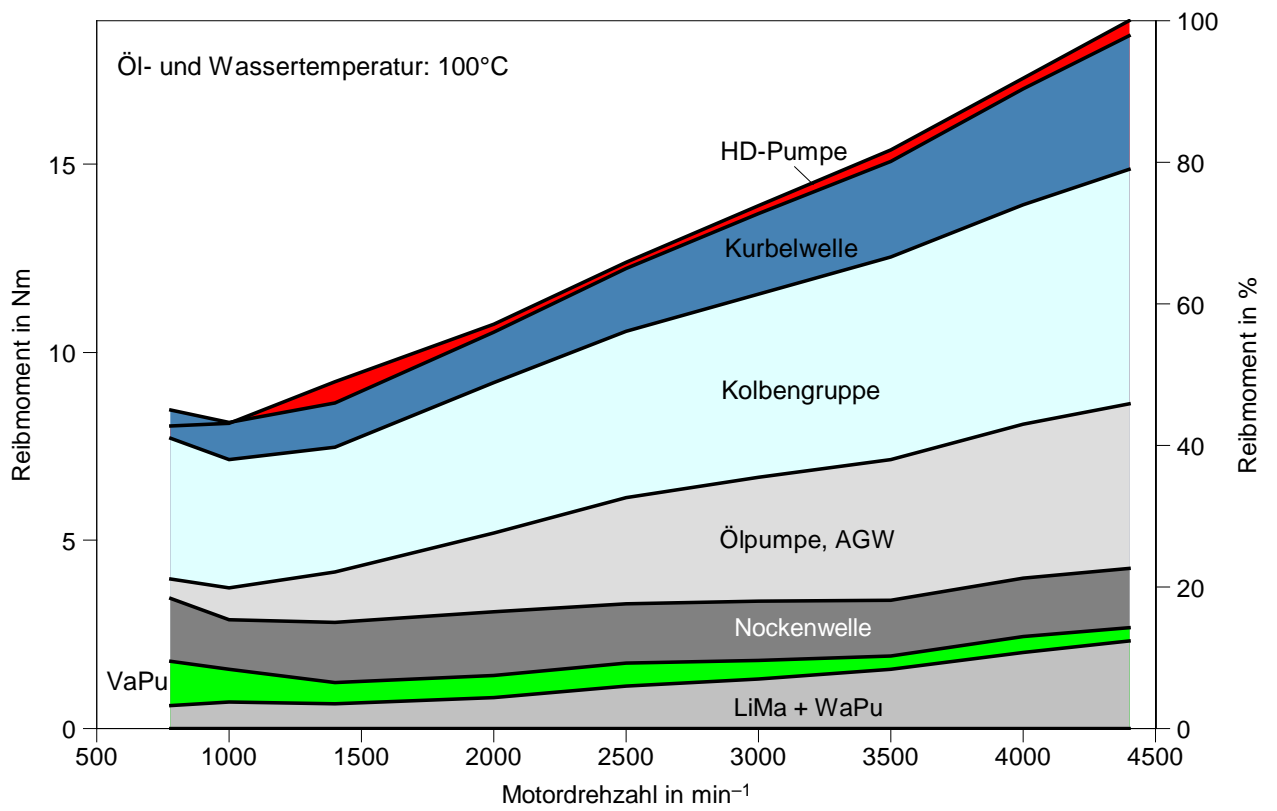
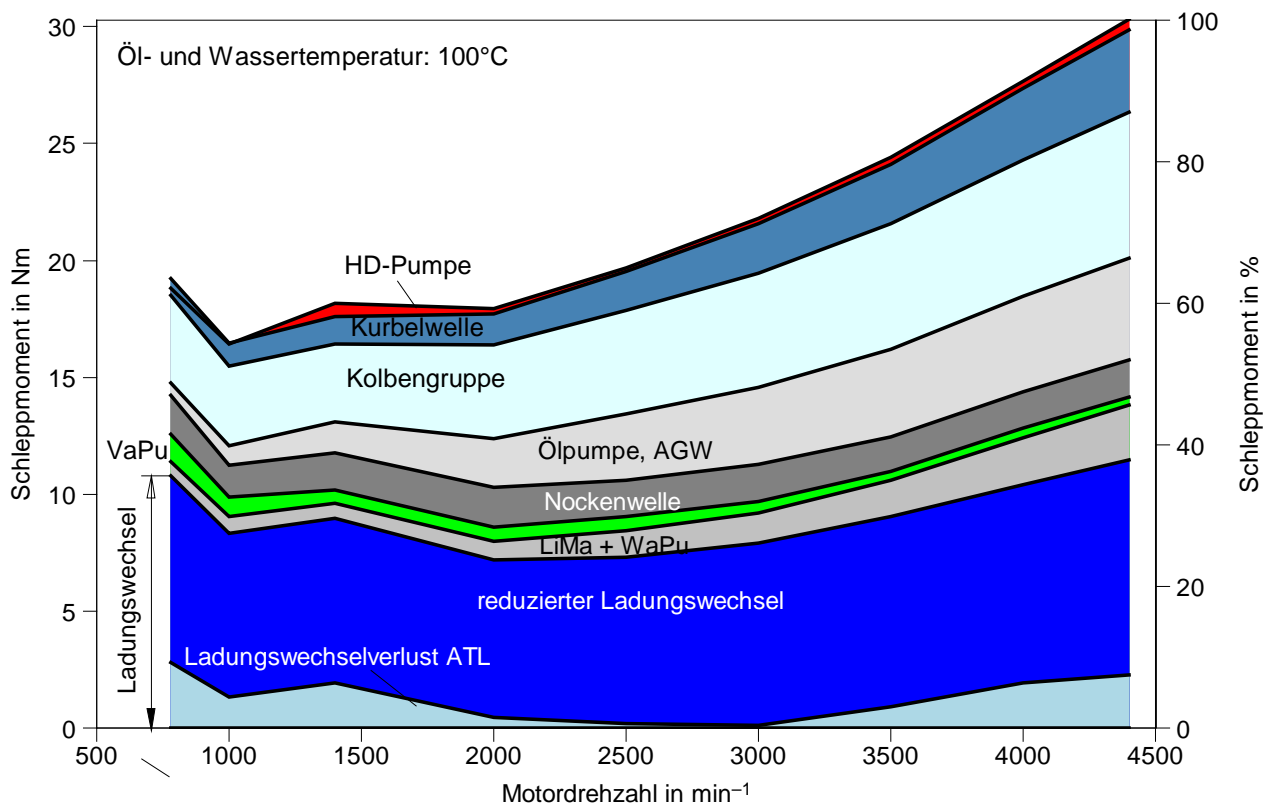


Abbildung 6.4: Schlepp- und Reibmoment bei 100°C

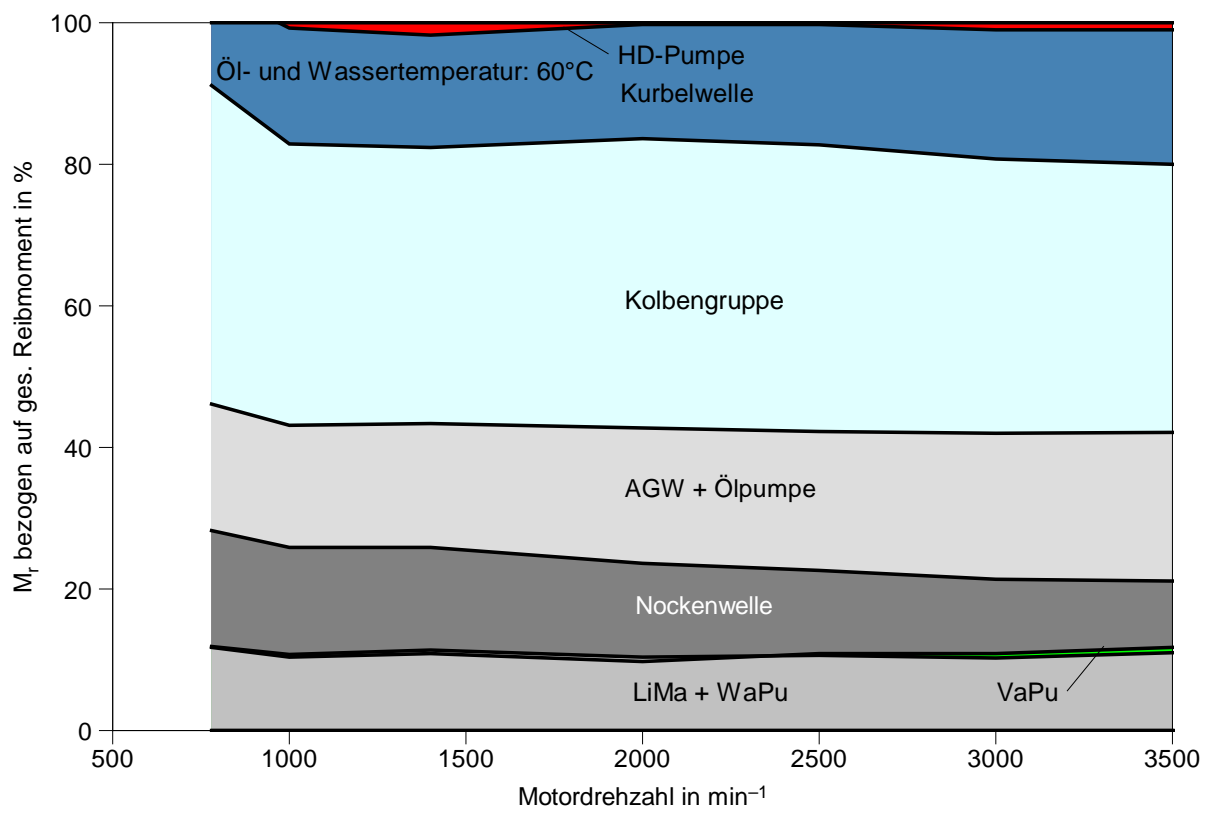
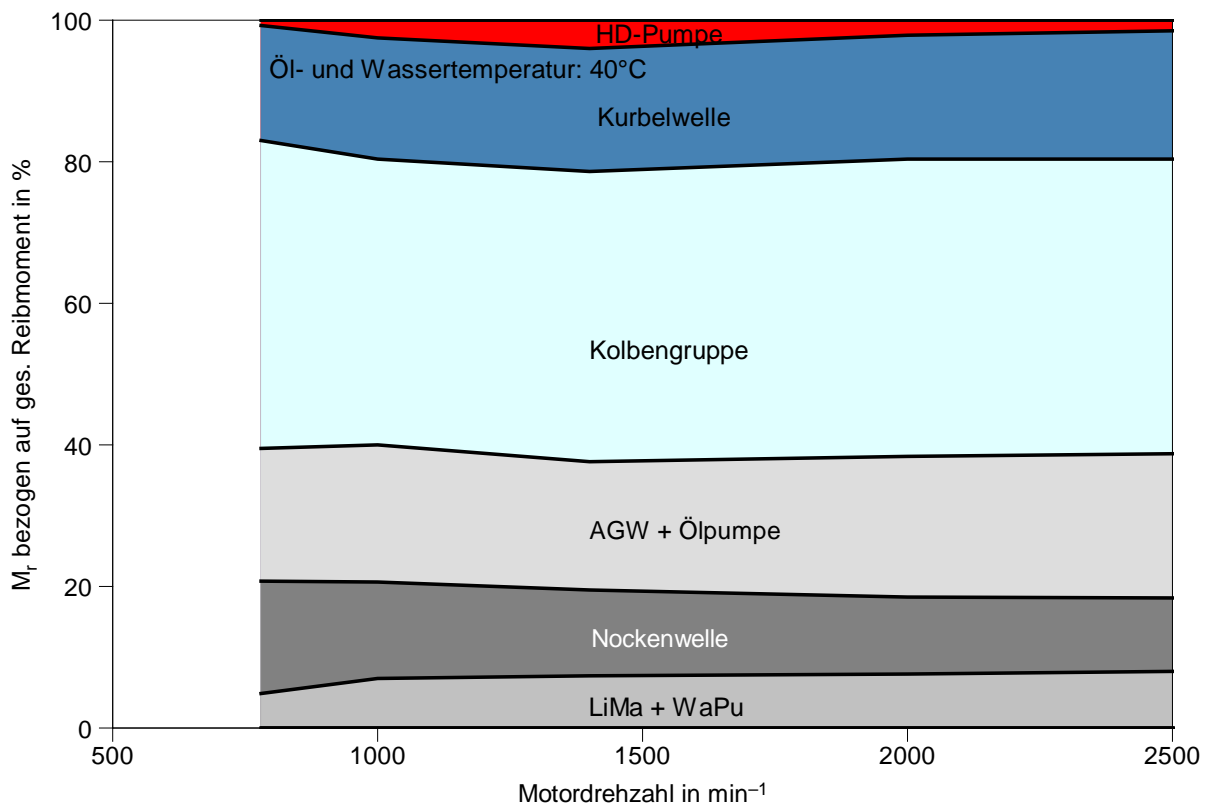


Abbildung 6.5: Reibmoment bezogen auf Gesamtreibung für 40°C und 60°C

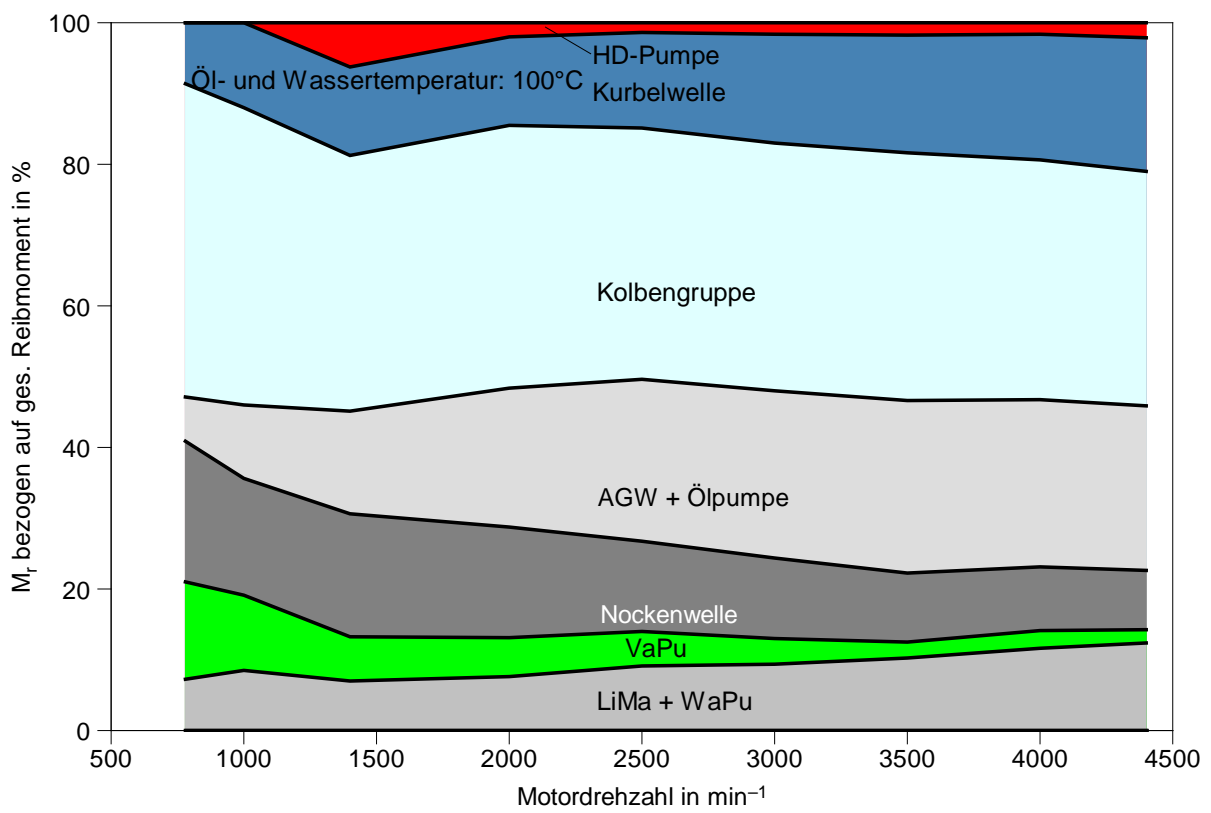
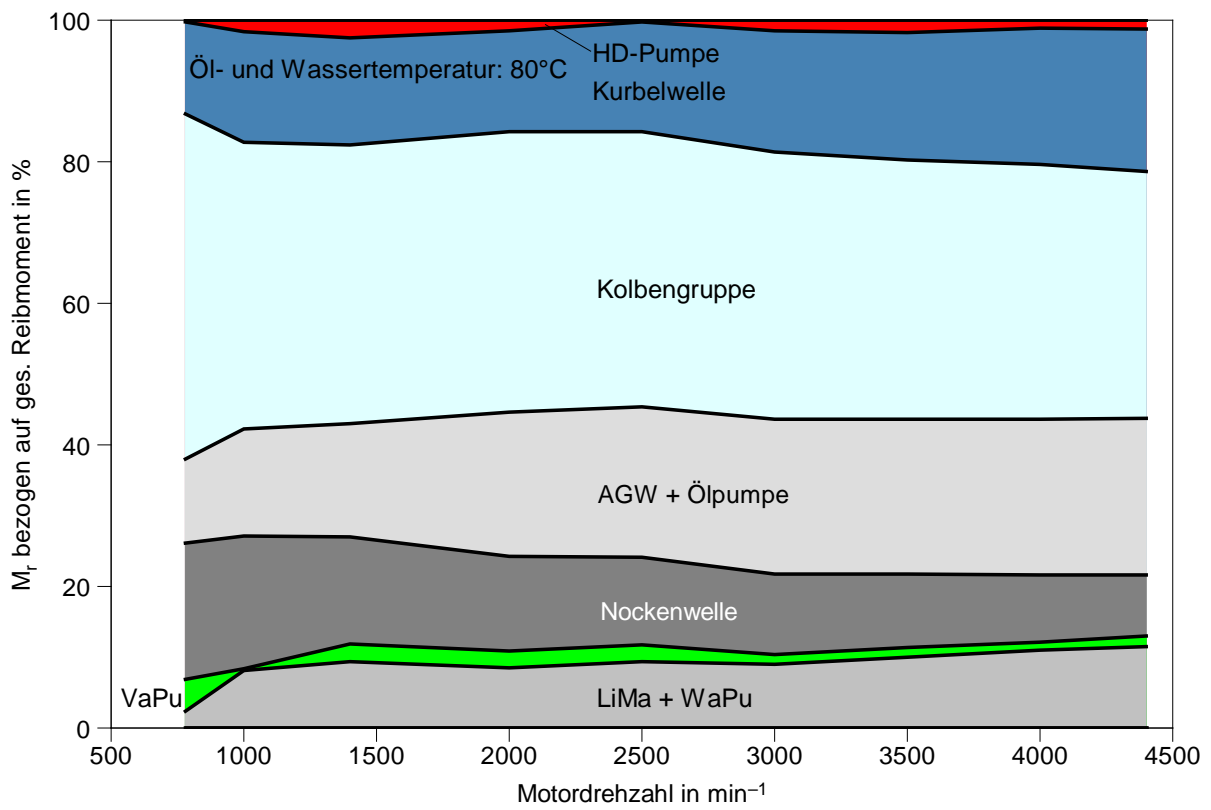


Abbildung 6.6: Reibmoment bezogen auf Gesamtreibung für 80°C und 100°C

7 Ausblick

An dieser Stelle möchte ich auf mögliche Ansätze zur Senkung der mechanischen Reibung am B37C15 eingehen. In Anlehnung an Kapitel 5 soll hier noch einmal zusammenfassend auf jene Baugruppen eingegangen werden, bei welchen der B37C15 noch Potential zur Reibungsminimierung bietet.

Obwohl beim Vergleich der vollständigen Motoren der B37C15 ein geringeres Reibmitteldruckniveau aufweist als sein Gegenüber, war bei der Baugruppe der Nebenaggregate ein Reibungsnachteil zu erkennen. Möglichkeit zur Optimierung ist eine auf den Motor abgestimmte Wasserpumpe, da die in dieser Version verbaute noch von einem anderen Motor abstammt. Die Optimierung des Durchflusses, der jedoch wegen der abzuführenden thermischen Leistung nicht beliebig gewählt werden kann, sowie die Entdrosselung des Kühlwassermantels tragen zur Senkung der Pumpenleistung bei. Durch den Einsatz einer elektrischen Wasserpumpe ist es möglich, das Kühlsystem bedarfsgerecht auszuführen und die Pumpenleistung zu reduzieren.

Eine mögliche Überarbeitung des Riementriebs wäre ein weiterer Ansatzpunkt um mechanische Verluste auf ein Minimum zu trimmen.

An der Vakuumpumpe des B37C15 war ein negativer Temperatureinfluss bei geringen Temperaturen zu verzeichnen, da aber der Reibungsanteil der Vakuumpumpe eine nur sehr untergeordnete Rolle spielt, ist hier abzuwägen, welcher Aufwand zur Optimierung vertretbar ist.

Betrachtet man die Kolbengruppe, werden einige Faktoren ersichtlich, welche, auch wenn nur theoretisch, verändert werden könnten, um die innermotorische Reibung zu senken. Würde doch eine Reduzierung der Ringvorspannung in Kombination mit einem geringeren Schubstangenverhältnis einer Reibungssenkung, aufgrund verringerter Kolbennormalkraft, sehr zugute kommen. Auch könnten diverse Bauteile mit einer reibungssenkenden Oberflächenbeschichtung, beispielsweise DLC, versehen werden. Dies gilt allerdings nicht nur für den Kurbeltrieb sondern für alle Kontaktstellen zwischen bewegten Bauteilen.

Im Weiteren kommt auch dem Schmiersystem eine wichtige Bedeutung zu. Schnelles Aufwärmverhalten des Motors, durch gezielte Minimierung des Ölvolumens, senkt sogleich die Reibung, da die Temperatur des Schmiermittels maßgeblichen Einfluss auf die Motorgesamtreibung hat. Um das Ölvolumen zu minimieren ist es ratsam, die einzelnen Verbraucher zu optimieren, gegebenenfalls auch wegfällen zu lassen, wie beispielsweise ein Ventiltrieb ohne hydraulischen Ventilspielausgleich.

Den hier beschriebenen Ansätzen wurden keine wirtschaftlichen Überlegungen oder Kosten-Nutzen-Rechnungen zugrunde gelegt. Sie sollen nur als Gedankenanstoß dienen, in welcher Weise man sich in Zukunft dem Thema Reibungsminimierung nähern kann.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Der neue 1,2 TDI von Volkswagen, 31 Wiener Motorensymposium 2010; Volkswagen AG
- [2] Pischinger, Klell, Sams; Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine; Springer Wien New York; 2009
- [3] Steinhilper, Sauer; Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben; Springer; 2008
- [4] Körfler, Lacy; Zahnriementriebe und ihre Vorteile hinsichtlich Reibverlusten und Akustik; MTZ Motortechnische Zeitschrift 07-08/2006
- [5] Tiemann, Steffens, Wedowski, Walter, Schulte, Di Giacomo; Zahnriemen versus Kette-Studie zum CO₂- Sparpotential im Steuertrieb; MTZ Motortechnische Zeitschrift 05/2009
- [6] Fink, Bodenstern; Möglichkeiten der Reibungsreduktion in Kettentrieben, MTZ Motortechnische Zeitschrift 07-08/2011
- [7] Der 1,2l-3-Zylinder-TDI-Motor mit Common-Rail-Einspritzsystem; Selbststudienprogramm 465; Volkswagen AG
- [8] Schaffer; Maßnahmen zur Verbesserung des Arbeitsprozesses und des Reibungsverhaltens von Pkw Dieselmotoren, Dissertation TU-Graz; 2011
- [9] van Basshuysen, Schäfer (Hrsg); Handbuch Verbrennungsmotor 4. Auflage; Vieweg; 2007
- [10] Terazawa, Nakai, Kataoka, Sakono; Der neue Vierzylinder-Dieselmotor von Mazda; MTZ Motortechnische Zeitschrift 09/2011
- [11] Golloch; Downsizing bei Verbrennungsmotoren; Springer; 2005
- [12] Merker, Schwarz (Hrsg); Grundlagen Verbrennungsmotor 4. Auflage; Vieweg+Teubner; 2009
- [13] <http://www.hbm.com/de/menu/anwendungen/drehmoment-messen/glossar-drehmoment/relative-standartabweichung-der-wiederholbarkeit/>; Stand November 2011
- [14] Dumböck; Reibungsuntersuchung eines 1.5 L PKW-Dieselmotors; Diplomarbeit TU Graz; 2011
- [15] Brenn, Meile; Strömungslehre und Wärmeübertragung 1; Vorlesungsskriptum 2007
- [16] Affenzeller, Gläser; Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren; Springer Wien New York; 1996
- [17] Beitz; Grote; Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau; 20. Auflage; Springer; 2001

9 Anhang

9.1 Prüfstand

Die Messungen wurden im Zeitraum von Juni bis September 2011 am Prüfstand P5 in der Inffeldgasse 21a in 8010 Graz durchgeführt.

9.2 Drehmomentmessung

Die zum Einsatz kommenden Messaufnehmer waren:

- **HBM T12/2000** mit einem Messbereich von ± 2000 Nm und einer Reproduzierbarkeit von $\pm 0,03\%$ des Ausgangssignals
- **HBM T12/200** mit einem Messbereich von ± 200 Nm und einer Reproduzierbarkeit von $\pm 0,03\%$ des Ausgangssignals

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 M_{nom}) Frequenzgang 10 kHz/60 kHz Spannungsausgang	kHz	5/30							
	V	10							
Kennwerttoleranz (Abweichung der tatsächlichen Ausgangsgröße bei M_{nom} vom Nennwert) Feldbusse Frequenzgang Spannungsausgang	%	$\pm 0,05$							
	%	$\pm 0,05$							
	%	$\pm 0,1$							
	%								
Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese, bezogen auf den Nennwert Feldbusse Frequenzgang 10 kHz/60 kHz Spannungsausgang	%	$\pm 0,02$ ($\pm 0,01$ optional)							
	%	$\pm 0,02$ ($\pm 0,01$ optional)							
	%	$\pm 0,05$							
	%								
Rel. Standardabweichung der Wiederholbarkeit nach DIN 1319, bezogen auf die Ausgangssignaländerung Feldbusse/Frequenzgang Spannungsausgang	%	$\pm 0,01$							
	%	$\pm 0,03$							
	%								

Abbildung 9.1: Technische Daten der Messflansche

9.2.1 Relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit

Die folgende Erklärung der relativen Standardabweichung dient dem Verständnis und ist der aus Literatur [13] zitiert.

„Unter Wiederholbarkeit versteht man die Eigenschaft, dass das Ausgangssignal bei mehrfachen Messungen des gleichen Drehmoments den gleichen Wert hat. Dabei bleibt die Einbaustellung des Drehmomentaufnehmers unverändert und der Drehmomentaufnehmer wird nicht zwischenzeitlich aus- und wieder eingebaut (Wiederholbedingungen). Die Standardabweichung bezeichnet die mittlere Abweichung zwischen mehreren Messungen unter solchen Bedingungen.

Die relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit stellt ein Maß für die Wiederholpräzision nach DIN 1319 dar. Sie ist definiert als Wiederholstandardabweichung nach DIN 1319, bezogen auf die Spanne der Signaländerung. Sie stellt eine statistische Aussage über zufällige Messabweichungen dar. Daher werden diejenigen Bedingungen konstant gehalten, deren Änderungen als Ursache für Änderungen systematischer Messabweichungen in Frage kommen (Wiederholbedingungen nach DIN 1319).

Die Bestimmung der relativen Standardabweichung geschieht als Typprüfung auf einer statischen Kalibrieranlage und wird in folgenden Schritten durchgeführt:

- Vorbelasten des Drehmomentaufnehmers bis Nenndrehmoment. Aufnahme des Messsignals $S_{1,100\%}$ bei Nenndrehmoment
- Zurücknehmen der Last auf 50 % der Nennlast. Aufnahme des Messsignals $S_{2,50\%}$ bei halbem Nenndrehmoment
- Wechseln zwischen Drehmomentbelastung 50 % und 100 %. Aufnahme der Messsignale $S_{i,50\%}$ bzw. $S_{i,100\%}$ bis je 10 Messwerte für beide Laststufen vorliegen

Bilden der relativen Standardabweichung (nach mathematischer Definition empirische Standardabweichung aus einer Stichprobe) für beide Laststufen und Beziehen auf die Ausgangssignalspanne nach den Formeln:

$$\sigma_{rel,50\%} = \frac{1}{\bar{S}_{100\%} - \bar{S}_{50\%}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (S_{i,50\%} - \bar{S}_{50\%})^2}$$

und

$$\sigma_{rel,100\%} = \frac{1}{\bar{S}_{100\%} - \bar{S}_{50\%}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (S_{i,100\%} - \bar{S}_{100\%})^2}$$

mit der Zahl $n=10$ der Messungen für das jeweilige Lastdrehmoment (50 % bzw. 100 %) und dem arithmetischen Mittelwert der Messsignale nach

$$\bar{S}_{50\%} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{i,50\%} \quad \text{und} \quad \bar{S}_{100\%} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{i,100\%}$$

In den technischen Daten angegeben ist der größere -und somit der schlechtere- der beiden Werte $\sigma_{rel,50\%}$ und $\sigma_{rel,100\%}$.

Beispiel:

Für den Drehmomentmessflansch T12 von HBM wird die Standardabweichung der Wiederholbarkeit mit $\sigma_{rel} \leq 0,03 \%$ spezifiziert. Dieser Wert ist bezogen auf die Spanne der Ausgangssignale zwischen den Belastungsdrehmomenten. Beim Nennmessbereich 1 kNm beispielsweise ist dies entsprechend der oben beschriebenen Prüfbedingungen eine Spanne von 500 Nm, somit beträgt die Wiederholstandardabweichung hier $\leq 0,15$ Nm.

Im folgenden Beispiel ist die Wiederholbarkeit (quantitativ spezifiziert durch die Standardabweichung der Wiederholbarkeit σ_{rel}) für den Anwender besonders wichtig. Mit einem Prüfstand für Verbrennungsmotoren werden Vergleichsmessungen mit unterschiedlichen Einstellungen der Steuerelektronik des Motors durchgeführt. Dabei wird an der Einbausituation des Drehmomentaufnehmers und den Umwelteinflüssen nichts geändert, die Messreihen werden unter identischen Belastungsbedingungen aufgenommen. Es interessieren dabei mehr die Unterschiede des Drehmoments zwischen den unterschiedlichen Messläufen als die absolute Drehoment-Werte. Der Beitrag des Drehmomentaufnehmers zur Unsicherheit dieser Unterschiede ist durch dessen Wiederholbarkeit gegeben.“

9.3 Blow-by-Messung

Die Luftmenge welche zwischen Kolben und Zylinderlauffläche in das Kurbelgehäuse strömt wurde über eine mit 150°C beheizte Blende abgesaugt. Die Heizung verhindert die Kondensation. Die Messung selbst erfolgte mit dem KS BLOWBY 627.

9.4 Indizierung

9.4.1 Druckaufnehmer

Bei den durchgeführten Messungen wurden Glühstiftadapter des Typs AVL GU13G verwendet. Die Kalibrierung erfolgte mit einer Druckwage zwischen 0 und 20 bar. Zur Überprüfung der Linearität wurde ein Drucksprung zwischen diesen beiden Werten angelegt.

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

Thermodynamische Spezifikationen

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

Abbildung 9.2: Technische Daten der Druckaufnehmer

9.4.2 Indizierrechner

Zur Verarbeitung von Kurbelwinkelaufgelösten und zeitgemittelten Daten wurde ein Indi Msater Advanced 672 eingesetzt.

9.4.3 OT-Einpassung

Die Totpunkteinpassung erfolgte mit dem OT-Sensor AVL OT-Sonde 428

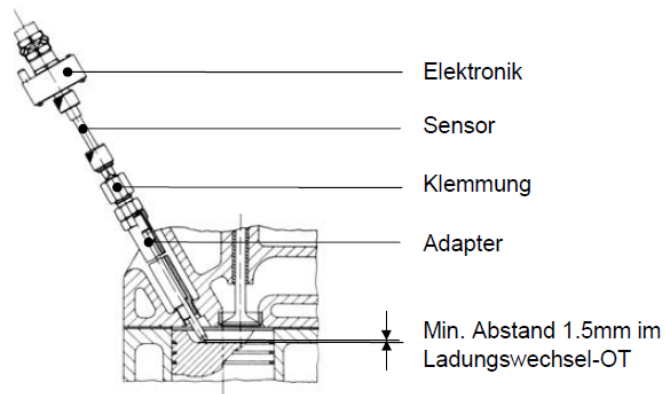


Abbildung 9.3: OT-Einpassung

9.4.4 Messverstärker

Für die Ladungsverstärkung der Indizierung wurde ein Messsignalverstärker AVL Micro IFEM Piezo verwendet.

9.5 Wasser- und Ölkonditionierung

Zur Regelung der Medientemperatur sowie Durchflüsse bzw. Drücke wurden Konditionieranlagen verwendet die im Laufe dieses Industrieprojektes und im Rahmen der Diplomarbeit von Herrn Dipl. Ing. Ortwin Dümböck angefertigt wurden. Eine detailliertere Ausführung ist somit der Literatur [14] zu entnehmen.

Kalibrierung Zylinderdrucksensor GU13G - Reibleistungsanalyse										
Sensor	Empfindlichk.	Verstärker	Verstärkung	Kalibrierf. lt. AVL	Belastung	Kal. Faktor neu	Spannung	Messung 1	Messung 2	Messung 3
Serien#	pC/bar	#	pC/V	bar/V	bar	bar/V	V	bar/V	bar/V	bar/V
31.05.2011 - Kalibrierung - Indimaster										
5145		IFEM1			20	9,244		9,250	9,259	9,224
					Mittelwert	9,244				
5147		IFEM2			20	9,360		9,444	9,304	9,333
					Mittelwert	9,360				
5153		IFEM3			20	9,402			9,416	9,388
					Mittelwert	9,402				

Abbildung 9.4: Kalibrierung des Messverstärkers

9.6 Messstellenliste

Meßbox			Messstelle					Gantner Netz			
Channel	Steckername	Eingangstyp	Sensor	Messstelle	Name	Messbereich	Signal	UART	Adr.	Channel	
Projekt VW Diesel 1.2TDI - P5											
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						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 Abgas vor Turbine	T31		3L PT100	3	4	1	
PT11	X20			T Abgas nach Turbine	T40		3L PT100	3	4	2	
PT12	X21			T Ölwanne	T_OelWanne		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							4	1	4	
TC01	X40	TC					Typ K	2	5	1	
TC02	X41						Typ K	2	5	2	
TC03	X42						Typ K	2	5	3	
TC04	X43						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						-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

Abbildung 9.5: Messstellenliste

9.7 Schmierfilmdicke

Anh. G 5 Tabelle 3. Erfahrungsrichtwerte für die kleinstzulässige minimale Schmierfilmdicke h_{lim} im Betrieb in μm nach DIN 31 652

Wellendurchmesser D_j in mm	Gleitgeschwindigkeit der Welle U_j m/s				
	< 1	1 – 3	3 – 10	10 – 30	> 30
24 bis 63	3	4	5	7	10
63 bis 160	4	5	7	9	12
160 bis 400	6	7	9	11	14
400 bis 1000	8	9	11	13	16
1000 bis 2500	10	12	14	16	18

Abbildung 9.6: Minimale Schmierfilmdicke [17]