

**Potentiale eines lokalen Ölthermomanagements
hinsichtlich Reibungsreduzierung**

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung**

Vorgelegt von

**Kevin Huttinger
aus Karlsruhe**

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Bargende
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. A. Rienäcker

Tag der mündlichen Prüfung: 30.08.2021

Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart
der Universität Stuttgart

2022

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter des Lehrstuhls für Fahrzeugantriebe am Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS), ehemals Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende. Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende für die Betreuung dieser Arbeit, die Übernahme des Hauptreferats und die Gewährung der Möglichkeit diese Arbeit durchzuführen.

Ebenfalls danken möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Rienäcker für die Übernahme des Koreferats, für das entgegengebrachte Interesse und die Begleitung des Vorhabens im Rahmen des Arbeitskreises.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinen Kollegen, insbesondere bei Dr.-Ing. Ulrich Philipp, Benjamin Burger, Marco Leonetti, Denise Branciforti und Wolfgang Gross für die Unterstützung, die vielen hilfreichen Diskussionen und die wertvollen Anregungen ohne welche die vorliegende Arbeit in dieser Form wohl nicht zustande gekommen wäre.

Außerdem bedanke ich mich bei der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), den Mitgliedern des projektbegleitenden Arbeitskreises, Herrn Ömer Özdemir und dem Obmann Herrn Dr.-Ing. Uwe Lehmann für die sehr gute Zusammenarbeit und die hilfreichen Diskussionen während der Projektlaufzeit. Dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) danke ich für die Finanzierung des Vorhabens über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AiF).

Zuletzt möchte ich mich bei meiner Familie, einer sehr guten Freundin und allen anderen bedanken, die mich während dieser Zeit unterstützt und motiviert haben.

Abstract

More and more stringent CO₂ emission limits require an ongoing optimization of the internal combustion engine. Although the necessary effort is rising continuously, there are still promising approaches to unlock potential for reducing fuel consumption and emissions that have not yet or only partially been exploited. These include measures to optimize the combustion efficiency, reduce the energy requirements of the auxiliary units, and lower friction losses inside the engine. In this context, the present work investigates the possible potential of a local oil thermal management with regard to the achievable reduction in friction and the resulting reduction in fuel consumption. The term local oil thermal management describes the individual supply of lubrication oil to the bearing groups or subassemblies of an internal combustion engine, where the temperature and, if necessary, the pressure of the oil are adjusted to the respective operating condition. Since the considered measure can also include operating states with oil temperatures that are harmless at partial load but critical at full load, it also requires the ability to react adequately fast to such critical load changes.

Experimental and simulative investigations are carried out on an inline four-cylinder diesel engine to determine the potentials of a local oil thermal management. The test engine experiences extensive modifications during the research work, with regards to its oil circuit in particular. The investigations in this work are thereby divided into three stages. In a first step, the frictional behaviour of the test engine is measured by means of series of extensive measurements using the strip-down method. A speed and temperature dependent friction map is generated for each strip stage. In addition to the central components of the crank drive, the valve train, the timing drive and the oil pump are also analysed.

In a second step, fired (friction) measurements using the indication method are carried out. A primary objective of the fired investigations is to validate the qualitative observations of the strip measurements and to enhance them with additional quantitative information. Within the scope of the fired measurement campaigns, the runtimes of a temperature change of the engine oil are investigated as well. This means that for different engine loads and speeds the time

lag between the entry of cold oil into the oil pipes and the moment at which the temperature change reaches the respective consumers is determined. For this purpose, two telemetric systems are used in combination with additional temperature measurement sensors in the oil pipes of the test engine. One of the two systems is used to measure the oil temperature in an oil passage between a main bearing pin and a crank rod pin of the crankshaft. The second system is located on the connecting rod and transmits three temperatures of a connecting rod journal bearing shell.

To enable subassembly-specific studies, the oil circuit of the test engine is modified so the cylinder head, the main and connecting rod bearings and the piston cooling system, including the turbocharger, can be supplied with oil at different temperatures and pressures independently from each other. In combination with an oil-conditioning unit for three independent oil circuits, which has been developed for these investigations, the effects of step-like changes in the oil temperature of individual circuits will be investigated in addition to steady-state temperature variations.

The third step brings together the previous results in a more concrete way. It includes a simulative estimation of the effects of a local increase of the oil temperature on fuel consumption and the resulting CO₂ emissions in a dynamic driving scenario. For this purpose, three different driving profiles are investigated by means of a forward-based vehicle longitudinal dynamics model and a subsequent evaluation. The vehicle and the associated driver are modelled in GT-Suite, the subsequent evaluation and friction calculation is carried out using MATLAB[®]. The measurement data and friction maps determined in the preceding investigations are processed and used to define and parameterize the model and the subsequent evaluation. In addition, (T)-EHD simulation results on bearing friction provided by an external project partner are integrated into the model, whose validation in turn was based on the measurement data of the strip measurements. Due to the intended operating conditions of the investigated measures, the calculations are carried out with the whole powertrain at operating temperature. The influence of the actual oil supply temperature of the main and connecting rod bearings and the cylinder head, as well as the effects of a start-stop function and two variations of the oil pressure are investigated. However, the simulation does not take into account the energy requirements of the additional components that may be needed in a real implementation. The

source of the additional thermal energy is also not considered in the context of the investigations in this work.

The strip measurements already show some clear tendencies. In particular, the main and connecting rod bearings show discernible potential for friction reduction by raising the oil temperature. The cylinder head, on the other hand, shows only slight reductions in friction, if the same measures are applied. This is not least due to the thermal energy losses of the lubricating oil on its way to the bearings of the cylinder head. The fired measurements confirm these results. Increasing the oil temperature of the main and connecting rod bearings from 100 to 125 °C at a speed of 2500 min⁻¹ and a load of 4.2 bar mean effective pressure, for example, results in a 0.55 % decrease in fuel consumption. Depending on the effective load, transient temperature jumps show similar potentials.

It is also shown, that the temperatures of the connecting rod bearing shell, both near the surface and at the back of the bearing shell, respond directly to a change in the temperature of the oil supplied, while the actual temperature change of the component is a relatively slow process. The investigations also reveal the limitations of a conventional oil circuit, as these prevent a (highly) dynamic control of the oil temperatures.

The simulation results confirm the observations of the experimental investigations. Across all variations and driving profiles, an increase in the oil temperature from 85 to 140 °C results in an average reduction in CO₂ emissions of around 1.8 g/km for the main and connecting rod bearings. In the case of the cylinder head, on the other hand, the absolute maximum reduction is only about 0.3 g/km. This underlines that more potential can be exploited by concentrating on the main and connecting rod bearings.

Kurzfassung

Immer strengere CO₂-Emissionsgrenzwerte erfordern eine fortlaufende Optimierung des Verbrennungsmotors. Obwohl der notwendige Aufwand stetig zunimmt, existieren noch immer vielversprechende Ansätze zur Erschließung bisher noch nicht oder nur unvollständig ausgeschöpfter Möglichkeiten zur Verbrauchs- und Emissionsreduktion. Hierzu gehören unter anderem Maßnahmen zur Optimierung des Verbrennungswirkungsgrades, zur Reduktion des Energiebedarfs der Nebenaggregate und zur Senkung der Reibungsverluste im Triebwerk. Die vorliegende Arbeit untersucht in diesem Zusammenhang die möglichen Potentiale eines lokalen Ölthermomagements hinsichtlich der erzielbaren Reibungsreduktion respektive der damit einhergehenden Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. Der Begriff „lokales Ölthermomanagement“ beschreibt dabei die gezielte Ölversorgung der einzelnen Lager- oder Baugruppen eines Verbrennungsmotors mit Schmieröl, dessen Temperatur und ggf. auch Druck auf den jeweiligen Betriebszustand angepasst bzw. optimiert sind. Da die angedachte Maßnahme auch Betriebszustände mit, in der Teillast unbedenklichen, für die Vollast jedoch kritischen Öltemperaturen umfassen kann, erfordert sie zudem die Fähigkeit, ausreichend schnell auf entsprechend kritische Lastanstiege reagieren zu können.

Zur Ermittlung der möglichen Vorteile eines lokalen Ölthermomagements werden experimentelle und simulative Untersuchungen an einem Reihenvierzylinder Dieselmotor durchgeführt. Der Versuchsträger erfährt im Laufe der Forschungsarbeit weitreichende Modifikationen, insbesondere im Bezug auf seinen Ölkreislauf. Die Untersuchungen dieser Arbeit gliedern sich dabei in drei Abschnitte. In einem ersten Schritt wird das Reibverhalten des Versuchsträgers mittels umfangreicher Messreihen im Stripverfahren vermessen. Hierbei wird für jede Stripstufe ein drehzahl- und temperaturabhängiges Reibkennfeld erstellt. Neben den zentralen Komponenten des Kurbeltriebs werden auch der Ventiltrieb, der Steuertrieb und die Ölpumpe vermessen.

In einem zweiten Schritt schließen sich gefeuerte (Reibungs-) Messungen nach der Indiziermethode an. Ein primäres Ziel der gefeuerten Untersuchungen ist es, die qualitativen Aussagen der Stripmessungen zu validieren und mit

zusätzlichen quantitativen Aussagen zu ergänzen. Im Rahmen der gefeuerten Messreihen werden im Weiteren die Laufzeiten einer Temperaturänderung des Motoröls untersucht. Das heißt, für unterschiedliche Lasten und Drehzahlen wird die Zeitspanne zwischen dem Eintritt kälteren Öls in die Ölkanäle und dem Moment, an dem die Temperaturänderung die jeweiligen Verbraucher erreicht, ermittelt. Hierzu kommen zwei Telemetriesysteme in Kombination mit zusätzlichen Temperaturmessstellen in den Ölkanälen des Versuchsträgers zum Einsatz. Eines der beiden Systeme dient zur Erfassung der Öltemperatur in einer Ölbohrung zwischen Haupt- und Pleuellagerzapfen der Kurbelwelle. Das zweite System sitzt am Pleuel und überträgt drei Temperaturen einer Pleuellagerschale.

Um auch baugruppenspezifische Untersuchungen zu ermöglichen, wird der Ölkreislauf des Versuchsträgers so modifiziert, dass der Zylinderkopf, die Haupt- und Pleuellager sowie die Kolbenkühlung inklusive dem Turbolader unabhängig voneinander mit Öl unterschiedlicher Temperaturen und Drücke versorgt werden können. In Kombination mit einer speziell für diese Untersuchungen entwickelten Ölkonditioniereinheit für drei unabhängige Ölkreise werden, neben stationären Temperaturvariationen, auch die Effekte sprungartiger Änderungen der Öltemperatur einzelner Kreise untersucht.

Der dritte Schritt führt die bisherigen Ergebnisse in anschaulicherer Weise zusammen. Er beinhaltet eine simulative Abschätzung der Effekte einer lokalen Anhebung der Öltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch bzw. die daraus resultierenden CO₂-Emissionen im dynamischen Fahrbetrieb. Hierzu werden mittels eines vorwärtsbasierten Fahrzeug-Längsdynamikmodells und einer nachgelagerten Auswertung drei unterschiedliche Fahrprofile untersucht. Die Modellierung des Fahrzeugs und des zugehörigen Fahrers erfolgt in GT-Suite, die Nachauswertung und Reibungsberechnung in MATLAB®. Die in den vorangegangenen Untersuchungen ermittelten Messdaten und Kennfelder werden aufbereitet und zur Bedatung und Parametrierung des Modells und der Nachauswertung genutzt. Zusätzlich fließen von einem externen Projektpartner zur Verfügung gestellte (T)-EHD Simulationsergebnisse zur Lagerreibung mit ein, deren Validierungsgrundlage wiederum die Messdaten der Stripmessungen darstellen. Aufgrund des angestrebten Einsatzbereiches der untersuchten Maßnahmen erfolgt die Berechnung bei betriebswarmem Antriebsstrang. Es wird sowohl der Einfluss der eigentlichen Ölzufuhrtemperatur von Haupt- und Pleuellager sowie des Zylinderkopfes, als auch die Effekte einer Start-Stopp-Funktion sowie zweier

Variationen des Öldrucks untersucht. Die Simulation berücksichtigt jedoch nicht den in einer realen Umsetzung benötigten Energiebedarf der möglicherweise zusätzlich notwendigen Komponenten. Auch die Quelle der zusätzlichen thermischen Energie wird im Rahmen der Potentialuntersuchung dieser Arbeit nicht betrachtet.

Im Rahmen der Stripmessungen zeigen sich bereits klare Trends. Insbesondere die Haupt- und Pleuellager weisen erkennbare Potentiale zur Reibungsreduktion durch Anhebung der Öltemperatur auf. Für den Zylinderkopf hingegen erzielen dieselben Maßnahmen nur geringe Rückgänge der Reibung. Hierbei spielen nicht zuletzt auch die thermischen Energieverluste des Schmieröls auf dessen Weg zu den Lagerstellen des Zylinderkopfs eine Rolle. Die gefeuerten Messungen bestätigen diese Ergebnisse. Eine Anhebung der Öltemperatur der Haupt- und Pleuellager von 100 auf 125 °C führt bei einer Drehzahl von 2500 min⁻¹ und einer Last vom 4,2 bar effektivem Mitteldruck beispielsweise zu einem Rückgang des Kraftstoffverbrauchs um 0,55 %. Instationäre Temperatursprünge zeigen, abhängig von der effektiven Last, ähnliche Potentiale.

Im Weiteren zeigt sich, dass die Bauteiltemperaturen der Pleuellagerschale, sowohl oberflächennah als auch am Lagerschalenrücken, zwar direkt auf eine Änderung der Temperatur des zugeführten Öls reagieren, die eigentliche Temperaturänderung des Bauteils aber vergleichsweise träge verläuft. Im Rahmen der Untersuchungen werden auch die Grenzen konventioneller Ölkreisläufe deutlich, die einer (hoch-) dynamischen Regelung der Öltemperatur im Wege stehen.

Die Simulationsergebnisse bestätigen die Beobachtungen der experimentellen Untersuchungen. Über alle Variationen und Fahrprofile hinweg ergeben sich für die Haupt- und Pleuellager, bei Anhebung der Öltemperatur von 85 auf 140 °C, ein mittlerer Rückgang der CO₂-Emissionen von etwa 1,8 g/km. Im Falle des Zylinderkopfes hingegen, ergeben sich im absoluten Maximum nur etwa 0,3 g/km. Auch hier findet sich somit erkennbar mehr Potential auf Seiten der Haupt- und Pleuellager.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Abstract	V
Kurzfassung	IX
Abbildungsverzeichnis	XVII
Tabellenverzeichnis.....	XXI
Abkürzungsverzeichnis.....	XXIII
Symbolverzeichnis	XXV
1 Einleitung und Motivation.....	1
2 Stand der Technik	5
2.1 Reibungsreduzierung im Verbrennungsmotor	5
2.1.1 Lagerungsarten	6
2.1.2 Beschichtungen und Oberflächenoptimierung	7
2.1.3 Schmierstoffe	8
2.2 Verbrennungsmotorisches Thermomanagement	11
3 Theoretische Grundlagen	15
3.1 Messtechnische Grundlagen	15
3.1.1 Temperaturmessung	15
3.1.2 Drehmomentmessung	22
3.1.3 Zylinderdrucksensoren	24
3.2 Reibungsmessung am Verbrennungsmotor.....	26
3.2.1 Grundgleichungen	27
3.2.2 Eingesetzte Messverfahren	30
4 Versuchs- und Messtechnik	33
4.1 (Schleppreibungs-) Prüfstand.....	33
4.2 Versuchsträger.....	34
4.3 Modifikationen am Versuchsträger	35
4.3.1 Wasser-, Öl- und Hochdruckpumpe	35

4.3.2	Ventiltrieb	37
4.3.3	Kurbelwelle und Meistergewichte	38
4.3.4	Zylinderkopf und Zylinderbrille	38
4.3.5	Splitölversorgung	39
4.4	Messtechnikausrüstung des Versuchsträgers	42
4.4.1	Druckindizierung	44
4.4.2	Drehmomentmessung	50
4.4.3	Massen- und Volumenstrommessung	50
4.4.4	Temperaturmessung	51
4.4.5	Druckmessung	55
4.4.6	Messung weiterer physikalischer Größen	55
4.5	Simulationstechnik	55
5	Messreihen	61
5.1	Stripmessungen	61
5.2	Messreihen im gefeuerten Motorbetrieb	65
6	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	67
6.1	Ergebnisse der Stripmessungen	67
6.1.1	Stufe 1 - Einlauf	67
6.1.2	Stufe 2 - Kurbelwelle	68
6.1.3	Stufe 3 - Ölpumpe	71
6.1.4	Stufe 4 - Kurbeltrieb	74
6.1.5	Stufe 5 - Vollmotor / Rumpfmotor	78
6.1.6	Stufe 6 - Ventiltrieb und Ventilbetätigung	80
6.1.7	Stufe 7 - Steuertrieb mit Nockenwelle	81
6.1.8	Stufe 8 - Kurbelwelle Reproduktionsmessungen	83
6.1.9	Zusammenfassung der Ergebnisse der Stripmessungen ...	84
6.2	Ergebnisse der gefeuerten Untersuchungen	86
6.2.1	Temperaturvariationen (stationär)	86
6.2.2	Temperatur- und Drucksprunguntersuchungen	92
6.2.3	Öldurchsatzvermessung der Haupt- und Pleuellager	102
6.2.4	Verbrauchskennfeld	108
6.2.5	Einspritzvariation	109
6.2.6	Zusammenfassung der Ergebnisse der gefeuerten Untersuchungen	112

- 7 Ergebnisse der simulativen Untersuchungen 113**
 - 7.1 Ergebnisse der Basiskonfiguration 114
 - 7.2 Ergebnisse mit Start-Stopp-Funktion 115
 - 7.3 Ergebnisse mit modifiziertem Öldruck 116
 - 7.4 Gegenüberstellung aller Varianten 118

- 8 Zusammenfassung und Ausblick 121**

- Literaturverzeichnis 125
- Anhang 135
 - A.1 Technische Daten 135
 - A.2 Zeichnungen und Skizzen 136
 - A.3 Weitere Ergebnisse 138

Abbildungsverzeichnis

3.1	Schaltplan eines Thermoelements.....	18
3.2	Schematische Darstellung eines Mantelthermoelements	20
3.3	Übersicht verschiedener Messkörperformen.....	23
3.4	Wassergekühlter Zylinderdrucksensor (Schnittansicht).....	25
4.1	Modifikationen an Wasser- und Ölpumpe	36
4.2	Hochdruckpumpenschild mit frei laufendem Riemenrad.....	37
4.3	Niederhalter der HVA-Elemente.....	37
4.4	Kurbelwelle mit Meistergewichten.....	38
4.5	Zylinderbrille mit und ohne Gehäuseaufbau.....	39
4.6	Ölkreislauf des Rumpfmotors im Serienzustand.....	40
4.7	Ölkreislauf des Rumpfmotors im modifizierten Zustand	41
4.8	Ölkonditionierung mit drei unabhängigen Kreisläufen	42
4.9	Schematische Messstellenübersicht.....	43
4.10	Schematischer Aufbau der Indiziermesskette	44
4.11	Einbaulage der Zylinderdrucksensoren	46
4.12	Kurbelmarkengeber am Versuchsträger.....	48
4.13	Kurbelwellentelemetrie im Zusammenbau und im Schnitt.....	52
4.14	Mikroskopische Vergrößerung eines Schnittes durch eine mit einem Thermoelement applizierte Lagerschale	53
4.15	Vollständig appliziertes Pleuel zur Messung der Lagerschalentem- peratur.....	54
5.1	Übersicht der Betriebspunkte des Stripmessungskennfelds.....	63
6.1	Reibmitteldruckkennfeld der Kurbelwelle	69
6.2	Änderung des Reibmitteldrucks der Kurbelwelle	71
6.3	Öldruckkennfeld und Reibmitteldruck der Ölpumpe	73
6.4	Änderung des Reibmitteldrucks der Ölpumpe	74
6.5	Reibmitteldruckkennfeld des Laufzeugs.....	75
6.6	Änderung des Reibmitteldrucks des Laufzeugs.....	76
6.7	Reibmitteldruckkennfeld und Reibmitteldruckänderung des Voll- bzw. Rumpfmotors	79
6.8	Reibmitteldruckkennfeld der Ventilbetätigung und des Ventiltriebs ...	81
6.9	Reibmitteldruckkennfeld des Steuertriebs.....	83

6.10	Reibmitteldruckänderung zwischen Stripstufe 2 und Stripstufe 8	84
6.11	Mittlere relative Änderung des Reibmitteldrucks durch eine Erhöhung der Ölzufuhrtemperatur des Zylinderkopfes.....	88
6.12	Relative Reibmitteldruckänderung durch Variation der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager.....	89
6.13	Absolute Reibmitteldruckänderung und relative Kraftstoffverbrauchsänderung durch Variation der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager	91
6.14	Beispielhafter Ablauf der Vermessung eines Temperatursprungs	93
6.15	Relative Entwicklung der Mitteldrücke und des Kraftstoffverbrauchs verschiedener Temperatursprünge.....	95
6.16	Dauer bis zum Erreichen einer signifikanten Abkühlung und bis zum Erreichens des Endwerts in der Verbindungsbohrung in der Kurbelwelle	97
6.17	Relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs zwischen Messbeginn und Messende	98
6.18	Temperatur- und Druckverläufe eines Temperatursprungs bei 4,5 bar effektivem Mitteldruck und einer Drehzahl von 2000 min^{-1}	100
6.19	Zeitspanne bis zur Abkühlung der jeweiligen Messstelle um 10 K ...	101
6.20	Öldurchsatz der Haupt- und Pleuellager in Abhängigkeit von Ölzufuhrtemperatur und Motordrehzahl und der sich daraus ergebende Mitteldruck unter Vernachlässigung des Pumpenwirkungsgrades.....	103
6.21	Lastabhängigkeit des Ölvolumenstroms durch Haupt- und Pleuellager	104
6.22	Lastabhängigkeit der Öltemperatur in den Stichleitungen zu Hauptlager 1 und 3 und in der Verbindungsbohrung in der Kurbelwelle	105
6.23	Reibmitteldruck und spezifischer Kraftstoffverbrauch des Versuchsträgers bei Variation der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager	107
6.24	Relative Kraftstoffverbrauchsänderung bei Variation der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager.....	108
6.25	Muscheldiagramm und Verbrauchskennfeld für die Gesamtfahrzeugsimulation	109
6.26	Zylinderdruckverläufe bei variiertem Einspritzbeginn und konstanter Drehzahl.....	110

6.27	Änderung des Reibmitteldrucks in Abhängigkeit des Einspritzbeginns	111
7.1	Abs. CO ₂ -Emissionen der Basiskonfiguration und deren Änderung bezogen auf den jeweiligen Referenzpunkt	114
7.2	Abs. CO ₂ -Emissionen mit Start-Stopp-Funktion und deren Änderung bezogen auf den jew. Referenzpunkt.....	116
7.3	Änderung der abs. CO ₂ -Emissionen bei konstantem und begrenztem Öldruck bezogen auf den jew. Referenzpunkt	117
7.4	Gegenüberstellung der Änderung der abs. CO ₂ -Emissionen der einzelnen Varianten	119
A2.1	Darstellung der Messstellenpositionen in einer Pleuellagerschale	136
A2.2	Schnittansicht des Pleuelfußes	137
A3.1	Temperatur- und Druckverläufe eines Temperatursprungs bei 3,8 bar effektivem Mitteldruck und einer Drehzahl von 3500 min ⁻¹	138

Tabellenverzeichnis

3.1	Thermoelemente nach DIN EN 60584	19
4.1	Technische Daten der Asynchronmaschine	33
4.2	Konditioniersysteme	34
4.3	Technische Daten des Versuchsträgers	35
4.4	Kistler Typ 6041B - Technische Daten	45
4.5	Kistler Typ 5064A1 - Technische Daten	47
4.6	HBM T10FS - Technische Daten	50
4.7	Matrix simulierter Konfigurationen und Fahrprofile	59
5.1	Übersicht der Stripstufen und der zugehörigen Aufbauzustände	64
5.2	Übersicht der Messreihen mit gefeuertem Motorbetrieb	66
6.1	Versuchsmatrix der Temperaturvariationen (stationär)	87
6.2	Versuchsmatrix der Betriebspunkte der vierten Messreihe	94
A1.1	Kistler Typ 4045A5 und 4075A10 - Technische Daten	135
A1.2	Kistler Typ 4665 - Technische Daten	135

Abkürzungsverzeichnis

(T)-EHD	thermo-elastohydrodynamisch
abs.	absolut
AiF	Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V.
ASP	Arbeitsspiel
BMWi bzw.	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie beziehungsweise
chem.	chemisch
d.h.	das heißt
DLC	Diamond-like Carbon
DMS	Dehnungsmessstreifen
et al.	et alii (und andere)
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.
GfT	Gesellschaft für Tribologie e.V.
HTHS HVA	High Temperature High Shear Hydraulischer Ventilspiel-Ausgleich
iaf-mt	Institut für Antriebs- und Fahrzeugtechnik - Maschinenelemente und Tribologie
IFS	Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart
IVK	Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
jew.	jeweilig

li.	links
max.	maximal
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NVH	Noise Vibration Harshness
OT	oberer Totpunkt
Pkw	Personenkraftwagen
Pt	Platin
PVD	Physical Vapour Deposition
RDE	Real Driving Emissions
re.	rechts
rel.	relativ
RTD	Resistance Temperature Detector (Widerstandsthermometer)
s.	siehe
s.o.	siehe oben
SAE	Society of Automobile Engineers
TCWS	Thermochemischer Wärmespeicher
ThE	Thermoelement
Thermo-EMK	Thermo-Elektromotorischen Kraft
u.a.	unter anderem
usw.	und so weiter
vgl.	vergleiche
VTG	Variable Turbinengeometrie
WLTC	Worldwide Harmonized Light Duty Test Cycle
z.B.	zum Beispiel

Symbolverzeichnis

Die Angabe der Einheiten erfolgt in diesem Verzeichnis im SI-Einheitensystem. Innerhalb des Textes dieser Arbeit können diese, abhängig vom allgemeinen Gebrauch, auch abweichen (z.B. Bar oder Grad Celsius).

Lateinische Buchstaben

$a \dots c$	Koeffizienten	–
Δp_{mr}	Reibmitteldruckänderung	%
$\Delta p_{mr, Sx-y}$	Reibmitteldruckdifferenz der Stripst. x und y	Pa
e	Elementarladung	C
i	Arbeitsspiele pro Umdrehung	-
M_d	Effektives Drehmoment	N · m
m_{el}	Elektronenmasse	kg
n	Drehzahl	1/s
n_{el}	Elektronenanzahl pro Volumeneinheit	1/m ³
P_e	Effektive Leistung	W
P_i	Innere oder indizierte Leistung	W
p_{me}	Effektiver Mitteldruck	Pa
$p_{me, Sx}$	Effektiver Mitteldruck der Stripstufe x	Pa
p_{mi}	Indizierter Mitteldruck	Pa
$p_{mi, Sx}$	Indizierter Mitteldruck der Stripstufe x	Pa
p_{mr}	Reibmitteldruck	Pa
$p_{mr, KW}$	Reibmitteldruck der Kurbelwelle	Pa
$p_{mr, LZ}$	Reibmitteldruck des Laufzeugs	Pa
$p_{mr, OP}$	Reibmitteldruck der Ölpumpe	Pa
$p_{mr, Ref.}$	Reibmitteldruck des Bezugswerts	Pa
$p_{mr, ST}$	Reibmitteldruck des Steuertriebs	Pa
$p_{mr, Sx}$	Reibmitteldruck der Stripstufe x	Pa
$p_{mr, VB}$	Reibmitteldruck der Ventilbetätigung	Pa
$p_{mr, VM}$	Reibmitteldruck des Voll- bzw. Rumpfmotors	Pa
$p_{mr, VT}$	Reibmitteldruck des Ventiltriebs	Pa
P_r	Reibleistung	W

p_{Zyl}	Zylinderdruck	Pa
R	Elektrischer Widerstand	Ω
R_0	Nennwiderstand bei 0 °C	Ω
$S_{A/B}$	Relativer Seebeck-Koeffizient der Materialpaarung A und B	V/K
$T_{\text{Öl, Ref.}}$	Referenz-Öltemperatur	K
$T_{\text{Öl}}$	Öltemperatur	K
T_x	Temperatur an der Stelle x	K
$U_{A/B}$	Thermospannung der Materialpaarung A und B	V
V	Volumen	m ³
V_h	Hubvolumen eines Zylinders	m ³
W_G	Gasarbeit	J
z	Zylinderzahl	-

Griechische Buchstaben

κ	Elektrische Leitfähigkeit	S/m
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
ρ_Ω	Spezifischer elektrischer Widerstand	$\Omega \cdot \text{m}$
τ	Relaxationszeit	s

1 Einleitung und Motivation

Der Verbrennungsmotor spielt noch immer eine entscheidende Rolle in beinahe allen Bereichen der Mobilität und des Güterverkehrs. Immer strengere CO₂-Emissionsgrenzwerte [21] erfordern jedoch auch heute noch eine fortlaufende Optimierung des „Gesamtsystems“ Verbrennungsmotor. Hierbei fällt auf, dass das Verhältnis von notwendigem Aufwand in der Entwicklung sowie in der Umsetzung neuer effizienzsteigernder Maßnahmen und Technologien zu den damit erreichbaren Vorteilen immer größer wird. Zudem besteht oft ein Zielkonflikt zwischen Effizienz und beispielsweise Schadstoffemissionen, dessen Auflösung meist nur eingeschränkt oder mit viel Aufwand möglich ist. Neben der kontinuierlichen Bestrebung zur Optimierung des Verbrennungswirkungsgrades, kommt daher der Reduktion der mechanischen Verluste des Verbrennungsmotors eine zentrale Bedeutung zu. Ein Grund hierfür ist, dass solche Maßnahmen oft mit nur geringer negativer Wechselwirkung mit anderen Teilsystemen umsetzbar sind.

Im Hinblick auf die Reibungsreduktion bietet ein Verbrennungsmotor verschiedene Angriffspunkte. Neben der Reduktion des Energiebedarfs und der komponentenspezifischen Reibung einzelner Nebenaggregate (z.B. in [71] und [24]) existieren auch ganzheitliche bzw. komponentenübergreifende Ansätze. Diese finden hauptsächlich innerhalb des Triebwerks Anwendung. Ein Beispiel hierfür ist die Optimierung des Schmierstoffs durch Entwicklung neuer und Verbesserung bestehender Additive (s. [73]).

Ein weiterer Ansatz, den auch diese Arbeit verfolgt, ist die Beeinflussung der Viskosität des Motoröls über dessen Temperatur. Die Komponenten und Systeme eines Verbrennungsmotors werden in der Entwicklungsphase auf ihre Betriebssicherheit bei den maximal auftretenden Belastungen im Betrieb ausgelegt. Diese finden sich in der Regel bei höchster Last und Drehzahl wieder. Entsprechende Betriebspunkte nehmen im realen Fahrbetrieb jedoch nur einen äußerst geringen Zeitanteil ein. In den zertifizierungsrelevanten Fahrzyklen und im realen Straßenverkehr werden insbesondere Pkw-Motoren im Wesentlichen bei niederen bis moderaten Lasten und Drehzahlen betrieben. Die Öltemperaturen, die unter diesen niederlastigen Betriebsbedingungen in den La-

gerstellen des Triebwerks vorherrschen, fallen geringer aus als jene, die bei der betriebsfesten Auslegung des Gesamtsystems zu Grunde gelegt sind. Die sich ergebenden lokalen Ölviskositäten in den (Gleit-) Lagern fallen daher höher aus als die bei Maximallast zulässigen. Zudem ist davon auszugehen, dass die zur Erhaltung der Tragfähigkeit des Schmierfilms minimal zulässige Viskosität bei geringen Lasten nochmals niedriger ausfällt als bei Maximallast. Darauf basierend steht die letztliche Annahme, dass es im niederlastigen Motorbetrieb zu möglicherweise vermeidbaren hydrodynamischen Reibungsverlusten kommt, die sich letztlich auch direkt auf den Kraftstoffverbrauch und die resultierenden CO₂-Emissionen auswirken.

In Betriebsbereichen niedriger Lasten sollte daher eine Anhebung der Öltemperaturen, auch über die bei Volllast zulässigen Temperaturniveaus hinaus, mit dem Ziel der Reduktion hydrodynamischer Reibungsverluste möglich sein. Aufgrund der unterschiedlichen Randbedingungen und Betriebszustände der einzelnen (Gleit-) Lagergruppen eines Verbrennungsmotors ist davon auszugehen, dass deren reibungsoptimale Öltemperaturen unterschiedlich ausfallen können bzw. das Reibverhalten in einigen Bereichen des Triebwerks weniger stark von einer Anhebung der Öltemperatur profitiert als in anderen. Insbesondere für die stark von dieser Maßnahme profitierenden Lagergruppen ist daher der Punkt einer maximalen Reduktion der Flüssigkeitsreibung anzustreben, wobei in jedem Fall ein Zusammenbrechen des hydrodynamischen Schmierfilms und ein Übergang in die Mischreibung zu vermeiden ist. Gleichzeitig erfordern entsprechende Maßnahmen auch die Möglichkeit, bei Änderungen des Betriebszustandes, d.h. in diesem Fall bei einem Lastanstieg, die Öltemperaturen in ausreichend kurzer Zeit absenken zu können, um einen übermäßigen Verschleiß oder gar ein kritisches Versagen der Lager zu verhindern.

Der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Begriff „lokales Ölthermomanagement“ steht für die gezielte Versorgung der einzelnen Lager- oder Baugruppen eines Verbrennungsmotors mit Schmieröl, dessen Temperatur auf den jeweiligen Betriebszustand des Reibkontakts angepasst bzw. optimiert ist. Basierend auf den vorangegangenen Überlegungen untersucht diese Arbeit die möglichen Vorteile eines solchen lokalen Ölthermomanagements hinsichtlich der erzielbaren Reibungsreduktion respektive der damit einhergehenden Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. Gleichzeitig untersucht sie auch mögliche Einschränkungen und notwendige Randbedingungen, die ein lokales Ölthermomanagement

mit sich bringen kann. Die Entwicklung bzw. Umsetzung einer seriennahen technischen Lösung und Managementstrategie stehen dabei nicht im Fokus.

Das der Arbeit zugrundeliegende Forschungsvorhaben wurde von zwei Forschungsstellen bearbeitet, dem IVK der Universität Stuttgart und dem iaf-mt der Universität Kassel. Parallel zu den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten experimentellen und simulativen Untersuchungen am IVK fanden am iaf-mt Messungen auf dessen Gleitlagerprüfstand und thermo-elastohydrodynamische ((T)-EHD) Simulationen der Haupt- und Pleuellager statt. Teile der Messergebnisse dieser Arbeit wurden zur Validierung der Simulationsmodelle des iaf-mt genutzt, woraufhin die Ergebnisse der (T)-EHD Simulationen wiederum Verwendung im Rahmen dieser Arbeit fanden (vgl. Abschnitt 4.5).

Diese Arbeit enthält überarbeitete und erweiterte Versionen bereits veröffentlichter Inhalte [7, 8, 60, 85].

2 Stand der Technik

2.1 Reibungsreduzierung im Verbrennungsmotor

Die Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT) definiert Reibung wie folgt:

„Reibung ist eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern. Sie wirkt einer Relativbewegung entgegen. Bei äußerer Reibung sind die sich berührenden Stoffbereiche verschiedenen Körpern, bei innerer Reibung ein und demselben Körper zugehörig.“ [29]

Global betrachtet ist Reibung nicht grundsätzlich unerwünscht, sondern z.B. bei Schraubverbindungen oder im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche ein entscheidendes Kriterium für die bestimmungsgemäße Funktionsfähigkeit des Gesamtsystems. Im Falle von sich relativ zueinander bewegenden (Maschinen-)Bauteilen ist jedoch meist ein möglichst reibungsfreier Kontakt erwünscht. Dieses Ziel der Reibungsreduktion findet sich in vielen Teilbereichen des Maschinenbaus wieder.

Auch im verbrennungsmotorischen Umfeld spielt die Reibung eine entscheidende Rolle. Sie trägt entscheidend zum Wirkungsgrad des Gesamtsystems bei. Schommers et al. [70] verdeutlichen dies an einem Betriebspunkt im Teillastbereich. Hier beträgt der Anteil der Reibleistung 9 % der zugeführten Kraftstoffenergie. Zusätzliche 16 % dieser Kraftstoffenergie werden in Form von Verbrennungsabwärme frei, um die mechanische Reibenergie aufzubringen. In Summe entspricht dies 25 % der zugeführten Kraftstoffenergie im dargestellten Betriebspunkt und für den betrachteten Motor. Die Auswirkungen der Reibung im Verbrennungsmotor, insbesondere die mit ihr einhergehenden Energieverluste, sind nicht nur in aktueller Zeit von Relevanz, sondern waren bereits vor mehr als einhundert Jahren ein in der Forschung thematisierter Punkt (siehe [59]).

Der Verbrennungsmotor bildet ein komplexes System aus einer Vielzahl sich relativ zueinander bewegenden Komponenten, die über unterschiedliche Lagerungsarten miteinander verbunden sind. In aktuellen Motorkonzepten finden

sich hauptsächlich wälz- und gleitgelagerte Wellen sowie linear bewegte Komponenten, die ebenfalls auf eine Art Gleitlagerung zurückgreifen wieder. Als typische Beispiele für linearbewegte Bauteile sind hier die Kolbengruppe und die Ventile zu nennen. Es finden sich aber auch komplexere Kontaktformen, beispielsweise im Nocken-Stößel bzw. Nocken-Schlepphebel-Kontakt oder im Bereich des Kettentriebs. All diese Reibpaarungen bieten, oft auch sehr unterschiedliche, Angriffspunkte zur Reduktion der Reibung.

2.1.1 Lagerungsarten

In der Vergangenheit waren Wälzlager zur Lagerung der Wellen in einem Verbrennungsmotor zunächst verbreitet [75]. Diese wurden im Laufe der Zeit durch Gleitlager ersetzt, so dass „Wälzlager als Lager des Kurbeltriebes nur noch vereinzelt angewendet“ [1] wurden. In neuerer Zeit gewinnen Wälzlager, u.a. aufgrund positiver Effekte auf die Reibleistung, wieder zunehmend an Bedeutung. In der Serienanwendung sind gleitgelagerte Pleuel, Nocken- und Kurbelwellen jedoch noch immer das Mittel der Wahl.

In [69] untersuchen Schlerege et al. die Auswirkungen und Vorteile einer Wälzlagerung des ersten Hauptlagers eines Dreizylinder-Ottomotors mit P0-Hybridisierung. Die erhöhten Riemenkräfte führen zu einer stärkeren Belastung des dem Riemen am nächsten liegenden Lagers. Sowohl simulativ als auch experimentell weisen die Autoren nach, dass durch den Einsatz des Wälzlagers die Reibung und der Kraftstoffverbrauch reduziert werden können. Sie halten fest, dass für den untersuchten Versuchsträger Verbrauchseinsparungen von 1,1 % prognostiziert und durch Messungen verifiziert werden konnten.

Artur et al. [2] stellen eine wälzgelagerte Nockenwelle vor. Ihre Untersuchungen auf einem Zylinderkopfprüfstand zeigen „eine geringfügig höhere Geräuschentwicklung“ [2] bei gleichzeitig reduzierter Reibung. Die Wälzlagerung ermöglicht den Verzicht auf eine Druckölschmierung, was eine zusätzliche Reibungseinsparung durch den Wegfall eines Teils der hydraulischen Förderleistung mit sich bringt. Die Versuche der Autoren zeigen, dass „die Schmierung der wälzgelagerten Nockenwelle allein mit Ölnebel gut funktioniert.“ [2]

Obwohl die Verluste des Turboladers nicht in den Reibmitteldruck des Verbrennungsmotors mit einfließen, trägt auch die Optimierung der Lagerung des

Rotors zu einer Effizienzsteigerung bei. In [82] wird erklärt, dass eine Wälzlagerung des Rotors nicht nur dessen Reibung reduziert, sondern durch deren höhere Genauigkeit auch die Rotordynamik verringert. Dies hat zur Folge, dass Spalte zwischen Rotor und Gehäuse verkleinert werden können, wodurch letztendlich die thermodynamische Effizienz des Systems erhöht wird [82].

2.1.2 Beschichtungen und Oberflächenoptimierung

Die Beschichtung bzw. Oberflächenoptimierung einzelner Reibpaarungen eines Verbrennungsmotors kann neben einer Erhöhung der Standzeit auch zur Reduktion der Reibung in den Kontakten beitragen. Dobrenizki et al. [20] untersuchen eine nanostrukturierte tribokatalytische Physical Vapour Deposition (PVD) Beschichtung (Mo-X-N) an einem Tassenstößel. Als Vergleich bzw. Referenz dienen ihnen ein unbeschichteter und ein Diamond-like Carbon (DLC) beschichteter Stößel. Für beide Beschichtungen ergeben sich messbare Vorteile hinsichtlich Verschleiß und Reibung gegenüber der unbeschichteten Variante.

In [61] untersuchen die Autoren den Einfluss einer Mikrostrukturierung der Zylinderlaufbahnoberfläche an einem Floating-Liner und einem Industriemotor. Neben den Einflüssen auf die Reibung werden auch die Auswirkungen auf den Verschleiß und die Ölemissionen betrachtet. Die Autoren zeigen, dass bei geeigneter Wahl der Strukturierung sowohl die Reibung als auch der Verschleiß und die Ölemissionen respektive der Ölverbrauch abgesenkt werden können.

Hanke et al. [32] verbinden mehrere Maßnahmen zur Reduktion der Reibung des Kolben-Liner Systems. Hierzu kombinieren sie eine optimierte Kolben- und Ringauslegung mit reibungsmindernden Beschichtungen des Kolbens, der Kolbenringe und des Zylinders. Es wird gezeigt, dass die vorgestellten Maßnahmen auch im Falle des Downspeedings und den damit einhergehenden, negativen Auswirkungen auf die Hydrodynamik einen Rückgang der Motorreibung und des Kraftstoffverbrauchs mit sich bringen.

Durch eine geeignete Beschichtung kann der Verschleiß und das Fressverhalten unter kritischen Randbedingungen der Schmierung positiv beeinflusst werden. In [22] stellen die Autoren mit einem Polymer beschichtete Lagerschalen vor. Die verwendete Beschichtung enthält neben dem eigentlichen Polymer zusätzlichen Festschmierstoff und metallische Partikel. Der Artikel geht dabei nicht auf mögliche Auswirkungen der Beschichtung auf die Reibung ein, zeigt aber, dass

die vorgestellten Lager gegenüber galvanisch beschichteten Lagern Vorteile bezüglich Verschleiß, Fressen und Ermüdung aufweisen. Es wird festgehalten, dass sich die vorgestellten Lagerschalen für Motoren mit hoher spezifischer Last und kritischeren Schmierbedingungen eignen.

In [31] stellen Gorges et al. eine weitere neuartige Polymerbeschichtung für Gleitlager vor. Die Beschichtung enthält mit Öl gefüllte Mikrokapseln, die bei einem entsprechenden Abrieb ihren Inhalt freisetzen und so den Verschleiß reduzieren bzw. ein Fressen verhindern sollen. Zudem vermuten die Autoren, dass bereits geöffnete Kapseln im weiteren Verlauf als kleinste Ölspeicher fungieren, die positive Auswirkungen auf das Start-Stopp-Verhalten der Lager haben könnten. Die vorgestellten Versuchsergebnisse zeigen, dass durch die Mikrokapseln der Lagerverschleiß sichtbar reduziert wird. Zudem verbessert sich das Erholungsverhalten der Lager nach einem Fressevent. Die Autoren stellen in Aussicht, dass sich zukünftige Beschichtungen durch Einbettung geeigneter Mikrokapseln selbst heilen könnten.

2.1.3 Schmierstoffe

Die Reibung lässt sich in verschiedene Reibungszustände kategorisieren. Diese sind nach der GfT die Festkörperreibung, die Grenz(schicht)reibung, die Flüssigkeitsreibung, die Mischreibung und die Gasreibung [29]. Mit dem Ziel der Reduktion der Reibungsverluste und des Verschleißschutzes ist im motorischen Umfeld ein Betrieb im Bereich der Flüssigkeitsreibung anzustreben. Der Schmierstoff bzw. das Motoröl erfüllt innerhalb des Verbrennungsmotors jedoch noch eine Reihe weiterer wichtiger Funktionen. Nach [57] umfassen die Hauptaufgaben des Motoröls folgende Punkte:

- Trennung der Gleitflächen
- Übertragung von Kräften
- Unschädlichmachen unerwünschter Produkte
- Verschleißschutz
- Korrosionsschutz
- Abdichten
- Kühlen

In der Regel besteht ein Motoröl entweder aus einem Mineralöl, einem Syntheseöl oder einem Gemisch beider Ölarnten, das durch verschiedenste Additive ergänzt wird, die unter anderem dazu dienen, die oben aufgeführten Anforderungen (besser) zu erfüllen [57]. Durch geeignete Auswahl und Formulierung des Schmierstoffs können jedoch nicht nur die Reibung und der Verschleiß, sondern auch die Emissionen bzw. die Funktionsfähigkeit der Abgasnachbehandlung beeinflusst werden. Dabei hat der Einsatz eines spezifischen Additivs nicht immer nur positive Auswirkungen auf das Gesamtsystem, weswegen deren Auswahl oft unter Abwägung des jeweiligen Zielkonflikts erfolgen muss.

Neben einer reibungssenkenden Additivierung, beispielsweise mittels Friction Modifiern, kann auch durch die grundsätzliche Absenkung der Viskosität des Motoröls eine Reduktion der Reibungsverluste erreicht werden. Über die Jahre entwickelte sich daher ein Trend zu immer niedrigviskoserem Ölen. Ein Beleg hierfür ist die stetige Erweiterung des Society of Automobile Engineers (SAE) J300 Standards, dem zuletzt im Jahr 2015 die Klassen SAE 12 und SAE 8 hinzugefügt wurden [65] (aktueller Stand [66]).

In [9] wird der Einfluss der Viskositätsklasse des Motoröls auf die Reibung zwischen Kolben, Kolbenringen und Zylinder untersucht. Hierzu vergleicht die Veröffentlichung zweierlei Öle der Klassen 5W-30 und 5W-40 mittels Floating-Liner Messungen in verschiedenen Betriebspunkten. Die Autoren zeigen, dass durch das Öl mit einer geringeren Viskositätsklasse die Reibung zwischen Kolbengruppe und Zylinderwand in Bereichen niedriger Lasten verringert werden kann. Bei Teil- und Vollast hingegen fällt der Reibmitteldruck der betrachteten Reibpaarung für das niedrigviskosere Öl höher aus. Es wird zudem gezeigt, dass für dieses Öl in einem ausgewählten Betriebspunkt die Nachteile eines erhöhten Mischreibungsanteil kurz nach der Zündung durch die Vorteile der geringeren Flüssigkeitsreibung kompensiert werden und so beide Ölen gleiche integrale Reibwerte erreichen. Hierzu halten die Autoren Folgendes fest: „Reibungsvorteile ließen sich jedoch auch im Teillastbereich darstellen, wenn die Kolbenringvorspannungen in Kombination mit reduzierten Zylinderverzügen und die Kolbenseitenkraft verringert werden könnten. Ebenfalls vorteilhaft wirken sich geringere Öltemperaturen aus, wie sie bei Kaltstart- und Warmlaufphasen vorliegen oder durch ein geeignetes Motorthermomanagement realisiert werden können.“ [9]

Mo et al. [56] untersuchen den Einsatz eines SAE 0W-20 Motorenöls in einem 1,5l-Vierzylinder-Ottomotor. Dabei betrachten sie verschiedene Zusammensetzungen aus Basisöl und Additiven. Die Autoren zeigen, dass durch das eingesetzte Öl und bei geeigneter Wahl der Additive sowohl auf dem Motorenprüfstand im Schleppbetrieb als auch in einem Fahrzeug im Worldwide Harmonized Light Duty Test Cycle (WLTC) ein relevanter Rückgang der Motorreibung und des Kraftstoffverbrauchs erreicht werden kann. Ihre Untersuchungen ergeben zudem, dass bei ungeeigneter Formulierung der Ölzusammensetzung das Reibungsniveau über das des Referenzöls (SAE 5W-30) ansteigen kann.

Aufgrund der immer weiter abnehmenden Viskosität steigt das Risiko der Mischreibung und des zunehmenden Verschleißes. Unter anderem Hoppe u. Arnold [36] als auch Sander et al. [67] beschäftigen sich mit diesem Sachverhalt. In [36] wird das Reib- und Verschleißverhalten von Kolbenringen und Gleitlagern beim Einsatz von Motorölen mit unterschiedlichen High Temperature High Shear (HTHS) Werten und Viskositätsklassen untersucht. Es wird u.a. gezeigt, dass beim Einsatz von Ölen mit niederen HTHS Werten durch eine geeignete Oberflächenbeschichtung der Kolbenringe sowohl der Verschleiß als auch die Reibung reduziert werden können. Zudem legen die Autoren dar, dass sich die Reibungsvorteile der Gleitlager durch niedrigviskose Öle hin zu sehr hohen Motordrehzahlen umkehren können, da sich aufgrund „stärkere[n] Verformungen von Gehäuse und Welle sowie höhere[n] Öltemperaturen“ [36] kein ausreichend tragfähiger Ölfilm mehr bilden kann.

Die Autoren von [67] betrachten die Auswirkungen niedrigviskoser Motorenöle auf Reibung und Verschleißrisiko der Haupt- und Pleuellager und des Kolbenhemds. Ihre simulativen Untersuchungen decken dabei die SAE Klassen 0W-20 bis hin zu 0W-8 ab. Sie zeigen, dass im WLTC mit sinkender Viskosität die Reibungsvorteile grundsätzlich zunehmen, es jedoch bei geringen Drehzahlen im Bereich der Vollast auch zu Reibungsnachteilen kommt, die mit sinkender Viskosität zunehmen. Ihre Ergebnisse zeigen außerdem, dass gleichzeitig das Verschleißrisiko mit abnehmender Viskosität, insbesondere unterhalb der Klasse 0W-16, signifikant ansteigt [67].

2.2 **Verbrennungsmotorisches Thermomanagement**

Unter den Begriff Thermomanagement fallen vornehmlich Maßnahmen, die sich der betrieboptimierten Regelung der Stoff- und Wärmeströme in einem Fahrzeug widmen. Zu den Zielen des Thermomanagements gehören unter anderem die Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen sowie die Verbesserung des Klimakomforts. Auch der Bauteilschutz bzw. die Erhöhung der Lebensdauer verschiedener Komponenten, z.B. der Hochvolt-Batterie, sind Ziele des Thermomanagements. [64] Neben der konventionellen Kühlung des Verbrennungsmotors und Heizung des Innenraums umfasst der Begriff Thermomanagement somit beispielsweise auch die Steuerung der Temperaturen des Abgases. Hierzu existieren bereits bekannte Funktionen wie das Heizen des Katalysators nach einem Kaltstart. Mit zukünftigen Emissionsvorschriften ist es jedoch wahrscheinlich, dass auch das Abgasthermomanagement im Fahrbetrieb vor neue Herausforderungen gestellt wird (vgl. [33]). Daneben ist jedoch das Kühlsystem eines konventionellen Verbrennungsmotors bzw. des hybriden oder vollelektrischen Antriebsstrangs eine der zentralen Komponenten des Thermomanagements eines Fahrzeugs. Mit der Hybridisierung bzw. Elektrifizierung des Antriebsstrangs steigt auch die Komplexität des notwendigen Kühlsystems bzw. Thermomanagements [80]. Nicht zuletzt durch die hinzukommende Notwendigkeit der Temperierung der Batterie und der reduzierten Abwärmeströme entstehen neue Herausforderungen bei der Entwicklung und Auslegung der entsprechenden Systeme (vgl. [78]).

Bezogen auf den Verbrennungsmotor beschäftigen sich viele Veröffentlichungen der letzten Jahre mit möglichen Emissionsreduktion durch die Optimierung des Thermomanagements. Mezher et al. [54] nennen hierzu drei prinzipielle Ansätze, zum einen die Verkürzung der Dauer des Warmlaufs, zum zweiten die Reduktion der Wärmeverluste und zum dritten die Anhebung der eingeregelter Betriebstemperatur. Die Autoren [54] stellen zudem ein mechatronisches Ventil vor, das anstelle eines herkömmlichen Kennfeldthermostaten Anwendung finden soll. Sie zeigen, dass damit eine Anhebung der Betriebstemperatur des Motors möglich ist, da ein prinzipbedingtes Überschwingen der Kühlmitteltemperaturen aufgrund des Kennfeldthermostats vermieden werden kann und somit ein geringerer Sicherheitsabstand zur maximal zulässigen Kühlmitteltemperatur möglich wird. Ihre Simulationen auf Basis eines 1,5 l Dieselmotors zeigen, dass so im WLTC zwischen 0,5 und 0,61 % Kraftstoff eingespart werden können.

Galović u. Hofmann [27] untersuchen das Potential eines thermochemischen Wärmespeicher (TCWS) Systems zur Absenkung des Kraftstoffverbrauchs durch dessen zusätzliche Wärmezufuhr im oder vor dem Kaltstart. Hierzu integrieren sie acht Prototypen ihrer TCWS Module in den Kühlkreislauf eines Verbrennungsmotors. Auf Basis des neuen europäischen Fahrzyklus NEFZ erreichen sie eine Kraftstoffverbrauchsreduktion von 0,6 %, wenn die gespeicherte Wärme vor dem Start in das Kühlsystem abgegeben wird. Sie kommen jedoch zu dem Schluss, dass für eine Serienapplikation sowohl die Energiedichte als auch die Leistung weiter erhöht werden müsse.

In [11] vergleichen die Autoren mehrere Möglichkeiten, um die Erwärmung des Motoröls während eines NEFZ zu beschleunigen. Darunter fallen das Verlegen des Öl-Wasser-Wärmetauschers in den großen Kühlkreislauf, ein Bypass des Öl-Wasser-Wärmetauschers, ein Wärmetauscher zwischen Abgas und Öl, ein Vorheizen des Motoröls und eine zweigeteilte Ölwanne. Sie kommen zu dem Schluss, dass die beste Möglichkeit das Öl zu erwärmen eine zusätzliche Wärmequelle im Ölkreislauf wäre.

In [74] untersuchen die Autoren die Auswirkungen einer Absenkung des Öldrucks der Haupt- und Pleuellager sowie der Versorgung der Pleuellager bei geringen Drehzahlen und Lasten. Diese Maßnahme fällt nicht direkt in den Bereich des Thermomanagements, soll jedoch hier aufgrund der thematischen Nähe zu dieser Arbeit kurz vorgestellt werden. Die Autoren zeigen, dass durch die Reduktion des Öldrucks ein Rückgang des Reibmitteldrucks und damit auch des Kraftstoffverbrauchs erreicht werden kann. Sie halten fest, dass bei einer Absenkung des Öldrucks von 2,1 auf 1,5 bar absolut der Reibmitteldruck bei betriebswarmem Motor im untersuchten Kennfeld um bis zu 4,5 % abgesenkt werden kann. Da bei diesen Drücken die Düsen zur Pleuellagerung beim untersuchten Motor geschlossen sind, führen sie die Reibungsreduktion vollständig auf die Gleitlager zurück. Die Autoren sind der Meinung, dass dieser Effekt zumindest teilweise dadurch erklärt werden kann, dass durch die begrenzte Versorgung des Lagers mit Öl Kavitation entsteht und dadurch die Fläche des Schmierfilms reduziert wird. In [51] untersuchen Mansoor u. Shayler den Effekt des Ölzufuhrdrucks auf die Reibung an einem Versuchsaufbau mit transparenten Gleitlager. Dabei zeigen sie, dass die Reibungsreduktion durch Absenkung des Öldrucks zum einen eng mit der im Lager auftretenden Kavitation bzw.

deren Fläche zusammenhängt und zum anderen auch von der Änderung der Exzentrizität beeinflusst wird.

In [84] wird die Auswirkung einer zusätzlichen Erwärmung des Öls während des Kaltstarts auf die Reibung der Gleitlager des Kurbeltriebs untersucht. Die experimentellen und simulativen Untersuchungen der Autoren ergeben, dass durch diese Maßnahme die Reibung der betrachteten Lagergruppen gesenkt werden kann. Sie machen jedoch auch deutlich, dass die thermischen Massen die das Öl umgeben, d.h. die Struktur um die Ölkanäle und die den Schmierfilm umgebenden Bauteile, die mögliche Reibungsreduktion einschränken. Die Autoren zeigen, dass durch Isolationsmaßnahmen der Bauteile und der Ölkanäle eine höhere Reduktion der Reibung während des Kaltstarts möglich ist. Eine Kombination mit einer zusätzlichen externen Erwärmung des Öls liefert die höchsten Einsparungen von 27 % der Reibarbeit während des Warmlaufs bzw. Kaltstarts für den betrachteten Betriebspunkt.

Auch die Autoren in [35] verfolgen den Ansatz der Reduktion der thermischen Massen die während des Warmlaufs eines Motors der schnellen Erwärmung entgegenstehen. Sie stellen eine Ölwanne vor, die durch Teilung in einen inneren Teil und einen äußeren Mantel sicherstellen soll, dass während des Kaltstarts primär das im Inneren befindliche Ölvolumen erwärmt wird. Die Abschnitte der Ölwannen sind so miteinander verbunden, dass sich deren Ölvolumina hauptsächlich beim Start und beim Abstellen des Motors vermischen sollen. Durch diesen Vorgang wollen die Autoren ein ausreichend großes Ölvolumen für den Betrieb während eines Ölwechselintervalls sicherstellen. Sie zeigen, dass durch die modifizierte Ölwanne 0,8 % Kraftstoff während des NEFZ eingespart werden kann. Zudem halten sie fest, dass dies auch im realen Fahrbetrieb bestätigt werden konnte.

In [50] berichtet ein bekannter Zulieferer über ein weiterentwickeltes Ölfiltermodul für Dieselmotoren, das durch ein Thermostat erweitert wurde. Durch einen vom diesem Thermostat-gesteuerten Bypass des ebenfalls integrierten Ölkühlers verspricht der Hersteller, dass die Öltemperatur im Betrieb in einem optimalen Temperaturfenster von 100 bis 115 °C gehalten werden kann.

Es wird ersichtlich, dass sich ein Großteil der Forschung und Entwicklung der vergangenen Jahre mit dem Thermomanagement während des Warmlaufs des Verbrennungsmotors beschäftigt. Nur wenige der untersuchten Thermomana-

gement-Maßnahmen versprechen Vorteile bei betriebswarmem Motor. Der in dieser Arbeit untersuchte Ansatz konzentriert sich hingegen ausschließlich auf den Motorbetrieb nach Abschluss des anfänglichen Aufwärmvorgangs.

3 Theoretische Grundlagen

3.1 Messtechnische Grundlagen

Im Rahmen verbrennungsmotorischer Untersuchungen gibt es eine Reihe physikalischer Größen, die bei fast allen Messungen von Interesse sind. Dazu gehören sowohl die Temperaturen, Drücke und Massenströme von Gasen und Fluiden als auch die Temperaturen verschiedener Bauteile und deren Oberflächen. Daneben ist die Leistung, definiert durch die Drehzahl und das Drehmoment des Motors, eine weitere wichtige Kenngröße. Abhängig vom Untersuchungsziel ist zudem die Erfassung der Konzentrationen chemischer Verbindungen, die von Verbrennungsmotoren emittiert werden notwendig. Steht das Noise Vibration Harshness (NVH) Verhalten des Motors, Antriebsstrangs oder Fahrzeugs im Fokus der Untersuchungen spielt die messtechnische Erfassung von Körper- und Luftschall eine wichtige Rolle. Auf die beiden letzten Punkte soll im Folgenden jedoch nicht genauer eingegangen werden, da sie für diese Arbeit nicht von Relevanz sind.

3.1.1 Temperaturmessung

Zur Erfassung der Temperatur gibt es eine Vielzahl verschiedenster Möglichkeiten. Grundsätzlich kann hier zwischen den eigentlichen Sensoren und der Auswertung des jeweiligen Sensorsignals unterschieden werden. Die folgende Auflistung zeigt einige der bedeutendsten Temperatursensoren die im motorischen Umfeld zum Einsatz kommen [13, 49, 62]:

- Platin (Pt)-Widerstandsthermometer
- Thermistoren
- Thermoelemente
- Schmelzstifte
- Templogs
- Optische Sensoren

Die Signalaufbereitung und Umformung hängt von der physikalischen Funktionsweise der einzelnen Sensoren ab und schränkt dabei auch deren mögliche Einsatzbereiche ein. Die Auswahl des jeweils geeigneten Sensors richtet sich daher stark nach den gegebenen Randbedingungen und Ansprüchen. Entscheidungsrelevante Parameter sind hierbei unter anderem:

- Temperaturbereich
- Absolute und relative Genauigkeit
- Reaktionszeit
- Zeit- und Wertediskretisierung
- Äußere Belastungen
- Bauraum und Zugänglichkeit
- Kosten
- Möglichkeiten zur Signalauswertung

Obwohl pauschale Aussagen bezüglich der optimalen Sensorart nur bedingt möglich sind, haben sich im Hinblick auf die oben genannten Anforderungen hauptsächlich Widerstandsthermometer und Thermoelemente etabliert (vgl. [13]). Der Großteil aller Messaufgaben kann mit diesen beiden Sensortypen abgedeckt werden. Auch im Rahmen dieser Arbeit kamen sowohl Widerstandsthermometer als auch Thermoelemente zum Einsatz. Daher soll im Folgenden kurz auf deren physikalische Grundlagen eingegangen werden.

3.1.1.1 Thermoelemente

Der Mechanismus, welcher der Funktion eines Thermoelements zugrunde liegt, ist der Seebeck-Effekt. Er beschreibt das Vorhandensein einer Thermo-Elektromotorischen Kraft (Thermo-EMK) in einem elektrischen Leiter, dessen zwei Enden sich auf unterschiedlichen Temperaturniveaus befinden. [12] Diese Thermo-EMK wirkt sich in Form einer Potentialdifferenz bzw. Spannung zwischen den beiden Enden des Leiters aus. Ein eigentliches Thermoelement besteht nun aus der Kombination zweier elektrischer Leiter unterschiedlicher Materialien. Jeweils ein Ende der beiden Leiter ist mit dem anderen verbunden. Dieser Verbindungspunkt bildet die eigentliche Temperaturmessstelle. Befinden sich nun die jeweils noch freien Enden der beiden Leiter auf dem gleichen Temperaturniveau, das jedoch von dem der verbundenen Enden abweicht, entsteht

zwischen diesen eine von der Temperaturdifferenz abhängige Potentialdifferenz (vgl. Abbildung 3.1 links). Diese sogenannte Thermospannung lässt sich nach [12] wie folgt beschreiben:

$$U_{A/B}(T_2, T_1) = \int_{T_1}^{T_2} S_{A/B}(T) dT. \quad \text{Gl. 3.1}$$

mit

$U_{A/B}$	Thermospannung der Materialpaarung A und B,
T_x	Temperatur an der Stelle x,
$S_{A/B}$	relativer Seebeck-Koeffizient der Materialpaarung A und B.

„Der relative Seebeck-Koeffizient $S_{A/B}$ ist das in einer offenen Leiterschleife aus mindestens zwei Thermoleitern A und B entstehende elektrische Potential (Thermo-EMK), wenn zwischen ihren Verbindungsstellen eine Temperaturdifferenz existiert. Er ist einzig eine Funktion dieser Temperaturdifferenz und bei homogenen Materialien mit einer konstanten Zusammensetzung unabhängig von allen anderen Größen, wie auch vom Peltier und Thomson-Effekt, von Änderungen des Querschnitts, der Temperaturverteilung und der Temperaturgradienten [...].“ [12]

Der relative Seebeck-Koeffizient bzw. die aus der Temperaturdifferenz resultierende Thermospannung wird in der Regel experimentell bestimmt. Hierzu dient ein bekanntes Referenzmaterial (meist Platin) als zweiter Thermoleiter. [12] Die daraus resultierenden Thermospannungs- bzw. Koeffizientenreihen sind nur bedingt linear, lassen sich jedoch durch Polynomreihen mit hinreichender Genauigkeit beschreiben. Basierend auf den bereits bekannten Beziehungen lässt sich hiermit auch die Thermospannung einer Kombination zweier Materialien aus den Thermospannungsreihen dieser Materialien im Bezug auf Platin herleiten. Hierfür sei auf [12] verwiesen. Die resultierende Thermospannung einer Kombination zweier Materialien mit den Temperaturen T_2 und T_1 mit bekannter, auf die Referenztemperatur T_0 bezogene Thermospannungsreihe berechnet sich wie folgt [12]:

$$U_{A/B}(T_2, T_1) = U_{A/B}(T_2, T_0) - U_{A/B}(T_1, T_0). \quad \text{Gl. 3.2}$$

Aus dieser Herleitung und Beschreibung ist zu erkennen, dass mit Thermoelementen zunächst nur Temperaturdifferenzen, jedoch keine direkten Absoluttemperaturen bestimmt werden können. Ist jedoch eine der beiden Temperaturen an den Stellen T_1 oder T_2 bekannt, so kann mit dieser auch auf die Absoluttemperatur der anderen Stelle geschlossen werden. Diese Stelle mit bekannter Temperatur wird auch Vergleichsstelle genannt. Ihre Temperatur lässt sich beispielsweise mittels eines Eisbades definiert einstellen oder über andere Temperaturfühler messen. Die Vergleichsstelle kann sowohl direkt an der Stelle der Spannungsmessung als auch weiter entfernt davon liegen. Bestehen die Verbindungsleitungen zwischen der Vergleichsstelle und der Position des Spannungsmessers aus demselben Material, so heben sich die darin entstehenden Thermospannungen auf und eine Temperaturdifferenz zwischen diesen beiden Stellen (T_2 nach T_3) hat keine Auswirkungen auf die gemessene Thermospannung (s. Abbildung 3.1 rechts).

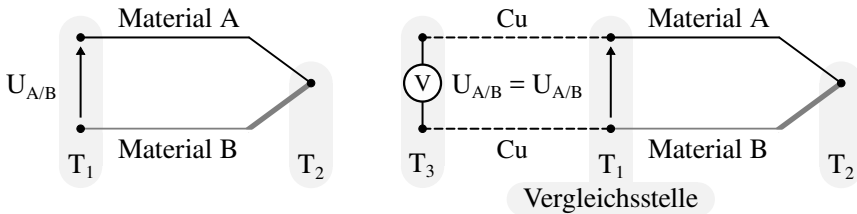


Abbildung 3.1: Schaltplan eines Thermoelements (in Anlehnung an [12, 46])

Links: Aus zwei Thermoleitern bestehendes Thermoelement.

Rechts: Thermoelement mit Vergleichsstelle.

Moderne Messumformer zur Auswertung von Thermospannungssignalen haben in der Regel eine integrierte Vergleichsstelle und intern hinterlegte Thermospannungsreihen oder (Ausgleichs-) Polynome für verschiedene Materialpaarungen. Damit sind sie in der Lage, die aus der gemessenen Thermospannung resultierende Absoluttemperatur an der Messspitze abzuleiten.

Zur Temperaturmessung eignen sich insbesondere Materialpaarungen mit großen relativen Seebeck-Koeffizienten. Daneben sollten diese Materialpaarungen im relevanten Einsatztemperaturbereich einen möglichst linearen Thermospan-

nungsverlauf, geringe thermische Alterungserscheinungen und eine hohe Resistenz gegen im Einsatzumfeld auftretende aggressive Stoffe besitzen. [12]

Die Norm DIN EN 60584 [17, 18, 19] beschreibt die aktuell gebräuchlichen und im industriellen Maßstab hergestellten Materialpaarungen von Thermoelementen sowie ihre Thermospannungsreihen, die darauf basierenden Ausgleichspolynome und die jeweils gültigen Temperaturbereiche. Die gelisteten Thermomaterialpaarungen und ihre Typenbezeichnung sind Tabelle 3.1 zu entnehmen. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen in dieser Arbeit kamen Mantel-Thermoelemente vom Typ K und Typ N zum Einsatz.

Tabelle 3.1: Thermoelemente nach DIN EN 60584 [17, 19].

Der negative Leiter ist immer weiß. Die Farbe des positiven Leiters entspricht der Tabellenangabe; er wird jeweils zuerst genannt.

Typ	Materialpaarung	Farbe
R	Pt13Rh - Pt	orange
S	PT10Rh - Pt	orange
B	Pt30Rh - Pt6Rh	grau
J	Fe - CuNi	schwarz
T	Cu - CuNi	braun
E	NiCr - CuNi	violett
K	NiCr - Ni	grün
N	NiCrSi - NiSi	rosa

Bei Mantelthermoelementen sind die Thermoleitungen und die Messstelle von einem dünnen, zylindrischen, für gewöhnlich metallischen Rohr umgeben. Im Rohr selbst sind diese Leitungen, auch Thermoschenkel genannt, in ein keramisches Pulver mit hohem Isolationswiderstand eingebettet (vgl. [12]). Häufig genutzte Materialien sind hier MgO, Al₂O₃, BeO, ThO₂ und ZrO₂ [12]. Abhängig von der Messaufgabe kann die Anzahl der verbauten Thermoleitungen bzw. Thermoleitungspaare variieren.

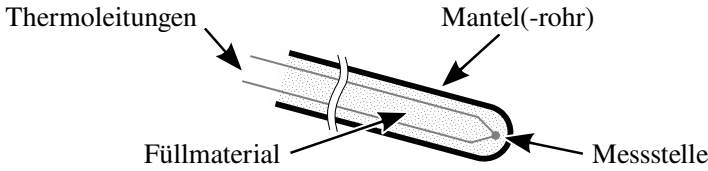


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung eines Mantelthermoelements (in Anlehnung an [12])

Abbildung 3.2 zeigt den schematischen Aufbau eines solchen Mantelthermoelements. Dieser Aufbau erhöht die Robustheit des Elements gegenüber mechanischen und chemischen Einflüssen, vereinfacht dessen Handhabung und erweitert damit den Bereich der Einsatzmöglichkeiten.

3.1.1.2 Platin-Widerstandsthermometer

Widerstandsthermometer basieren auf der temperaturabhängigen Widerstandsänderung von (metallischen) Festkörpern. Deren spezifische elektrische Leitfähigkeit bzw. Widerstand lässt sich wie folgt beschreiben [12]:

$$\kappa(T) = \frac{1}{\rho_{\Omega}(T)} = \frac{n_{el}e^2\tau(T)}{m_{el}}, \quad \text{Gl. 3.3}$$

mit

κ	elektrische Leitfähigkeit,
ρ_{Ω}	spezifischer elektrischer Widerstand,
τ	Relaxationszeit,
n_{el}	Elektronenanzahl pro Volumeneinheit,
m_{el}	Elektronenmasse,
e	Elementarladung.

Aufgrund der komplexen Transportvorgänge von Elektronen innerhalb der metallischen Kristallstruktur lässt sich hiermit zurzeit jedoch noch keine zufriedenstellende quantitative Aussage über die Temperaturabhängigkeit des spezifischen elektrischen Widerstands treffen. Ein Zusammenhang zwischen

der Temperatur und dem elektrischen Widerstand wird daher meist über empirisch ermittelte Polynome höherer Ordnung abgebildet (Gleichung Gl. 3.4). [12]

$$R(T) = R_0(1 + aT + bT^2 + cT^3 + \dots), \quad \text{Gl. 3.4}$$

mit

- R elektrischer Widerstand,
- R_0 Nennwiderstand bei einer Bezugstemperatur von 0°C ,
- $a \dots c$ Koeffizienten.

Ein Material bzw. Metall muss, ähnlich den Thermoleitungen, verschiedene Eigenschaften aufweisen, um für den Einsatz als Widerstandsthermometer geeignet zu sein. Zu diesen zählen nach [12]:

- Reproduzierbarer Kennlinie
- Stetige Kennlinie
- Temperaturstabile Kennlinie
- Kennlinie ohne zeitliche Drifts
- Hysteresefreiheit
- Hoher Widerstandsgradient über der Temperatur
- Widerstand unabhängig von Druck, Temperatur und chem. Einflüssen

Im verbrennungsmotorischen Prüfstandsumfeld sind auf Platin basierende Widerstandsthermometer das Mittel der Wahl. Deren Bezeichnung beschreibt deren elektrischen Widerstand in Ohm bei 0°C . Mit steigendem Nennwert steigt auch der Betrag der Widerstandsänderung über der Temperatur. Typische Ausführungen sind Pt100, Pt200, Pt500 und Pt1000 [12].

Platin-Widerstandsthermometer existieren in den verschiedensten Bauformen. Im Rahmen dieser Arbeit kamen ausschließlich Mantel-Widerstandsthermometer zum Einsatz. Diese besitzen, wie Mantelthermoelemente, eine röhrenförmige, metallische Hülle. Im Bereich der Spitze befindet sich der eigentliche Sensor. Für die Sensorbauform existieren ebenfalls verschiedene Möglichkeiten. Eine Übersicht bietet [12].

Die Signalerfassung und Umformung erfordert zunächst eine Bestimmung des aktuellen Widerstands. Hierfür eignet sich beispielsweise eine Wheatstonesche Brückenschaltung. Anschließend kann der Widerstandswert mithilfe bekannter Polynome oder Widerstandsreihen in eine Temperatur überführt werden. Moderne Messverstärker bzw. Messumformer übernehmen diesen Prozess in der Regel vollständig. Zudem bieten diese häufig die Möglichkeit der Verschaltung des Sensors in Mehrleitertechnik (3- und 4-Leiterschaltung). Hierdurch lässt sich der Einfluss des elektrischen Widerstands der Leitung zwischen Sensor und Messumformer auf den Messwert reduzieren bzw. eliminieren. Daher waren im Rahmen der experimentellen Untersuchungen alle Temperaturmessstellen mit hoher Relevanz in Vierleitertechnik verschaltet.

3.1.2 Drehmomentmessung

Im motorischen Umfeld ist das An- oder Abtriebsmoment des Verbrennungsmotors eine wichtige Größe. Es fließt unter anderem in die Bestimmung der wichtigsten Kennwerte wie Leistung, mechanischer Wirkungsgrad und Gesamtwirkungsgrad mit ein. Eine möglichst präzise Bestimmung des Motormoments ist daher Grundvoraussetzung für die Erzielung aussagekräftiger und vergleichbarer Ergebnisse.

Zur Drehmomentmessung an Prüfständen für Verbrennungsmotoren existieren mehrere Möglichkeiten und Verfahren. Eine Übersicht ist in [13] zu finden. In den meisten Fällen kommen heute Drehmomentmesswellen oder -flansche mit berührungsloser Messwertübertragung zum Einsatz. Diese werden zwischen Belastungseinrichtung und Versuchsträger montiert und basieren grundsätzlich auf dem Prinzip der Dehnungs- bzw. Torsionsmessung mittels Dehnungsmessstreifen (DMS). Abbildung 3.3 zeigt eine Übersicht möglicher Messkörperformen, beginnend bei einer relativ einfachen Vollwelle bis hin zu eher komplexen Flanschbauformen. Im verbrennungsmotorischen Prüfstandsumfeld finden sehr häufig die auf der rechten Seite dargestellten Konzepte Anwendung. [68] gibt einen Einblick in die Vor- und Nachteile der einzelnen Bauformen und deren Einsatzbereiche. Der im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Drehmomentmessflansch nutzt das axiale Scherprinzip [68].

Die zur DMS-Signalauswertung und Aufbereitung notwendige Elektronik befindet sich bei modernen Messflanschen meist am bzw. im Messaufnehmer

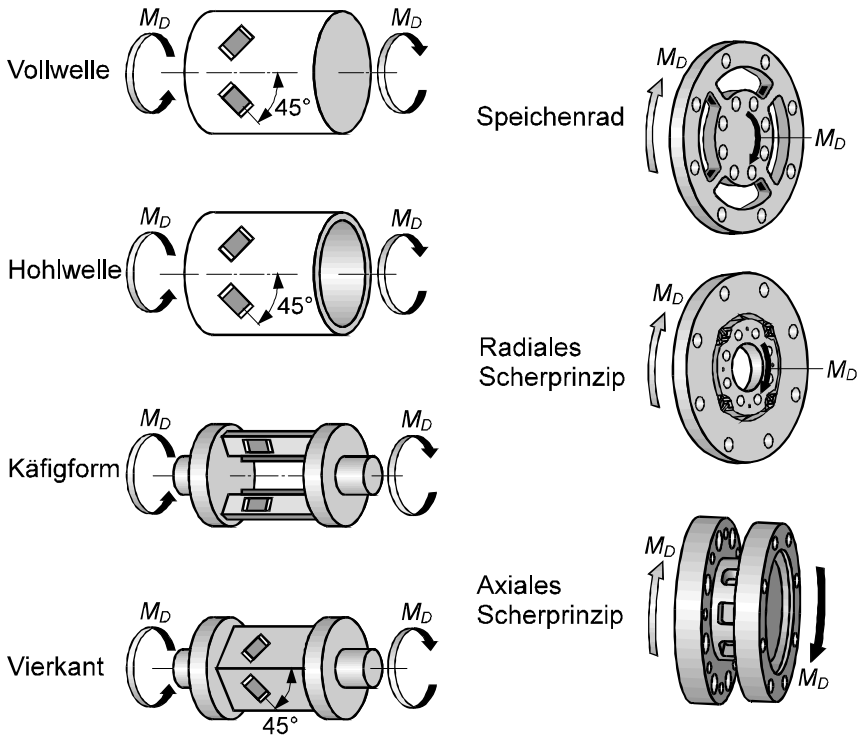


Abbildung 3.3: Übersicht verschiedener Messkörperformen [68]

selbst. In der Regel integriert diese die gesamte Signalaufbereitung inklusive notwendiger Korrektur- und Kompensationsaufgaben (z.B. Temperatureinflüsse). Der Messwert wird anschließend telemetrisch von einer am Umfang des Aufnehmers angebrachten, spulenförmigen Antenne auf eine häufig ringförmig, um den Flansch liegende Statorantenne übertragen. Diese versorgt den rotierenden Messflansch zudem über induktive Einkopplung mit der notwendigen Energie [13]. Die telemetrische Übertragung erfolgt häufig mittels eines frequenzmodulierten Signals oder direkt in digitaler Form [13].

3.1.3 Zylinderdrucksensoren

Zylinderdrucksensoren basieren auf dem piezoelektrischen Prinzip. „Allgemein versteht man unter Piezoelektrizität eine lineare Wechselwirkung zwischen dem mechanischen und dem elektrischen Zustand in Kristallen, die kein Symmetriezentrum besitzen. Es wird zwischen dem reziproken (ein äußeres elektrisches Feld führt zum Auftreten von den feldproportionalen mechanischen Spannungen, welche den Piezokristall verformen) und dem für die Druckmessung relevanten direkten piezoelektrischen Effekt (eine mechanische Deformation des piezoelektrischen Körpers ruft eine ihr proportionale Änderung der elektrischen Polarisation hervor) unterschieden.“ [53]

Der piezoelektrische Effekt kommt hierbei in verschiedenen Ausprägungen vor. Diese sind nach [34]:

- Längs-Effekt
Eine Kraft F erzeugt eine Polarisation P und eine daraus resultierende Spannung U in Krafrichtung.
- Quer-Effekt
Eine Kraft F erzeugt eine transversale Polarisation P und damit eine Spannung U orthogonal zur Krafrichtung.
- Scher-Effekt
Eine Scherkraft F erzeugt eine diagonale Polarisation P und damit eine Spannung U quer zur Krafrichtung.

Im Falle von Zylinderdrucksensoren sind insbesondere die ersten beiden Effekte von Bedeutung [53]. Der Längs-Effekt wird auch oft als Longitudinal-Effekt und der Quer-Effekt als Transversal-Effekt bezeichnet.

Die in Zylinderdrucksensoren verwendeten piezoelektrischen Materialien müssen eine Vielzahl von Anforderungen erfüllen [53]. Insbesondere die Signalqualität sollte unter den fordernden Randbedingungen, die in Verbrennungsmotoren vorherrschen, nicht leiden oder sich über der Zeit verändern. Nicht alle piezoelektrischen Materialien eignen sich daher für den Einsatz in einem Zylinderdrucksensor (vgl. [43, 53]). Die Ladungsausbeute und damit die letztendliche Empfindlichkeit des Sensors lässt sich durch Stapeln bzw. Schichten mehrere Kristalle erhöhen [53].

Durch ihre direkte Brennraumnähe sind Zylinderdrucksensoren den dort herrschenden Temperaturen und zyklischen Temperaturschwankungen ausgesetzt.

Insbesondere bei Messaufgaben, die eine hohe Signalgüte fordern, gilt es, deren Einflüsse auf das Messsignal so weit wie möglich zu reduzieren. Bereits in der Entwicklung des Sensors gilt es daher, mittels konstruktiver Lösungen die Wärmeleitwege im Sensor zu optimieren und thermomechanische Effekte zu kompensieren. Außerdem hat der Anwender die Möglichkeit, auf wassergekühlte Sensoren zurückzugreifen. Diese weisen zwar größere Abmessungen auf und fordern damit einen höheren Applikationsaufwand als ungekühlte Sensoren, gewährleisten allerdings gleichzeitig eine deutliche Reduktion der thermischen und thermomechanischen Belastung des eigentlichen Sensors (Kristall). Daher kamen auch im Rahmen dieser Arbeit wassergekühlte Zylinderdrucksensoren zum Einsatz.

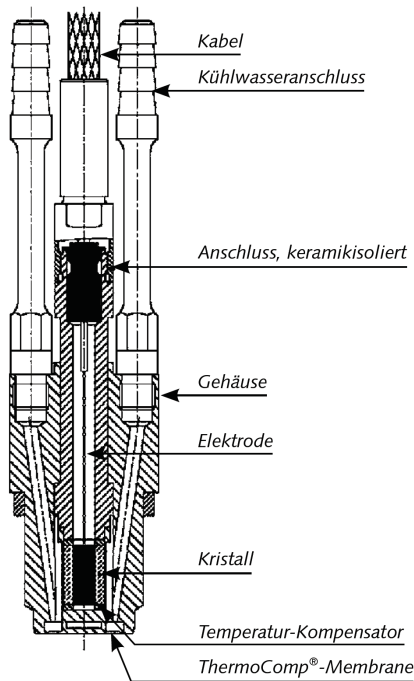


Abbildung 3.4: Wassergekühlter Zylinderdrucksensor (Schnittansicht) [41]

Abbildung 3.4 zeigt die Schnittansicht eines solchen Sensors. Deutlich zu erkennen ist die direkte Nähe des Kristall(-stapels) zu der in den Brennraum

gerichteten Membranoberfläche. Aus der Funktionsweise des piezoelektrischen Prinzips lässt sich schließen, dass darauf basierende Drucksensoren in der Regel keine absoluten Drücke messen können. Die von der Messtechnik erfassten Druckänderungen müssen also in einen Bezug zum absoluten Druckniveau gesetzt werden. Im Bereich der Verbrennungsmotoren existieren hierfür mehrere Ansätze. Im Rahmen dieser Arbeit wurde auf eine thermodynamische Nulllinienfindung zurückgegriffen.

3.2 Reibungsmessung am Verbrennungsmotor

Dieses Unterkapitel enthält überarbeitete und erweiterte Versionen bereits veröffentlichter Inhalte [7].

Wie bereits in Abschnitt 2.1 erwähnt, beschäftigt die Reibung des Verbrennungsmotors die Wissenschaft schon seit geraumer Zeit. Neben der Reibung als solche ist und war die eigentliche messtechnische Erfassung dieser Größe ebenfalls ein zentraler Punkt der Forschung und Entwicklung (siehe u.a. [30, 72, 81]). Über die Jahre wurden verschiedenste Methoden zur Reibungsmessung entwickelt bzw. auch weiterentwickelt (siehe u.a. [26, 48, 79, 83]), die zum Teil auf einzelne Baugruppen oder spezifische Problemstellungen zugeschnitten sind. Je nach Aufgabenstellung und Zielsetzung bietet sich somit oft eine Auswahl aus mehreren, mehr oder weniger gut geeigneten, Messverfahren. Die finale Wahl der Messmethode erfolgt dabei nicht nur unter wissenschaftlichen, sondern oft auch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten, da sich die Verfahren in Komplexität und Aufwand stark unterscheiden.

Grundsätzlich lassen sich Messverfahren zur Bestimmung der Gesamtmotorreibung und solche zur Messung der Reibung einzelner Komponenten oder Baugruppen unterscheiden. Die folgende Liste bietet eine Auswahl einiger bekannter und gängiger Methoden (nach [7, 10, 49, 52, 63]). Eine umfangreiche Übersicht bietet Richardson [63], der auch Eigenheiten sowie Vor- und Nachteile der einzelnen Methoden aufführt.

- Einzelkomponentenprüfstand
- Floating-Liner Methode
- Instantaneous-IMEP Methode

- Auslaufversuche
- Willans-Linie
- Zylinderabschaltung
- Schlepp- bzw. Stripmessung
- Indiziermethode

Im Rahmen dieser Arbeit kamen die zwei zuletzt genannten Verfahren zum Einsatz. Diese sollen im Folgenden, zusammen mit den ihnen zugrundeliegenden mathematischen Beziehungen, genauer vorgestellt und diskutiert werden. Es gilt anzumerken, dass die Bezeichnung der Methoden und Verfahren in der Literatur nicht immer einheitlich erfolgt (z.B. Stripmessung, Strip-Down Messung, Tear-Down Test und ähnliche Variationen).

3.2.1 Grundgleichungen

Sowohl die Schlepp- bzw. Stripmessungen als auch die Indiziermethode basieren auf denselben grundlegenden Definitionen bzw. Grundgleichungen. Beide Ansätze bilanzieren die zu- und abgeführte mechanische Energie und definieren deren Differenz als (interne) Reibung des Verbrennungsmotors. Im Falle des gefeuerten Motorbetriebs definiert der Kolbenboden die Systemgrenze, über welche dem System die Energie durch die Gaskräfte zugeführt wird. Die mechanisch nutzbare Energie „verlässt“ den Verbrennungsmotor an dessen Schwungrad. Somit werden alle Verluste während der Verbrennung und des Ladungswechsels nicht mitberücksichtigt. Ausschließlich die mechanischen Verluste innerhalb des Triebwerks finden sich in der Bilanz wieder. Als Konsequenz bedeutet dies, dass alle Energie, die den „Verbrauchern“ wie Wasserpumpe, Kraftstoffpumpe, Ölpumpe, usw. zugeführt wird, unabhängig von deren Nutzen, als Reibung definiert ist.

Im geschleppten Motorbetrieb wechselt die Richtung des Energieflusses, da dem System die Energie hier auf der Schwungradseite zugeführt wird. Durch die Berücksichtigung entsprechender Vorzeichenkonventionen beeinträchtigt dies die Bilanzierung der Energieströme und die darauf basierende Reibungsbestimmung jedoch nicht. Äquivalent zur Energie kann die Bilanz auch auf Basis von Leistungen, Momenten oder Mitteldrücken gebildet werden. Gleichung Gl. 3.5 beschreibt diesen Zusammenhang auf Basis der Leistung. Für eine detail-

lierte Herleitung der im Folgenden eingeführten Gleichungen und Größen sei auf [10] verwiesen.

$$P_r = P_i - P_e, \quad \text{Gl. 3.5}$$

mit

P_i	Innere oder indizierte Leistung,
P_e	Effektive Leistung,
P_r	Reibleistung.

Die innere Leistung eines Verbrennungsmotors berechnet sich aus dessen Drehzahl und der am Kolben geleisteten Gasarbeit während eines Arbeitsspiels. Gleichung Gl. 3.6 beschreibt die Gasarbeit.

$$W_G = \oint_{ASP} p_{Zyl} dV, \quad \text{Gl. 3.6}$$

mit

W_G	Gasarbeit,
p_{Zyl}	Zylinderdruck,
dV	Volumenänderung.

Für die innere Leistung folgt daraus:

$$P_i = i \cdot n \cdot z \cdot W_G, \quad \text{Gl. 3.7}$$

mit

i	Arbeitsspiele pro Umdrehung mit $i = \begin{cases} 0,5 & \text{4-Takt} \\ 1 & \text{2-Takt} \end{cases}$,
n	Drehzahl,
z	Zylinderzahl.

Die effektive Leistung kann aus Drehzahl und effektivem Drehmoment (nutzbares Drehmoment am Schwungrad) bestimmt werden:

$$P_e = \omega \cdot M_d = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_d, \quad \text{Gl. 3.8}$$

mit

ω Winkelgeschwindigkeit,
 M_d Effektives Drehmoment.

Im verbrennungsmotorischen Umfeld bietet es sich jedoch an, die Bilanzierung auf Basis des Mitteldrucks durchzuführen. Er bezieht bzw. normiert die Leistungen auf das Hubvolumen und ein einzelnes Arbeitsspiel:

$$p_{mi} = \frac{P_i}{i \cdot n \cdot z \cdot V_h}, \quad \text{Gl. 3.9}$$

mit

p_{mi} Indizierter Mitteldruck,
 V_h Hubvolumen eines Zylinders.

In gleicher Weise kann auch die effektive Leistung und die Reibleistung in den effektiven Mitteldruck (p_{me}) und den Reibmitteldruck (p_{mr}) überführt werden. Die Mitteldrücke erlauben es, die spezifischen Kennwerte verschiedener Motoren unabhängig von deren Bauform, Zylinderzahl, Größe und jeweiliger Drehzahl direkt miteinander zu vergleichen.

Gleichung Gl. 3.5 ergibt sich damit auf Basis der Mitteldrücke zu:

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me}. \quad \text{Gl. 3.10}$$

Anhand dieser Gleichung und deren Herleitung lässt sich erkennen, dass an die Erfassung des effektiven Drehmoments und des Zylinderdruckverlaufs über den Kurbelwinkel hohe Ansprüche zu stellen sind. Dies gilt insbesondere für den gefeuerten Motorbetrieb, da es sich bei beiden Größen um betragsmäßig große Werte handelt, deren Differenz im Verhältnis jedoch klein ausfällt. Somit können schon geringe Fehler in der Erfassung der beiden Werte große relative Abweichungen des Reibmitteldrucks zur Folge haben. Entsprechend wichtig ist die Auswahl der eingesetzten Messtechnik (siehe Kapitel 4).

3.2.2 Eingesetzte Messverfahren

Wie bereits ausgeführt fanden im Rahmen dieser Arbeit sowohl Schlepp- und Stripmessungen als auch die Indiziermethode Anwendung. Es ist anzumerken, dass die drei Verfahren viele Ähnlichkeiten aufweisen und sich teilweise gegenseitig einschließen. So kann eine Stripmessung als besondere Form der Schleppmessung gesehen werden und die Schleppmessung als besondere Form der Indiziermethode. Die Stripmessung und die Indiziermethode im gefeuerten Motorbetrieb unterscheiden sich jedoch deutlich.

3.2.2.1 Schlepp- und Stripmessungen

Bei Schleppmessungen wird der Verbrennungsmotor extern angetrieben. Aufgrund der fehlenden Feuerung des Motors fallen die absoluten Niveaus von indiziertem und effektivem Mitteldruck wesentlich geringer aus, wodurch auch die Beträge der relativen Fehler sinken. Des Weiteren reduziert dieses Verfahren den Aufwand und die Rüstzeiten erheblich, da sowohl auf einige Infrastruktur wie beispielsweise Kraftstoffversorgung und Abgasabsaugung als auch auf verschiedene Motorkomponenten wie Nebenaggregate, Abgasanlage und ähnliches verzichtet werden kann.

Trotz der fehlenden Feuerung finden auch im geschleppten Betrieb der Ladungswechsel, die Kompression und die Expansion statt. Dies bedingt die Notwendigkeit einer Hochdruckindizierung, um die Druckverläufe in den einzelnen Zylindern erfassen und entsprechend Gleichung Gl. 3.10 berücksichtigen zu können. Die fehlende Feuerung hat jedoch zur Folge, dass insbesondere im Brennraum geringere Temperaturen als im realen Motorbetrieb vorherrschen. Als Konsequenz daraus ist davon auszugehen, dass sowohl die Eigenschaften des Schmierfilms als auch die thermischen Bauteildehnungen von Kolben, Zylinderrohr, Kolbenringen usw. von denen des gefeuerten Betriebs abweichen. Zudem differieren auch die gaskraftinduzierten Lasten auf Kolben, Liner sowie Haupt- und Pleuellager. Daraus resultierend stellt sich insbesondere in dieser Baugruppe ein anderer Reibungszustand als im gefeuerten Motorbetrieb ein. Dieses Verfahren eignet sich daher im Rahmen der vorliegenden Arbeit vorrangig zur qualitativen und vergleichenden Abschätzung der Reibungsentwicklung in Abhängigkeit der variierten Parameter. Rückschlüsse auf die Reibung im gefeuerten Betrieb sind jedoch nur eingeschränkt möglich.

Stripmessungen können als besondere Form der Schleppreibungsmessung betrachtet werden. Sie erlauben die eingeschränkte Zuordnung der Gesamttorreibung zu einzelnen Komponenten oder Baugruppen. Auch hier findet die Messung bei geschlepptem Motorbetrieb statt. Das Verfahren verläuft hierbei wie im Folgenden beschrieben. Zunächst wird der Motor in einem Grundzustand vermessen. Anschließend werden gezielt Motorkomponenten ausgebaut (z.B. Kolben und Pleuel) oder abgekoppelt (z.B. der Ventiltrieb). Hierbei kann es sich um Komponenten handeln, die im gefeuerten Motorbetrieb benötigt werden, im geschleppten jedoch verzichtbar sind. Im nächsten Schritt werden die selben Betriebspunkte wie zuvor wieder vermessen. Die sich ergebende Differenz aus den Reibmitteldrücken vor und nach dem Umbau gilt dann als Reibmitteldruck der entfernten Komponente oder Baugruppe.

Die Reihenfolge, d.h. ob Komponenten ein- oder ausgebaut werden, ist dabei offen und kann abhängig von den zu vermessenden Stripstufen frei definiert werden. Die Funktionsfähigkeit des jeweils vermessenen Systemzustands muss jedoch erhalten bleiben. Somit kann z.B. die Kolbengruppe nicht ohne Pleuel untersucht werden. Der mögliche Auflösungsgrad ist somit auch bei dieser Messmethode beschränkt. Die Nachteile hinsichtlich fehlender Feuerung bestehen hier ebenfalls. Für Komponenten, deren Reibverhalten keine oder nur geringe Abhängigkeiten von Motorlast und Brennraumtemperatur zeigt, liefert dieses Messverfahren jedoch auch belastbare Aussagen, die mit wenig Unsicherheit auf den gefeuerten Motorbetrieb übertragen werden können. Es ist daher eine komponentenindividuelle Abwägung notwendig, ob primär qualitative und vergleichende Abschätzungen der Reibungsentwicklung getroffen werden sollten oder ein direkter, quantitativer Bezug zum gefeuerten Betrieb stattfinden kann.

3.2.2.2 Indiziermethode

Das hier als Indiziermethode bezeichnete Messverfahren unterscheidet sich im Grundsatz kaum von der Schleppmessung. Der primäre Unterschied liegt darin, dass die Messung bei gefeuertem Motorbetrieb stattfindet und somit auch der Aufbauzustand des Motors alle hierfür notwendigen Komponenten umfassen muss. Auch bei diesem Messverfahren beschreibt Gleichung Gl. 3.10 die Grundidee der Bilanzierung der zugeführten und abgegebenen mechanischen Arbeit oder Leistung. Neben einer möglichst genauen Drehmomentmessung

ist somit auch bei dieser Methode der Einsatz einer Hochdruckindizierung in jedem Zylinder des untersuchten Verbrennungsmotors unabdingbar.

Eine individuelle Aufteilung der Gesamtreibung auf einzelne Motorkomponenten entsprechend den Stripmessungen ermöglicht dieses Verfahren nicht. Da jedoch Änderungen in der Gesamtreibung des Versuchsträgers erfasst werden, besteht die Option, Variantenvergleiche oder Betriebsparametervariationen zu untersuchen. Beide Optionen erfordern, dass es neben der eigentlichen Variation zu keinen weiteren Änderungen im Bauzustand und dem Reibverhalten des Versuchsträgers kommt. Es ist daher sowohl auf einen einheitlichen Montageprozess als auch auf konstante Randbedingungen im Motorbetrieb zu achten. Hervorzuheben sind hier besonders Öl- und Kühlwassertemperaturen sowie der Öldruck. Eine konstante bzw. stationäre Einregelung dieser Betriebsgrößen vor jeder Messung kann somit als wichtige Voraussetzung für eine zufriedenstellende Ergebnisgüte gesehen werden. Diese Anforderungen können grundsätzlich auch auf Schlepp- und Stripmessungen übertragen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde daher versucht, diesen Anforderungen durch den Einsatz, die Entwicklung und die Parametrierung entsprechender Konditioniereinrichtungen (Tabelle 4.2) möglichst gerecht zu werden.

4 Versuchs- und Messtechnik

Dieses Kapitel enthält überarbeitete und erweiterte Versionen bereits veröffentlichter Inhalte [7, 8, 60, 85].

4.1 (Schleppreibungs-) Prüfstand

Für die (voll-)motorischen Versuche stand ein speziell für Reibleistungsmessungen ausgelegter Prüfstand zur Verfügung. Als Belastungseinrichtung diente eine Asynchronmaschine (s. Tabelle 4.1), die über eine hochgenaue Drehmomentmessnabe und eine für Reibungsmessungen ausgelegte Prüfstandswelle mit dem Versuchsträger verbunden war.

Tabelle 4.1: Technische Daten der Asynchronmaschine

Größe	Einheit	Wert
max. Leistung	kW	250
max. Drehzahl	min ⁻¹	10.000
max. Drehmoment	Nm	725
Betriebsarten	-	4 Quadranten

Die Medienversorgung und -konditionierung erfolgte größtenteils über instituts-eigene Konditioniereinrichtungen und in Ausnahmefällen über zugekaufte Systeme. Tabelle 4.2 gibt eine Übersicht über die verwendeten Konditioniersysteme und deren Eigenschaften. Die Kühlwasserkonditionierung verfügte über eine eigene Förderpumpe. Deshalb konnte die motoreigene Wasserpumpe entfernt werden. Die Ladeluft wurde mittels eines Luft-Wasser-Wärmetauschers temperiert. Das Konditioniersystem Motoröl I kam primär während der Schleppreibungs-messungen zum Einsatz (s. Abschnitt 5.1), wohingegen das dreikreisige System Motoröl II (s. Abschnitt 4.3.5) während der gefeuerten Messungen (s.

Abschnitt 5.2) genutzt wurde. Die Kraftstoffkonditionierung vom Typ „AVL Fuel Temperature Control 753“ [6] wurde in Kombination mit einer Kraftstoffwaage (gravimetrische Verbrauchsmessung) desselben Herstellers betrieben („AVL Fuel Balance 733S“ [4]).

Tabelle 4.2: Konditioniersysteme

Medium	geregelt Größen	Hersteller	Besonderheit
Kühlwasser	T	eigen	-
Ladeluft	T	eigen	-
Motoröl I	T, p	eigen	-
Motoröl II	T, p	eigen	3 unabhängige Kreise
Kraftstoff	T, p	AVL	kombiniert mit AVL 733S

Die Prüfstandssteuerung und -automatisierung erfolgte mittels „Autotest 4.7 Pro“ [76]. Der Zugriff auf das Motorsteuergerät sowie die Erfassung und Überwachung betriebsrelevanter Parameter wurde über die Software VISION [3] realisiert.

4.2 Versuchsträger

Die in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen wurden an einem Reihenvierzylinder-Dieselmotor mit Common-Rail Einspritzsystem durchgeführt. Neben einer Abgasturboraufladung mit VTG-Lader besitzt der Motor eine obenliegende Nockenwelle und acht über Rollenschlepphebel betätigte Ventile. Der Antrieb der Nockenwelle erfolgt über einen Zahnriemen, welcher ebenfalls die Wasser- und Kraftstoffhochdruckpumpe antreibt. Tabelle 4.3 enthält eine Übersicht der technischen Daten des Versuchsträgers. Im Rahmen der Untersuchungen wurde ein vom Hersteller vorgeschriebenes Motorenöl [14] mit der Viskositätsklasse 0W-30 verwendet.

Tabelle 4.3: Technische Daten des Versuchsträgers

Größe	Einheit	Wert
Hersteller	-	Ford
Bezeichnung	-	DV5
Nennleistung	kW	88
Nennmoment	Nm	270
Hubraum	cm ³	1499
Hub	mm	88,3
Bohrung	mm	73,5

4.3 Modifikationen am Versuchsträger

Ausgehend vom Serienaufbau des Versuchsträgers wurden, abhängig von der jeweiligen Stripstufe bzw. den Zielen der Messungen im gefeuerten Betrieb, verschiedene Änderungen am Rumpfmotor vorgenommen. Neben einfachen Modifikationen, wie dem Entfernen einzelner Komponenten, fallen darunter auch weitreichende Veränderungen des Ölkreislaufs im Kurbelgehäuse. Die wichtigsten Anpassungen sind im Folgenden beschrieben.

Die notwendigen konstruktiven Arbeiten erfolgten in CATIA[®] von Dassault Systèmes, notwendige simulative Absicherungen zur Festigkeit wurden mithilfe der Softwaresuite Ansys[®] (ANSYS, Inc.) durchgeführt.

4.3.1 Wasser-, Öl- und Hochdruckpumpe

Von Beginn an wurden alle für die Untersuchungen nicht relevanten Komponenten, die jedoch definitionsgemäß zur Gesamtreibung des Motors beitragen (vgl. [10]), entfernt bzw. substituiert. Hierzu zählen insbesondere die direkt oder indirekt von der Kurbelwelle angetriebenen, medienfördernden Pumpen.

Die Wasserpumpe des Motors ist Bestandteil des Riementriebs. Daher wurde bei dieser das Pumpenrad so entfernt, dass sowohl die Welle, deren Lagerung als auch das Riemenrad erhalten blieben. Damit konnte auch der serienmäßige

Verlauf des Zahnriemens beibehalten werden. Die Kühlwasserversorgung des Motors wurde über eine externe Konditioniereinrichtung (s. Tabelle 4.2) sichergestellt.



Abbildung 4.1: Modifikationen an Wasser- (links) und Ölpumpe (rechts).
Die Schraffur markiert die jeweils entfernten Komponenten.

Die Ölpumpe des Versuchsträgers ist eine zentral auf der Kurbelwelle sitzende, den Volumenstrom druckabhängig regelnde Flügelzellenpumpe. Das Pumpengehäuse selbst verschließt das Kurbelgehäuse stirnseitig und konnte somit nicht entfernt werden. Entsprechend wurden hier ebenfalls nur das Pumpenrad und die Flügel entfernt und das Gehäuse weiterverwendet. Die Funktion der Ölpumpe wurde wiederum von einer externen Konditioniereinrichtung übernommen. Abbildung 4.1 zeigt die jeweiligen Änderungen an den zwei genannten Pumpen.

Die Hochdruck-Kraftstoffpumpe ist ebenfalls Bestandteil des Riementriebs. Um dessen Serienkonfiguration beibehalten zu können, wurde die Hochdruckpumpe während der Schleppreibungsmessungen durch ein frei laufendes Riemenrad ersetzt (s. Abbildung 4.2). Die Lagerung dieses Riemenrades wurde entsprechend der Lagerung der Umlenkrollen des Riementriebs ausgeführt.

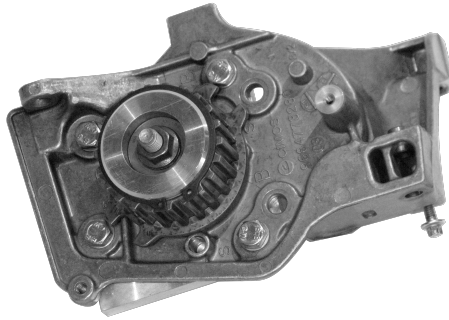


Abbildung 4.2: Hochdruckpumpenschild mit frei laufendem Riemenrad

4.3.2 Ventiltrieb

Die Vakuumpumpe des Versuchsträgers wird von der Nockenwelle angetrieben. Sie dient neben der Versorgung externer Systeme, wie beispielsweise dem Bremskraftverstärker, auch zur Betätigung der Unterdruckdose am VTG-Lader. Ziel der Untersuchungen war es, alle Messungen mit denselben Komponenten durchzuführen. Alle nur für die Schleppreibungsmessungen notwendigen Modifikationen mussten somit reversibel ausgeführt werden. Daher wurde die Pumpe nur während der Schleppreibungsmessungen durch ein Leergehäuse ersetzt. Für Stripstufe 7 (s. Tabelle 5.1) wurde ein entsprechend entfernbarer Niederhalter (s. Abbildung 4.3) für die HVA-Elemente entworfen, der es ermöglichte, die Ausgleichselemente in ihren Sitzen zu fixieren und die Nockenwelle ohne Schlepphebel und Ventilbetätigung zu betreiben.

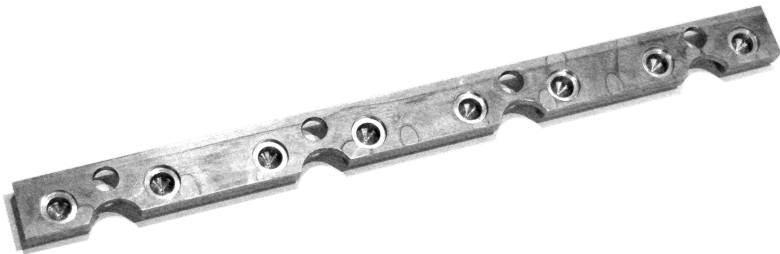


Abbildung 4.3: Niederhalter der HVA-Elemente

4.3.3 Kurbelwelle und Meistergewichte

Die Kurbelwelle wurde um eine Messstelle zur Erfassung der Öltemperatur in einem Ölkanal erweitert. Nähere Ausführungen hierzu sind Abschnitt 4.4.4.1 zu entnehmen. Zudem wurden für alle vier Hubzapfen Meistergewichte gefertigt. Die Stahlgewichte sind dabei so ausgeführt, dass ihr Schwerpunkt im Zusammenbau, inklusive der Schrauben, auf der Mittelachse des jeweiligen Hubzapfens liegt. Deren Gesamtgewicht kompensiert dabei alle rotierenden Massen. Zur Montage der Gewichte wurde jeweils ein 0,6 mm starkes Viton-



Abbildung 4.4: Kurbelwelle mit Meistergewichten

band zwischen die Halbschalen und den Hubzapfen gelegt, um die Lagerfläche vor Beschädigungen zu schützen und eine ausreichende Klemmung sicherzustellen. Ein Lösen einzelner Schrauben aufgrund der elastischen Vitonschicht verhinderten dabei Schweißpunkte an den einzelnen Schraubenköpfen. Abbildung 4.4 zeigt die Kurbelwelle mit montierten Meistergewichten.

4.3.4 Zylinderkopf und Zylinderbrille

Der Zylinderkopf des Versuchsträgers ist im Rahmen der Applikation der Zylinderdruckaufnehmer mit entsprechenden Zugängen ausgestattet worden (vgl. Abschnitt 4.4.1). Diese konnten ohne Störung des Wassermantels oder sonstiger relevanter Veränderungen des Bauteils umgesetzt werden.

Zur Durchführung der Stripmessungen wurde zudem eine Zylinderbrille konstruiert und gefertigt. Diese ermöglichte es, die insbesondere durch Kompression und Expansion hervorgerufene Entstehung von Gaskräften im Brennraum

zu verhindern, da sie diesen gegen die Umgebung öffnete (s. Abbildung 4.5). Hiermit wurde die Möglichkeit geschaffen, die durch Gaskräfte hervorgerufenen Lagerlasten und deren Einfluss auf die Gesamtreibung zu untersuchen bzw. zu eliminieren.

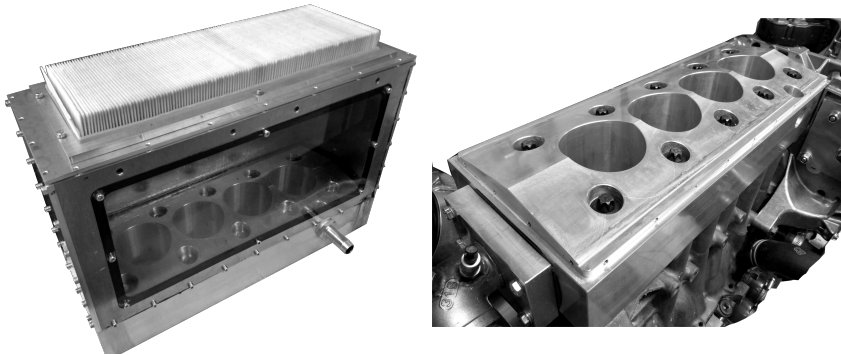


Abbildung 4.5: Zylinderbrille mit (links) und ohne (rechts) Gehäuseaufbau

Bei der Konstruktion und Fertigung wurde sowohl das Material der Zylinderbrille entsprechend dem des originalen Zylinderkopfs gewählt als auch die Klemmlänge der Zylinderkopfschrauben dem originalen Aufbau angeglichen. Das Ziel hierbei war, möglichst ähnliche Verspannungszustände bei der Montage der Zylinderbrille zu realisieren. Damit sowohl der Kühlwasserfluss als auch die Erwärmung des Bauteils mit dem Serienaufbau vergleichbar sind, wurde ein Kühlwassermantel in der Zylinderbrille vorgesehen. Um das Eindringen von Staub und Schmutz zu verhindern, wurde die Zylinderbrille nach oben mit einem durch einen Luftfilter verschlossenem Gehäuse versehen. Ein möglicher Druckanstieg innerhalb des Gehäuses wurde durch eine entsprechende Dimensionierung des Gehäusevolumens und des Filters verhindert.

4.3.5 Splitölversorgung

Das Messprogramm sah Messreihen vor, welche die unabhängige Versorgung einzelner Baugruppen des Versuchsmotors mit Schmieröl erforderten. Neben dem Zylinderkopf waren dies Haupt- und Pleuellager sowie die Pleuellagerung

inklusive des Turboladers. Im Serienzustand werden diese drei Abschnitte von einer einzelnen Ölgalerie gespeist, die wiederum von einer zentralen Ölpumpe versorgt wird. Neben den Temperaturen sollten auch die jeweiligen Öldrücke und -temperaturen der einzelnen Abschnitte unabhängig voneinander einstellbar sein. Somit war es sowohl notwendig, den Serienölkreislauf des Versuchsträgers an die genannten Anforderungen anzupassen, als auch eine Konditioniereinrichtung zu entwickeln, welche die erforderlichen Funktionalitäten bereitstellt.

Abbildung 4.6 zeigt den Ölkreislauf des Motors im Serienzustand. Es wird ersichtlich, dass das Ölleitungssystem ein integraler Bestandteil des Kurbelgehäuses ist und die erforderliche Auftrennung des Gesamtölkreislaufs größere Modifikationen erfordert. Diese Modifikationen dürfen jedoch weder die strukturelle Integrität noch die weitere Funktionalität des Kurbelgehäuses beeinträchtigen.

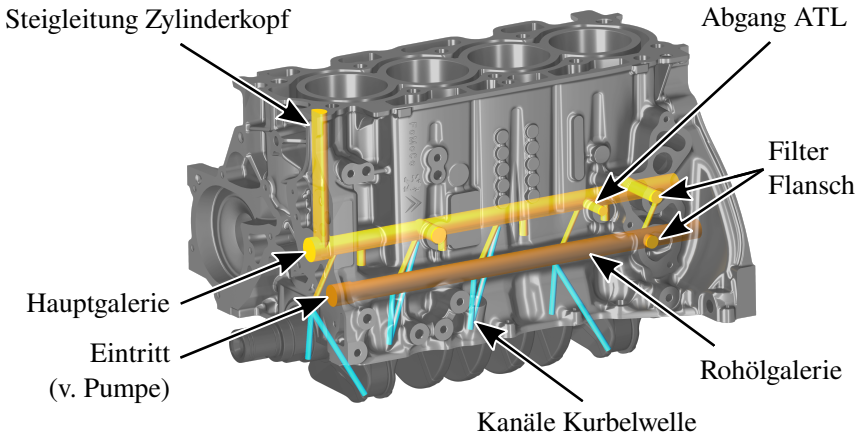


Abbildung 4.6: Ölkreislauf des Rumpfmotors im Serienzustand

In Abbildung 4.7 ist der an die Anforderungen der Splitölversorgung angepasste Ölkreislauf dargestellt. Die serienmäßige Hauptölgalerie wird hierbei nur noch zur Versorgung der Kolbenkühlung und des Turboladers genutzt. Die Steigleitung Richtung Zylinderkopf ist durch einen Verschlussstopfen von der Hauptölgalerie getrennt und wird durch einen externen Zugang mit Drucköl versorgt. Die ebenfalls durch Verschlussstopfen abgetrennten Stichleitungen

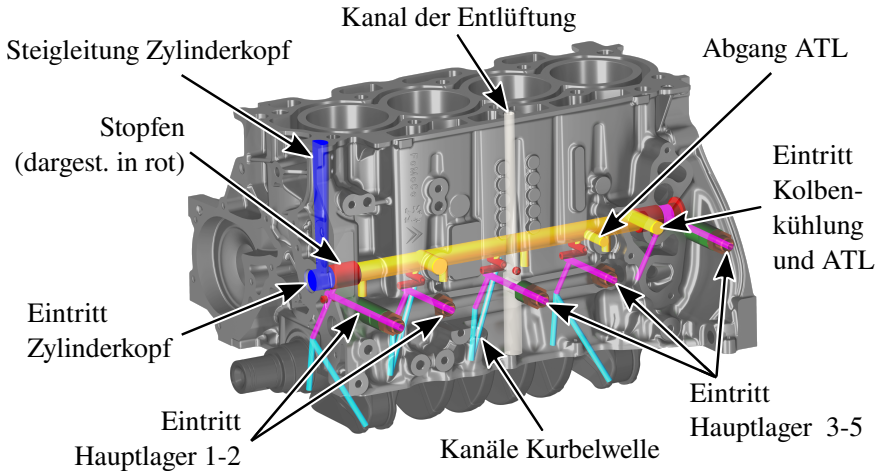


Abbildung 4.7: Ölkreislauf des Rumpfmotors im modifizierten Zustand

zwischen der Hauptölgalerie und den Hauptlagerstühlen werden über eine zweite, externe Ölgalerie durch jeweils einzelne Zugangsbohrungen gespeist. Hierzu wurde die Rohölgalerie zwischen Serienölpumpe und Ölfilter größtenteils entfernt. Die externe Ölgalerie ist dabei in Form und Größe der ursprünglichen Hauptgalerie nachempfunden. Zusätzlich wurde diese thermisch isoliert. Das Schmieröl, welches durch die drei getrennten Eintritte den individuellen Ölverbrauchern zugeführt werden kann, sammelt sich nach dem Durchströmen der jeweiligen Komponenten bzw. Lagerstellen in der Ölwanne.

Zur Versorgung der drei damit geschaffenen Ölkreisläufe wurden eine entsprechende Ölkonditioniereinrichtung (s. Abbildung 4.8) entworfen und gebaut (siehe [47]). Mit dieser ist es möglich, über drei Abgänge, drei Ölströme mit voneinander unabhängigen Temperaturen und Drücken bereitzustellen. Zudem ermöglicht sie schnelle und definierte Temperatur- und Druckänderungen an einzelnen Abgängen ohne eine relevante Querbeeinflussung der anderen Abgänge. Intern arbeitet die Konditionierung mit zwei Kreisläufen mit unterschiedlichem Temperaturniveau und mischt diese entsprechend der gewünschten Temperatur individuell und unabhängig für jeden Abgang. Mittels elektromagnetischer Druckregelventile wird das Druckniveau jedes einzelnen Abgangs eingeregelt.

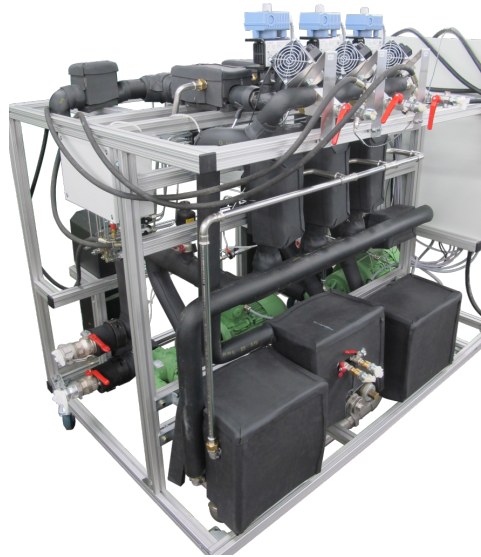


Abbildung 4.8: Ölkonditionierung mit drei unabhängigen Kreisläufen
(in Anlehnung an [47])

Die Steuerung und Regelung des mobilen Ölkonditionierungssystems erfolgt über die am jeweiligen Einsatzort vorhandene Prüfstandsautomatisierung.

4.4 Messtechnikausrüstung des Versuchsträgers

Die, für die Applikation der Messtechnik notwendigen, mechanischen Eingriffe in den Serienzustand des Versuchsträgers erfolgten so weit als möglich minimalinvasiv, mit dem Ziel, deren Einflüsse auf die Messergebnisse zu minimieren. Abbildung 4.9 zeigt den schematischen Messstellenplan mit allen über den Verlauf der experimentellen Untersuchungen applizierten Messstellen. Die Bestückung der einzelnen Messstellen war dabei abhängig vom jeweiligen Aufbaustand des Versuchsträgers bzw. dem Ziel der Messreihe.

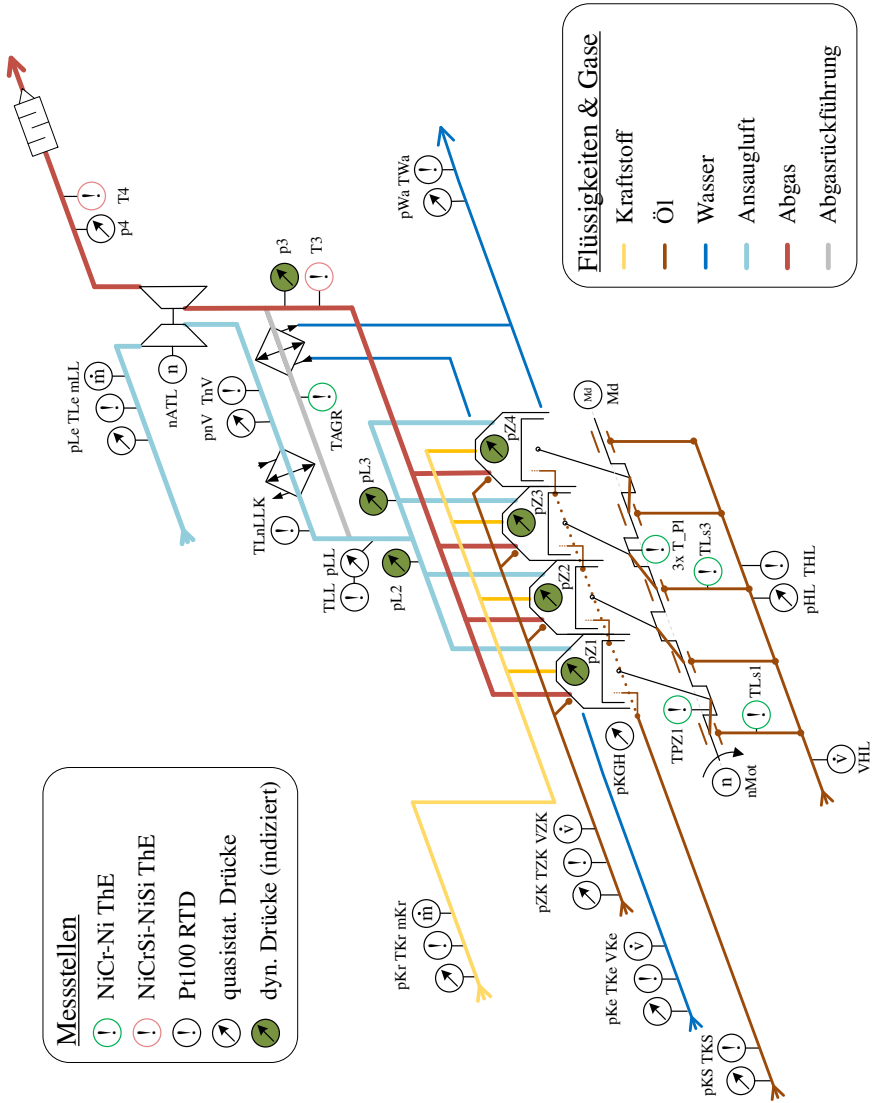


Abbildung 4.9: Schematische Messstellenübersicht

4.4.1 Druckindizierung

Die Druckindizierung dient der kurbelwinkel- respektive zeitaufgelösten Erfassung der innermotorischen Druckverläufe. Hierzu zählen insbesondere der Brennraumdruckverlauf (Hochdruckindizierung) als auch der Druckverlauf nahe der Ein- und Auslassorgane des jeweiligen Zylinders (Niederdruckindizierung). Nach [53] ist die Indizierung „das Entwicklungswerkzeug, um schnell und mit hoher Qualität Verbrennungsmotoren zu optimieren. [...] Auf der Grundlage des gemessenen Druckverlaufs lässt sich eine Fülle von wichtigen Daten berechnen.“ Im Falle dieser Arbeit steht dabei der indizierte Mitteldruck bzw. der daraus abgeleitete Reibmitteldruck im Fokus der Datenauswertung.

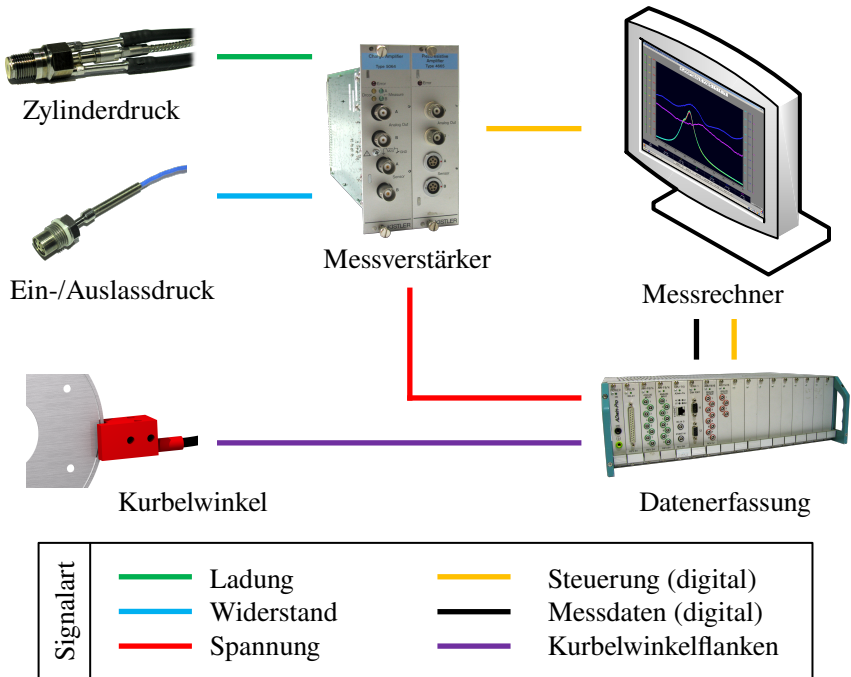


Abbildung 4.10: Schematischer Aufbau der Indiziermesskette

Nach Gleichung Gl. 3.10 berechnet sich der Reibmitteldruck aus der Differenz zwischen indiziertem und effektivem Mitteldruck. Neben der Genauigkeit

des mittels piezoelektrischer Drucksensoren (s. Abschnitt 4.4.1.1) gemessenen Zylinderdruckverlaufs ist hierbei auch die möglichst exakte Zuordnung der aufgezzeichneten Druckwerte zur jeweiligen Kolbenposition von großer Bedeutung. Nur dann lässt sich die vom bzw. am Kolben geleistete Volumenänderungsarbeit hinreichend genau bestimmen. Die notwendige Zusammenführung der Kolben- respektive Kurbelwellenposition und der Druckverläufe erfolgt in der Regel über ein Indiziersystem, bestehend aus einer Datenerfassung und zugehöriger Software. Abbildung 4.10 zeigt den schematischen Aufbau der im Rahmen dieser Untersuchungen eingesetzten Indiziermesskette.

4.4.1.1 Zylinderdrucksensor

Zur Zylinderdruckerfassung werden piezoelektrische Druckaufnehmer (vgl. Abschnitt 3.1.3) eingesetzt. Deren Eigenschaften erlauben es, die hochdynamischen Druckverläufe unter den im Brennraum vorherrschenden hohen Temperaturen und Temperaturschwankungen mit entsprechend hoher Genauigkeit zu erfassen (vgl. [53]). Piezoelektrische Drucksensoren können prinzipbedingt nur Druckänderungen erfassen; der direkte Bezug zum Absolutdruckniveau muss daher über zusätzliche (Absolutdruck-)Sensoren oder thermodynamische Beziehungen hergestellt werden. Entsprechende Möglichkeiten sind in jeder aktuellen Indiziersoftware vorhanden.

Tabelle 4.4: Kistler Typ 6041B - Technische Daten [42]

Größe	Einheit	Wert
Messbereich	bar	0...250
Empfindlichkeit	pC bar ⁻¹	≈ -40
Eigenfrequenz	kHz	>70
Betriebstemperaturbereich	°C	-20...350
Empfindlichkeitsänderung (50 °C ± 30 °C)	%	≤ ±0,4
Thermoschockfehler : Δp_{mi} (bei 1500 min ⁻¹ , $p_{mi} = 9$ bar)	%	≤ ±1

Für die experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit standen wassergekühlte Zylinderdrucksensoren der Firma Kistler mit der Typenbezeichnung „Typ 6041B“ [42] zur Verfügung. Tabelle 4.4 gibt eine Übersicht über die technischen Daten dieser Sensoren.

Die Drucksensoren wurden entsprechend der Herstellervorgaben im Zylinderkopf verbaut. Hierzu sind die Glühstiftbohrungen aufgeweitet worden. Die Bearbeitung des Sensorsitzes erfolgte ebenfalls nach Herstellervorgaben. Da der Versuchsträger vor jedem Start vortemperiert wurde, konnte auf die Glühstifte gänzlich verzichtet werden. Abbildung 4.11 zeigt die Einbaulage der Sensoren exemplarisch an einen Schnitt durch den Zylinderkopf auf Höhe des ersten Zylinders.

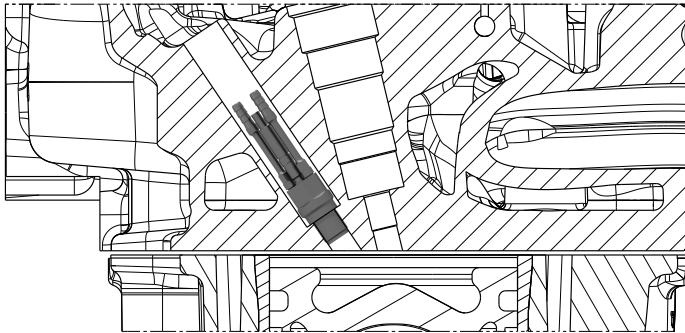


Abbildung 4.11: Einbaulage der Zylinderdrucksensoren (hier Zylinder 1)

Die Signalaufbereitung der von den piezoelektrischen Sensoren erzeugten druckproportionalen Ladungsverschiebung erfolgte mittels Ladungsverstärker vom „Typ 5064A1“ [45] der Firma Kistler. Ladungsverstärker sind Messumformer, welche die störungsanfälligen Ladungsverschiebungssignale der piezoelektrischen Drucksensoren in robustere Spannungssignale wandeln. Diese Spannungssignale sind weniger empfindlich gegenüber äußeren Einflüssen und können somit sicherer über weitere Entfernungen übertragen werden. Die technischen Daten der eingesetzten Ladungsverstärker können Tabelle 4.5 entnommen werden.

Tabelle 4.5: Kistler Typ 5064A1 - Technische Daten [45]

Größe	Einheit	Wert
Messbereich	pC	$\pm 162 \dots \pm 50.000$
Fehler	%	$\leq \pm 0,5$
Nullpunktfehler	mV	$\leq \pm 5$
Ausgangsstörsignal (0,1 Hz... 1 MHz)	mV _{pp}	< 5
Frequenzbereich (20 V _{pp})	kHz	$\approx 0 \dots > 80$

4.4.1.2 Kurbelwinkelerfassung

Ein Kurbelwinkelgeber ist ein Sensor, der pro Umdrehung eine bekannte, für messtechnische Anwendungen typischerweise äquidistante (auf den Drehwinkel bezogen) Anzahl an Rechtecksignalen ausgibt. Er wird gewöhnlich an einem Ende der Kurbelwelle montiert. Auf einem zweiten Kanal wird jede volle Umdrehung ein weiterer, einzelner Triggerpuls ausgegeben. Eine nachgeschaltete Auswertelektronik bietet zusätzlich die Möglichkeit, die Winkelauflösung des Signals zu skalieren.

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen kam ein Winkelgebersystem der Firma AVL vom Typ „365X“ [5] zum Einsatz. Dieses besteht aus einer offenen Markenscheibe, einer Lichtleitergabel und der Signalaufbereitung. Die verwendete Markenscheibe besitzt eine physikalische Teilung von 720 Marken pro Umdrehung und wurde wie in Abbildung 4.12 dargestellt am steuertriebseitigen Ende des Motors verbaut.

Die Wahl fiel hierbei auf einen offenen Geber, um zusätzlichen Bauraum für ein am Wellenende zu montierendes Telemetriesystem zur Verfügung zu stellen (s. Abschnitt 4.4.4.1). Die aus der Kurbelwellenstellung resultierende Kolbenposition wird softwareseitig auf Basis der durch die Kurbeltriebsgeometrie bestimmten, kinematischen Kopplung zwischen Kurbelwelle, Pleuel und Kolben (Hubfunktion) bestimmt. Der Winkelgeber ist in den meisten Fällen hinsichtlich seiner Winkellage frei positionierbar. Eine rein geometrische Ausrichtung des

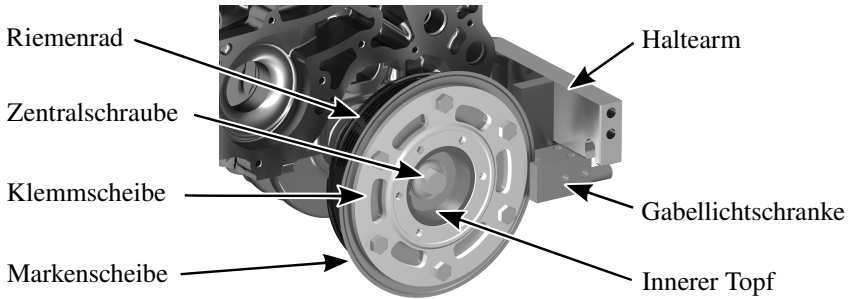


Abbildung 4.12: Kurbelmarkengeber am Versuchsträger

Markengebers zur Kurbelwelle ist daher in der Regel nicht mit ausreichender Genauigkeit möglich. Dies bedingt die Notwendigkeit einer Kalibrierung bzw. Ermittlung des Winkelversatzes zwischen der Markenscheibe und einer Referenzposition des Kurbeltriebs (normalerweise der obere Totpunkt (OT) eines Zylinders). Dieser Prozess nennt sich OT-Findung oder OT-Bestimmung. In [53] findet sich eine Auflistung der hierfür geeigneten Verfahren und eine Einordnung dieser im Hinblick auf deren Genauigkeit. Aufgrund der hohen Anforderungen der durchgeführten experimentellen Untersuchungen an die Messgenauigkeit wurde das Verfahren mit der höchsten Genauigkeit aber auch gleichzeitig dem höchsten Aufwand, die OT-Findung mittels kapazitiver Sonde, ausgewählt. Hierbei wird eine OT-Sonde (in diesem Fall durch die Injektorbohrung) im Brennraum so positioniert, dass sie im Bereich des oberen Totpunktes zusammen mit der Kolbenbodenoberfläche einen Kondensator bildet. Dessen Kapazität ist abhängig vom Abstand zwischen Kolben und Sonde. Die elektrische Auswertung und Aufbereitung dieser Kapazität bzw. Kapazitätsänderung bei bewegtem Kolben erfolgt über eine nachgeschaltete Verstärkerelektronik. Die eigentliche OT-Bestimmung findet in der Regel bei betriebswarmem Motor und definierten Randbedingungen (Drehzahl, Drosselklappenstellung, Temperaturen, usw.) statt. Moderne Indiziersysteme bieten einen entsprechenden Funktionsumfang zur letztendliche Auswertung des OT-Sondensignals und der daraus abgeleiteten Korrektur des Phasenversatzes zwischen Markenscheibe und Kurbelwelle. Im Falle dieser Arbeit wurde ein kapazitives OT-Sonden-System der Firma Kistler mit der Bezeichnung „Typ 2629B“ [44] eingesetzt.

4.4.1.3 Indizierdatenerfassung

Abhängig von der Motordrehzahl, der Kurbelwinkelauflösung und der Kanalzahl werden hohe Anforderungen an die zur Datenerfassung verwendete Hard- und Software gestellt. Wird kurbelwinkelfest abgetastet, müssen diese sicherstellen, dass alle Kanäle synchron und vor allem zeitgleich zu den auftretenden Kurbelwinkelpulsen erfasst werden. Bei einer konstant angenommenen Drehzahl von 3000 min^{-1} und einer Auflösung von 1°KW ergibt sich bereits eine Abtastfrequenz von 18 kHz pro Kanal. Die üblicherweise zur Prüfstandssteuerung und Messdatenerfassung verwendete Hard- und Software entspricht nicht diesen Anforderungen. Daher werden zur Indizierung meist gesonderte Systeme eingesetzt. Im Falle dieser Arbeit entstand somit durch das Vorhandensein mehrerer parallel arbeitender Messsysteme die Notwendigkeit, die erfassten Daten beider Systeme wieder auf einer gemeinsamen Zeitachse zusammenzuführen. Hierzu kam ein am IVK entwickelter Signalgenerator zum Einsatz, dessen Signal von beiden Messsystemen aufgezeichnet wurde. Die erzeugte Signalform ermöglicht es im Nachgang die Messdaten beider Systeme mittels Kreuzkorrelation zeitlich relativ zueinander korrekt anzuordnen. Zur Indizierdatenerfassung kam die am IVK entwickelte Indiziersoftware „IndiGO“ zum Einsatz, die auf ein von der Firma „Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH“ entwickeltes Datenerfassungssystem [39] zurückgreift. Die notwendige Auswertung, Aufbereitung und Weiterverarbeitung der Indizierdaten wurde mit Hilfe von MATLAB® [77] durchgeführt.

4.4.1.4 Niederdruckindizierung

Die Niederdruckindizierung diente im Rahmen der experimentellen Untersuchungen als Kontroll- und Überwachungsgröße. Im Gegensatz zur Hochdruckindizierung wurden für den Niederdruckteil piezoresistive Absolutdrucksensoren verwendet. Einlassseitig waren zwei Kistler „Typ 4045A5“ [40] und auslassseitig ein Kistler „Typ 4075A10“ [40] mit gekühltem Umschaltadapter verbaut. Die Tabellen A1.1 und A1.2 im Anhang geben einen Überblick über die technischen Daten der Drucksensoren und der verwendeten Signalverstärker (Kistler „Typ 4665“ [45]).

4.4.2 Drehmomentmessung

Die Drehmomentmessung erfolgte mittels eines Drehmoment-Messflansches [37] des Herstellers „Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH“ (HBM). Hierzu ist der Messflansch zwischen der E-Maschine (Leistungsbremse) und der Prüfstandswelle montiert und überträgt das Messsignal berührungslos an eine ringförmige Statorantenne. Die wichtigsten technischen Daten können Tabelle 4.6 entnommen werden.

Tabelle 4.6: HBM T10FS - Technische Daten [37]

Größe	Einheit	Wert
Nennmoment	Nm	500
Genauigkeitsklasse	-	0,05
Linearität	% FS	$\leq \pm 0,03$
Wiederholbarkeit (rel. Standardabweichung)	%	$\leq \pm 0,02$

4.4.3 Massen- und Volumenstrommessung

Der Kraftstoffmassenstrom wurde mittels einer Kraftstoffwaage gemessen (s. Abschnitt 4.1). Daneben wurden zusätzlich auch Öl- und Kühlwasserströme erfasst. Die Messung des Kühlwasserstroms erfolgte volumetrisch und diente primär zur Überwachung des Motorbetriebs. Hierzu kam eine auf die Kühlmittelviskosität kalibrierte Durchfluss-Messturbinen „FT-16“ [58] der Firma „NATEC Sensors GmbH“ zum Einsatz.

Während der gefeuerten Messungen wurde zudem ein volumetrisch arbeitender Verdrängungszähler zur Bestimmung des Volumenstroms des Schmieröls verwendet. Hierbei handelte es sich um einen Zahnradzähler der Firma „Hydrotechnik GmbH“ mit der Bezeichnung „GFM 30“ (vgl. [38]).

4.4.4 Temperaturmessung

Im Rahmen dieser Arbeit galt es sowohl Medien- als auch Bauteiltemperaturen zu erfassen (vgl. hierzu Abbildung 4.9). Dies erfolgte, abhängig von den zu erwartenden Temperaturen und der Relevanz der jeweiligen Messstelle, mit Mantelthermoelementen (NiCr-Ni bzw. NiCrSi-NiSi) und Mantelwiderstandsthermometern (Pt100 in 4-Leiter Schaltung). Die Auswertung und Umformung der Thermospannungen bzw. der temperaturabhängigen Widerstände wurde mittels Messumformern der Firma „Beckhoff Automation GmbH & Co. KG.“ realisiert. Diese waren direkt in den Bus der Prüfstandssteuerung integriert. Für Messgrößen mit besonders hoher Relevanz, wie beispielsweise den Öleintrittstemperaturen, wurden Widerstandsthermometer mit erhöhter Genauigkeit (1/10 DIN) verwendet.

Zusätzlich kamen zwei Telemetriesysteme zur Erfassung verschiedener Temperaturen an bewegten Bauteilen zum Einsatz. Sowohl die Applikation der hierfür verwendeten Sensorik als auch die der Telemetrie selbst soll in den folgenden zwei Abschnitten näher erläutert werden.

4.4.4.1 Temperaturmessung in einer Ölbohrung der Kurbelwelle

Ein Teil der experimentellen Untersuchungen beschäftigt sich mit den Laufzeiten der Ölströme innerhalb des Ölkreislaufs des Versuchsträgers. Dafür wird die Zeit ermittelt bis eine am Öleintritt des Motors stattgefundene Änderung der Öltemperatur an den jeweiligen Verbrauchern ankommt und Auswirkungen auf deren Reibverhalten zeigt. Hierzu wurde in einer der Pleuellager-Ölversorgungsbohrungen eine Temperaturmessstelle vorgesehen. Die Wahl fiel hierbei auf die Bohrung zwischen dem ersten Haupt- und dem ersten Pleuellager. Grund dafür ist, dass diese am weitesten vom Eintrittspunkt des Öls in die Ölgalerie (Serienaufbau wie auch modifizierter Kreislauf) entfernt liegt und somit an dieser Stelle die größten Tot- bzw. Laufzeiten zu erwarten sind. Das zur Messdatenübertragung verwendete Telemetriesystem der Firma „Manner Sensortelemetrie GmbH“ („Telemetrie Kit 20-030“) wurde hierfür am steuertriebsseitigen Wellenende der Kurbelwelle montiert. Dieses System bedingte auch die Verwendung eines Mantelthermoelements vom Typ K als Temperatursensor. Abbildung 4.13 zeigt sowohl die Applikation der Messstelle durch eine längs der Kurbelwelle erodierte Bohrung als auch die der Telemetrie.

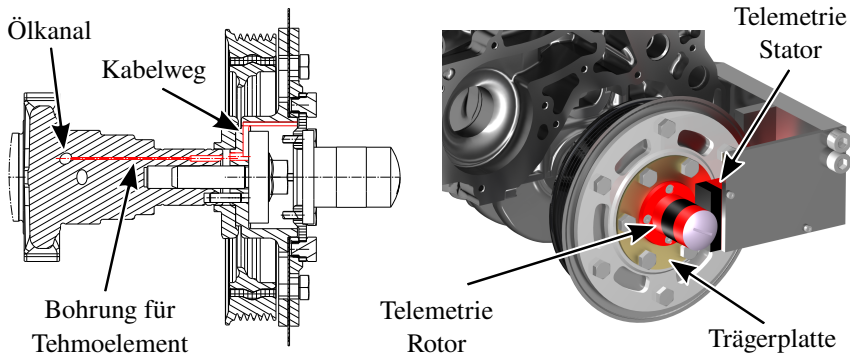


Abbildung 4.13: Kurbelwellentelemetrie im Zusammenbau (re.) und im Schnitt (li.)

4.4.4.2 Temperaturmessung in einer Pleuellagerschale

Zur Prüfung der Übertragbarkeit der auf dem Gleitlagerprüfstand des Partnerinstituts ermittelten Pleuellagertemperaturen auf den vollmotorischen Betrieb wurden telemetrische Messungen der Lagerschalentemperaturen im gefeuerten Motorbetrieb durchgeführt. Des Weiteren diente diese Messtechnik ebenfalls zur Lauf- und Reaktionszeitbestimmung bei Änderungen der Öltemperatur.

Hierzu wurden drei Thermoelemente des Typs K an und in einer Pleuellagerschale appliziert. Bei der ausgestatteten Lagerschale handelte es sich um die obere Lagerschale im großen Pleuelauge des dritten Zylinders. Eines der Thermoelemente wurde durch den Pleuelfuß hindurch am Stahlrücken der Lagerschale platziert. Die beiden anderen Thermoelemente mit einem Durchmesser von jeweils 0,25 mm wurden mit einem Rückstand von 0,25 mm zur Gleitlageroberfläche angebracht. Die Messspitzen aller drei Mantelthermoelemente waren auf der senkrecht zur Lagerachse verlaufenden Mittelebene der Lagerschale positioniert. Die Bohrungen für die zwei oberflächennahen Thermoelemente wurden von der Seite in die Lagerschale erodiert und die Thermoelemente mit einem Zweikomponenten-Epoxidharz-Klebstoff mit hoher Wärmeleitfähigkeit in der jeweiligen Bohrung verklebt. Der Winkel zwischen der Hochachse des Pleuels und den Messstellenpositionen wurde im Vorfeld

der Untersuchungen mittels Simulationen am Partnerinstitut so bestimmt, dass diese möglichst an den höchst belasteten Stellen des Gleitlagers liegen. Die Abbildungen A2.1 und A2.2 zeigen die Positionierung der Temperaturmessstellen am Lagerschalnrücken und in der Lagerschale.

Der Applikationsprozess der Thermoelemente in den Bohrungen wurde in einem Vorversuch unter realen Bedingungen erprobt und optimiert. Hierbei stand insbesondere die vollständige Einbettung und Umschließung des Sensors mit Klebstoff und ein frontbündiger Sitz in der Bohrung im Fokus der Untersuchung. Nach dem Aushärten wurde das Versuchsteil in mehreren Schichten abgefräst und der Sitz des Sensors entsprechend den oben genannten Kriterien beurteilt.

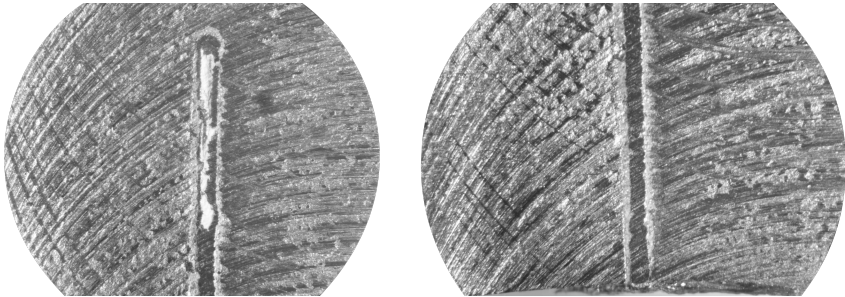


Abbildung 4.14: Mikroskopische Vergrößerung eines Schnitts durch eine mit einem Thermoelement applizierte Lagerschale

Abbildung 4.14 zeigt die mikroskopische Vergrößerung einer derartigen Messstelle. Hier ist sowohl die Positionierung innerhalb der Bohrung als auch die vollständige Einbettung des Thermoelements in den verwendeten Klebstoff zu erkennen.

Die Pleuel des Versuchsträgers sind unten geführt. Das heißt, es mussten entsprechende Aussparungen in den Anlaufflächen des großen Pleuelauges vorgesehen werden, um die seitlich aus den Lagerschalen herausgeführten Thermoelemente zu dem am Pleuelschaft sitzenden Sensorsignalverstärker des Telemetriesystems führen zu können. Alle zur Befestigung des Verstärkers am Pleuelschaft notwendigen Änderungen (Bohrungen, Freimachungen, usw.) wurden spiegel-symmetrisch auf beiden Seiten des Schaftes ausgeführt. Eine nur einseitige

Bearbeitung des Pleuels hätte zur Folge, dass unter Last verstärkt asymmetrische Spannungs- und Verformungszustände entstehen können. Diese wiederum könnten zu einer vom Serienzustand abweichenden, asymmetrischen Belastung des großen und kleinen Pleuellagers führen, die durch die spiegelsymmetrische Bearbeitung von vornherein ausgeschlossen wird. Aus demselben Grund wurde auf der gegenüberliegenden Seite des Sensorsignalverstärkers ein funktionsloser Signalverstärker (Dummy) verbaut. Die Rotorantenne wurde mittels eines ebenfalls symmetrischen Antennenhalters am unteren Pleuelende mit den Pleuelschrauben verschraubt (längere Ausführung der Pleuelschrauben).

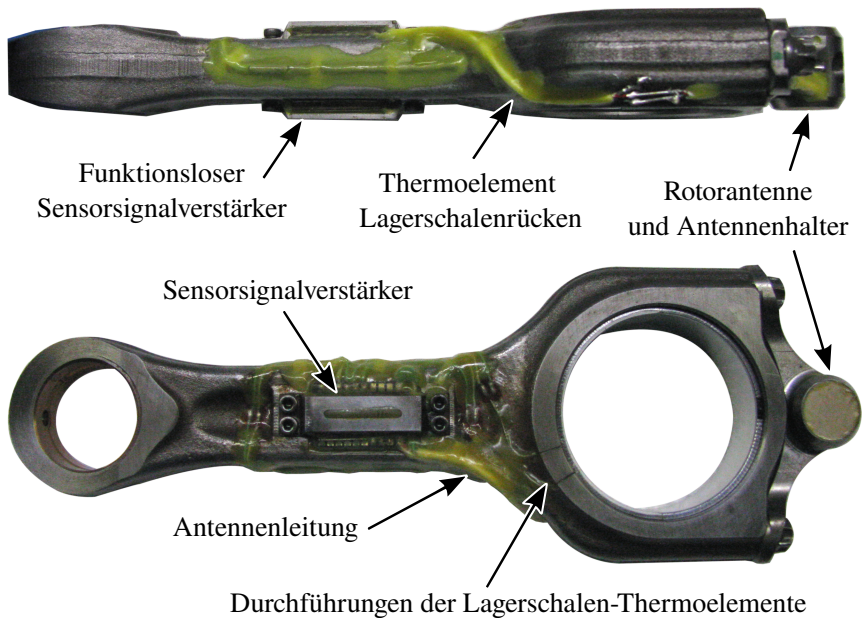


Abbildung 4.15: Vollständig appliziertes Pleuel zur Messung der Lagerschalentemperatur

Abbildung 4.15 zeigt einen Überblick über das vollständig applizierte Messpleuel. Das Telemetriesystem wurde für die geplante Anwendung individuell durch die Firma „Manner Sensortelemetrie GmbH“ ausgelegt und angefertigt. Es wird im Bereich des unteren Totpunktes durch eine Statorantenne, an welcher die

Rotorantenne des Pleuels vorbeischiebt, mit Energie versorgt. Gleichzeitig werden in der Überdeckungszeit der beiden Antennen die Thermospannungen der Thermoelemente ausgewertet (Verstärkung und A/D Wandlung) und digital übertragen. Aufgrund dessen wird diese Art von telemetrischer Datenerfassung auch Spot-Messung genannt, da nur im Bereich des unteren Totpunktes aktuelle Messdaten vorliegen. Es eignet sich daher vornehmlich zur Messung von Bauteiltemperaturen.

4.4.5 Druckmessung

Die Messung von statischen Drücken mit geringen Absolutwerten, wie beispielsweise Öldrücke, Drücke im Kühlwasserkreislauf usw., erfolgte mit prüfstandsfest verbauten Druckumformern mit jeweils geeignetem Messbereich. Die Datenerfassung erfolgte analog der Temperaturmessung (s. Abschnitt 4.4.4) mit im Bussystem der Prüfstandsteuerung integrierten Messumformern.

4.4.6 Messung weiterer physikalischer Größen

Weitere Größen wie elektrische Spannungen, Ströme und digitale Signale wurden ebenfalls mit den in den Bus der Prüfstandsteuerung integrierten Messumformern der Firma „Beckhoff Automation GmbH & Co. KG.“ erfasst.

4.5 Simulationstechnik

Für eine abschließende, weitreichendere Abschätzung der möglichen Potentiale eines lokalen Ölthermomangements wurde ein Modell zu Simulation der Effekte verschiedener Maßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch im dynamischen Fahrbetrieb erstellt. Das in [7] bereits vorgestellte Modell wurde im Rahmen dieser Arbeit nochmals grundlegend überarbeitet und verfeinert. Im Folgenden soll ein kurzer Überblick über das dadurch entstandene Gesamtmodell sowie die zugrundeliegende Datenbasis gegeben werden.

Das Fahrzeug und der Fahrer wurden als vorwärtsbasierte Längsdynamiksimulation in GT-Suite [28] des Herstellers „Gamma Technologies, LLC“ umgesetzt. Ziel war es, einen virtuellen Fahrer vorgegebene Strecken- und Geschwindigkeitsprofile „nachfahren“ zu lassen und daraus das notwendige, zeitlich

aufgelöste Motormoment und die entsprechende Drehzahl abzuleiten. Als Basis hierfür diente ein Mittelklasse-Personenkraftwagen (Pkw), der mit der Serienversion des Versuchsmotors erhältlich war. Die wichtigsten technischen Daten des Fahrzeugs wurden vom Hersteller zur Verfügung gestellt. Eine Serienausstattung mit manuellem Sechsganggetriebe wurde angenommen. Aufgrund des angestrebten Anwendungsbereichs der untersuchten Maßnahmen wurde weiterhin festgelegt, alle Simulationen respektive Auswertungen bei betriebswarmem Antriebsstrang und Fahrzeug durchzuführen. Eine Abbildung des thermischen Aufwärmverhaltens des Motors und des Fahrzeugs entfällt somit. Die Darstellung des Verbrennungsmotors erfolgte durch ein einfaches Motormodell mit einem auf Messdaten basierenden Leistungskennfeld. Die Berechnung der Motorreibung und des Kraftstoffverbrauchs erfolgte in einer ausgelagerten Auswertung auf Basis der durch das Modell bestimmten, notwendigen effektiven Antriebsmomente und Drehzahlen.

Die Nachauswertung stützt sich primär auf die im Verlauf der Arbeit vermessenen (Reib-) Kennfelder. Diese wurden durch Reibkennfelder, welche auf den Simulationsergebnissen des Partnerinstituts basieren, ergänzt. Die gesamte Nachauswertung erfolgte mittels MATLAB®. Die folgende Auflistung liefert einen Überblick über die verwendeten Kennfelder und deren Ursprung.

- **Drehmoment und Drehzahl Kennfeld**

Dieses Kennfeld dient zur Beschreibung der Volllast- und der Schlepp- bzw. Schubkennlinie des Versuchsträgers. Es basiert auf den Daten der sechsten Messreihe der gefeuerten Messungen (s. Abschnitt 6.2.4).

- **Reibkennfeld der Hochdruckpumpe**

Das Kennfeld der Hochdruckpumpe basiert auf Daten, die vom Hersteller des Versuchsträgers zur Verfügung gestellt wurden. Aus den gegebenen Antriebsmomenten der Hochdruckpumpe wurde ein vollständiges, last- und drehzahlabhängiges Kennfeld extrapoliert.

- **Reibkennfeld des Laufzeugs (Kolben, Ringe, Liner und Bolzen)**

Obwohl diese Baugruppe aus dem möglichen Einsatzbereichs des lokalen Ölthermomanagements ausgeschlossen wurde, ist deren Kennfeld zur besseren Definition des globalen Betriebspunkts des Verbrennungsmotors notwendig. Die Basis bildet das Reibkennfeld der vierten Messreihe der

Stripmessungen (s. Abschnitt 6.1.4). Diese Basis wird anhand des lastbedingten Reibungsanstiegs des Vollmotors abhängig von Drehzahl und Last skaliert. Als Grundlage dient hier ebenfalls die sechste Messreihe der gefeuerten Messungen. Zusätzlich wurde mittels einer erweiterten Auswahl an stationär vermessenen Betriebspunkten sowohl das Basiskennfeld als auch die Lastabhängigkeit anhand zweier Faktoren kalibriert.

- **Reibkennfeld des Ventiltriebs**

Aufgrund der festgestellten geringen Lastabhängigkeit (s. Abschnitt 6.2.1) der Reibung des Ventiltriebs wurde für diese das Kennfeld der sechsten Messreihe der Stripmessungen (s. Abschnitt 6.1.6) hinterlegt.

- **Reibkennfeld der Pleuellager**

Zur Abbildung der Reibung der großen Pleuellagen wurden aus den Simulationsergebnissen des Partnerinstituts [7] last- und drehzahlabhängige Kennfelder für definierte Temperaturen extrapoliert.

- **Reibkennfeld der Kurbelwelle**

Zur Abbildung der Reibung der fünf Hauptlager der Kurbelwelle und der zwei Radialwellendichtringe wurden aus den Simulationsergebnissen des Partnerinstituts [7] last- und drehzahlabhängige Kennfelder für definierte Temperaturen extrapoliert.

- **Kennfeld des Öldurchsatzes der Haupt- und Pleuellager**

Durch die Variation der Öltemperatur ändern sich auch die Drücke und Volumenströme im entsprechenden Ölkreislauf. Daraus resultiert eine Änderung der hydraulischen Leistung. Zur Abbildung dieser Effekte wurden zusätzliche Kennfelder erstellt. Der Öldurchsatz der Haupt- und Pleuellager basiert auf den Messergebnissen der fünften Messreihe der gefeuerten Messungen (s. Abschnitt 6.2.3). Hierzu wurde für ein konstantes Motormoment ein temperatur- und drehzahlabhängiges Kennfeld abgeleitet. Die Berücksichtigung der Lastabhängigkeit des Öldurchsatzes erfolgte durch ein auf Basis der Messdaten erzeugtes Polynom in Abhängigkeit von Drehzahl, Öltemperatur und effektivem Moment.

- **Kennfeld des Öldurchsatzes des Zylinderkopfes**

Die Berücksichtigung des Öldurchsatzes des Zylinderkopfs erfolgte durch

zwei aus Messdaten abgeleitete Polynome höherer Ordnung. Die hierfür genutzten Messdaten entstammen mehreren Messreihen. Das erste Polynom berücksichtigt die Abhängigkeit des Volumenstroms von Öldruck und Öltemperatur, das zweite beschreibt dessen Abhängigkeit von der momentanen Motorlast.

- **Kennfeld des Öldurchsatzes der Kolbenkühlung**

Wie bereits erwähnt, findet keine Variation der Öltemperatur der Kolbenkühlung statt. Daher dient die Berücksichtigung dieser Größe primär dazu, den tatsächlichen Betriebspunkt (im Verbrauchskennfeld) mit möglichst geringer Abweichung abbilden zu können. Das Kennfeld vereinfacht sich durch die konstante Öltemperatur zu einer Kennlinie in Abhängigkeit der Motordrehzahl. Diese wurde auf Basis einer Überlagerung mehrerer Messreihen und vom Hersteller zur Verfügung gestellter Daten abgeleitet.

- **Verbrauchskennfeld**

Das Kennfeld dient zur Beschreibung des Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit von Drehzahl und indiziertem Mitteldruck. Grundlage hierfür ist die sechste Messreihe der gefeuerten Messungen (s. Abschnitt 6.2.4).

Die zugrundeliegenden Kennfelder stammen primär aus der Vermessung stationärer Betriebspunkte. Dies bedingt die Frage nach der Übertragbarkeit auf den dynamischen (Fahr-)Betrieb. Funk et al. [25] zeigen, dass die durch einen transienten Motorbetrieb verursachten Reibungseinflüsse mit steigender Motor-temperatur stetig abnehmen. Die Autoren kommen zu dem verallgemeinernden Schluss, „dass sowohl hohe Rampenwerte Δn oder $\Delta \alpha$ als auch niedrige Motor-temperaturen Voraussetzungen für das Auftreten eines signifikant dynamischen Reibverhaltens sind“ [25]. Die niedrigen Motortemperaturen entfallen im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen vollständig. Insbesondere im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch und die resultierenden CO₂-Emissionen liegt es nach den Autoren nahe, „dass der Einfluss des dynamischen Reibverhaltens auf den kumulierten Kraftstoffverbrauch beziehungsweise die CO₂-Emissionen im Fahrzyklus von untergeordneter Bedeutung ist“ [25]. Basierend darauf wird im Rahmen dieser Arbeit die Annahme getroffen, dass das primäre Ziel des erstellten Simulationsmodells, die *Abschätzung* der möglichen Potentiale eines lokalen Ölthermomanagements, durch die Vernachlässigung der dynamischen Reibeffekte nicht beeinträchtigt wird.

Das Gesamtmodell bietet, neben der Option der Berücksichtigung einer Start-Stopp-Funktion, zudem die Möglichkeit, eine voll geregelte Ölpumpe mit konstantem bzw. begrenztem Öldruck zu berücksichtigen. Etwaige Pumpenwirkungsgrade werden aufgrund ihrer starken Abhängigkeit von der jeweils zugrundeliegenden Pumpe, deren Bauform bzw. Arbeitsweise und deren Auslegung nicht mit einbezogen (vgl. Abschnitt 6.1.3). Es wird ausschließlich der Effekt der geänderten hydraulischen Leistung berücksichtigt. Mögliche Rückwirkungen auf die Reibung der Lagerstellen durch die Variation des Öldrucks werden vernachlässigt. Die Kühlmittelpumpe findet ebenfalls keine Berücksichtigung.

Tabelle 4.7: Matrix simulierter Konfigurationen und Fahrprofile

Öltemperatur		Basis	Start-Stopp	Öldruck 2,5 bar	
Hauptlager [°C]	Zylinderkopf [°C]			konst.	max.
70	85				
85		•	•	•	•
100		•	•	•	•
115		•	•	•	•
130		•	•	•	•
140		•	•	•	•
85	70	•	•	•	•
	85	•	•	•	•
	100	•	•	•	•
	115	•	•	•	•
	130	•	•	•	•
	140	•	•	•	•

Es wurden drei unterschiedliche Fahrprofile untersucht. Diese definieren jeweils einen Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit, dem das Fahrermodell zu folgen hat. Die drei analysierten Fahrprofile entstammen zur Zertifizierung genutzten

Fahrzyklen, namentlich dem NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus), einem WLTC (Worldwide Harmonized Light Duty Test Cycle) (Klasse 3b) und einem am IVK erzeugten RDE (Real Driving Emissions) Fahrprofil inklusive eines zugehörigen Höhenprofils. Die drei Fahrprofile werden im Folgenden Profil L, M und H genannt. Die Schaltpunkte respektive Schaltstrategien der ersten beiden Profile sind ebenfalls aus den entsprechenden Zertifizierungszyklen abgeleitet. Für das dritte Profil wurde eine einfache, alltagsähnliche Schaltstrategie neu erstellt. Der Fokus lag in diesem Fall auf subjektiver Realitätsnähe und weniger auf maximaler Effizienz. Es gilt hier auch nochmals hervorzuheben, dass alle Profile im betriebswarmen Zustand des Gesamtfahrzeugs simuliert wurden und daher keine direkte Vergleichbarkeit mit Zertifizierungswerten gegeben ist.

Tabelle 4.7 zeigt die Matrix der simulierten Konfigurationen. Die Temperatur der Kolbenkühlung beträgt jeweils konstant 85 °C. Der Öldruck der fiktiv angenommenen, voll geregelten Ölpumpe beträgt in der mit „konst.“ bezeichneten Variationsstufe durchgehend 2,5 bar für alle Verbraucher (ausgenommen der Kolbenkühlung). In der mit „max.“ bezeichneten Variante wurde der Serienöldruck angenommen und auf ein Maximum von 2,5 bar begrenzt (ebenfalls ausgenommen der Kolbenkühlung). Jede in der Tabelle aufgeführte Konfiguration wurde für jedes der drei Fahrprofile simuliert und ausgewertet.

5 Messreihen

Dieses Kapitel enthält überarbeitete und erweiterte Versionen bereits veröffentlichter Inhalte [7, 8, 60, 85].

5.1 Stripmessungen

Das Cambridge Dictionary definiert das Verb „to strip“ unter anderem mit „to remove parts of a machine, vehicle, or engine in order to clean or repair it“ [15]. Dies beschreibt den Ansatz der Stripmessungen bereits relativ gut. Zunächst wird das notwendige Schleppmoment des Versuchsträgers in einem definierten Aufbauzustand vermessen. Anschließend wird, je nach Vorgehen bzw. Stripstufe, eine Motorkomponente (z.B. Kolben und Pleuel) aus- oder eingebaut und das notwendige Schleppmoment in diesem Aufbauzustand, unter den sonst gleichen Randbedingungen wie zuvor, erneut vermessen (vgl. [10]). Die Differenz im Schleppmoment beider Messungen entspricht definitionsgemäß dem jeweiligen Reibmoment der entfernten oder hinzugefügten Komponenten. Da im Rahmen dieser Messmethode für den bestimmungsgemäßen gefeuerten Motorbetrieb notwendige Komponenten entfernt werden müssen, können Stripmessungen fast ausnahmslos nur im geschleppten Motorbetrieb durchgeführt werden. Während der Definition der einzelnen Stripstufen gilt es zu beachten, dass in jedem Aufbauzustand die grundsätzliche Funktionalität des verbleibenden Systems erhalten bleiben muss. Das bedeutet, dass funktionell voneinander abhängige Komponenten, wie Pleuel und Kolben, hier nicht getrennt betrachtet werden können. Gleichzeitig ist eine Übertragung der Messergebnisse auf den gefeuerten Motorbetrieb stark von der jeweiligen Komponente abhängig. So ist beispielsweise in guter Näherung davon auszugehen, dass der gefeuerte Betrieb eher geringe Auswirkungen auf den Reibmitteldruck der Wasserpumpe eines Verbrennungsmotors hat, jedoch nicht zu vernachlässigende Effekte auf die Reibung der Kolbengruppe bestehen. Insbesondere deren Reibung hängt stark vom Druck im Brennraum sowie der Temperatur des Kolbens und des Zylinders ab [63]. Der Zylinderdruck hat dabei maßgeblichen Einfluss auf die Lagerlasten

sowie die Kräfte, die zwischen Kolbenringen und Zylinderlaufbahn wirken. Nicht zuletzt wirkt sich der Brennraumdruck auch auf die Kolbenseitenkraft aus, die unter anderem über das Kolbenhemd an der Zylinderwand abgestützt wird. Die thermischen Dehnungen und Verzüge der Komponenten der Kolbengruppe und des Zylinders im Kurbelgehäuse unterscheiden sich durch die deutlich höheren Brennraumtemperaturen im gefeuerten Betrieb von denen im Schleppbetrieb. Zudem beeinflusst dieser Temperaturunterschied auch die Eigenschaften des Schmierfilms auf der Zylinderwand (insbesondere die Ölviskosität). Daher ist für bestimmte Komponenten auf Basis von Stripmessungen meist nur eine qualitative Aussage über die Reibungsentwicklung im gefeuerten Betrieb möglich.

Die Ziele dieser Messungen waren daher eine erste qualitative Abschätzung der möglichen Potentiale beziehungsweise Reibleistungsvorteile eines lokalen Ölthermomangements, die Erstellung von Reibkennfeldern für Komponenten, deren Reibmitteldruck keine oder vernachlässigbar geringe Abhängigkeiten von der Motorlast zeigt, und die Erstellung einer Datenbasis zu Validierung der am Partnerinstitut erstellten (T)-EHD-Simulationsmodelle.

Insgesamt wurden sieben Stripstufen bei bis zu acht Öltemperaturen und acht Motordrehzahlen vermessen. Abbildung 5.1 gibt eine Übersicht der einzelnen Betriebspunkte im Kennfeld. Zusätzlich zeigt Tabelle 5.1 (S.64) eine Zusammenfassung der einzelnen Stripstufen und deren Motoraufbauzustand. Der zum jeweilige Betriebspunkt gehörige Öldruck in der Hauptölgalerie wurde entsprechend eines im Vorfeld vermessenen Öldruckkennfelds des Vollmotors in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Öltemperatur ermittelt und eingestellt.

Die erste „Stripstufe“ diente dem Einlauf des fabrikneuen Versuchsträgers. Hierzu wurden über einhundert Stunden geschleppte Drehzahlrampen gefahren. Stripstufe 8 entspricht einer teilweisen Wiederholung der zweiten Stufe und dient zur Überprüfung der Reproduktionsgüte der Messungen nach längerer Motorlaufzeit und mehrfachen Umbauten des Versuchsträgers sowie zum Ausschluss etwaiger Langzeitdrifts der eingesetzten Messtechnik. Die Ziele der übrigen Stripstufen werden zusammen mit der Ergebnisvorstellung in Abschnitt 6.1 erläutert.

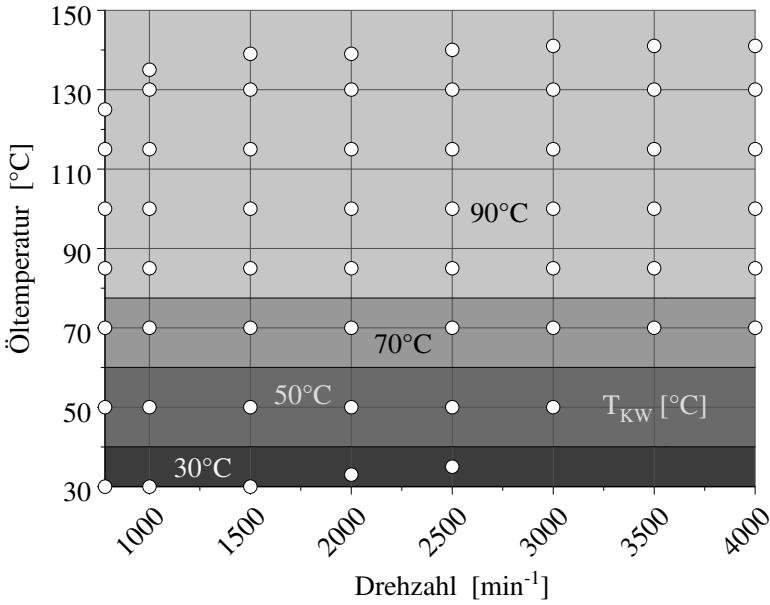


Abbildung 5.1: Übersicht der Betriebspunkte des Stripmessungskennfelds (T_{KW} - Kühlwassertemperatur)

Tabelle 5.1: Übersicht der Stripstufen und der zugehörigen Aufbauzustände

Messreihe	Motor	Riementrieb	zusätzliche Teile
1 Einlauf	●	●	○ ○ ○ ○ ○ ○ ● ○
2 Kurbelwelle	●	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	● ● ● ● ● ● ● ●
3 Ölpumpe	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ● ● ● ● ● ● ●
4 Kurbeltrieb	●	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ● ● ○ ○ ● ● ● ●
5 Vollmotor	●	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	● ○ ○ ○ ● ○ ○ ○ ○
6 Ventiltrieb	●	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ● ○ ○ ○ ○ ○
7 Steuertrieb	●	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
8 Kurbelwelle	●	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Kurbelwelle	●	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Kolben	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Pleuel	●	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Zylinderkopf	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Steuertrieb	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Nockenwelle	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Ventilbetätigung	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Ölpumpe	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
externe Ölversorgung	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
stillgelegte Ölpumpe	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
stillgelegte Wasserpumpe	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
stillgelegte Hochdruckpumpe	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Drosselventil nach Ölpumpe	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Zylinderbrille	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Hochdruck-Indizierung	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Meistergewichte	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Ölkonditionierung	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Wasserkonditionierung	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○
Blockierung Schlepphebel	○	○ ○ ○ ○ ● ● ● ○	○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○

5.2 Messreihen im gefeuerten Motorbetrieb

Die gefeuerten Messungen wurden mit dem, in Abschnitt 4.3.5 vorgestellten, modifiziertem Ölkreislauf durchgeführt. Zur externen Ölversorgung kam die im selben Abschnitt vorgestellte dreikreisige Ölkonditionierung zum Einsatz. Weiterhin wurde die motoreigene Wasserpumpe, entsprechend den Stripmessungen, durch eine externe Konditioniereinrichtung ersetzt. Messungen mit dem Ziel der Reibleistungsbestimmung im gefeuerten Motorbetrieb stellen insbesondere an die Drehmomenterfassung und die Zylinderdruckindizierung hohe Ansprüche. Grund hierfür ist, dass auch in diesem Fall die Datenauswertung auf der in Abschnitt 3.2.1 vorgestellten Grundgleichung basiert. Es wird eine kleine Differenz zweier betragsmäßig großer, mit relativen Messfehlern behafteter Größen gebildet. Schon vergleichsweise geringe relative Messfehler führen hierdurch zu großen Abweichungen in den ermittelten Reibleistungswerten und damit zu nicht mehr aussagekräftigen Ergebnissen. Entsprechend ist in diesem Fall die Güte der verwendeten Messtechnik von großer Bedeutung (Abschnitt 4.4). Die durch temporäre Störeinflüsse verursachten Messwertabweichungen können zumindest bei stationären Betriebspunkten durch lange Messzeiten und anschließender Mittelwertbildung der Messdaten reduziert werden.

Ziel der gefeuerten Untersuchungen war, die qualitativen Aussagen der Stripmessungen zu validieren und mit zusätzlichen quantitativen Aussagen zu erweitern. Ein weiteres Ziel war es, die Realisierbarkeit der am Gleitlagerprüfstand des Partnerinstituts ermittelten, notwendigen Reaktionszeiten eines lokalen Ölthermomanagements im realen Motorbetrieb zu verifizieren. Primär stand hierbei die Möglichkeit der Zuführung von ausreichend kaltem Öl bei plötzlichen Lastanstiegen innerhalb des für einen Lagerschaden oder übermäßigem Lagerverschleiß kritischen Zeitfensters im Mittelpunkt der Untersuchungen. Zusätzlich sollten Daten im realen Motorbetrieb erfasst werden, die zur Verifizierung der ebenfalls am oben genannten Gleitlagerprüfstand ermittelten Lagertemperaturverteilung genutzt werden können.

Ein weiterer Aufgabenbereich lag darin, ergänzende Kennfelder, z.B. das Verbrauchskennfeld des Versuchsträgers, zu bestimmen. Tabelle 5.2 bietet eine Übersicht über die am Versuchsträger im gefeuerten Motorbetrieb durchgeführten Messreihen.

Tabelle 5.2: Übersicht der Messreihen mit gefeuertem Motorbetrieb

Nr.	Messreihe
1	Einlauf
2	Öltemperatur-/Öldrucksprunguntersuchungen
3	Stationäre Temperaturvariationen
4	Erweiterte Öltemperatur-/Öldrucksprunguntersuchungen
5	Öldurchsatzvermessung Haupt- und Pleuellager
6	Verbrauchskennfeld
7	Einspritzvariationen

Die erste Messreihe galt dem Einlauf der durch Neuteile ersetzten Motorkomponenten, vorrangig der mit Thermoelementen ausgestatteten Lagerschalen im großen Pleuelauge des dritten Zylinders (Abschnitt 4.4.4.2). Aufgrund des gefeuerten Motorbetriebs und der empfindlichen Messtechnik wurde der Einlauf auf 30 h reduziert. Das Einlaufprogramm bestand aus einer Kombination von Drehzahl- und Lastrampen sowie stationären Betriebspunkten mit einer Steigerung der maximal gefahrenen Last und Drehzahl über der Programmlaufzeit. Die Einlaufphase wurde zusätzlich dazu genutzt, die oben genannte Messtechnik auf ihre Funktion und die Messdaten auf Plausibilität zu prüfen sowie die Konditioniereinrichtungen hinsichtlich ihrer stationären Regelgüte fein abzustimmen.

Zu Beginn der dritten Messreihe fiel die Elektronik im Sensorsignalverstärker der Pleueltelemetrie unwiederbringlich aus, weswegen im weiteren Verlauf keine Temperaturdaten der Pleuellagerschale mehr erfasst werden konnten. Die im Folgenden vorgestellten Auswertungen der Pleuellagerschalentemperatur basieren daher ausschließlich auf Messdaten der bis zu diesem Zeitpunkt des Ausfalls vermessenen Betriebszustände. Detaillierte Diskussionen der Ziele der übrigen Messreihen sind zusammen mit deren Ergebnisvorstellung in Abschnitt 6.2 zu finden. Hierbei sind die Ergebnisse der zweiten und vierten Messreihe zusammengefasst.

6 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Die folgenden Abschnitte beschäftigen sich mit der Darstellung und Interpretation der experimentellen Versuchsergebnisse. Zunächst wird auf die Ergebnisse der Stripmessungen (vgl. Abschnitt 5.1) im geschleppten Motorbetrieb eingegangen. Tabelle 5.1 enthält einen Überblick über die vermessenen Stripstufen und den jeweiligen Aufbauzustand des Versuchsträgers. Es sei angemerkt, dass im Rahmen der Stripmessungen der Begriff Vollmotor für den gesamten Rumpfmotor, inklusive Zylinderkopf und Ventiltrieb steht. Er schließt jedoch nicht die weiteren Anbauteile, wie Luft- und Abgasführungen, Nebenaggregate und ähnliches mit ein. Im weiteren Verlauf werden die Ergebnisse der Messreihen im gefeuerten Motorbetrieb betrachtet (vgl. Abschnitt 5.2).

Alle experimentellen Untersuchungen wurden auf dem in Kapitel 4 vorgestellten Motorenprüfstand durchgeführt. Eine Übersicht aller Messreihen ist Kapitel 5 zu entnehmen.

Die kreisförmigen Marker in den nun folgenden Diagrammen und Ergebnisdarstellungen entsprechen den jeweils zugrundeliegenden, real vermessenen Betriebspunkten. Der resultierende Verlauf wurde interpoliert. Die Auswertung und die grafische Aufbereitung der Daten erfolgte primär mittels MATLAB[®] [77], Microsoft Excel[®] [55] und UniPlot[®] [23].

Dieses Kapitel enthält überarbeitete und erweiterte Versionen bereits veröffentlichter Inhalte [7, 8, 60, 85].

6.1 Ergebnisse der Stripmessungen

6.1.1 Stufe 1 - Einlauf

Die erste Stripstufe ist gesondert zu betrachten, da sie vorrangig dem Einlauf des Motors diene. Zudem wurde sie genutzt, um die vorhandene Mess- und Regelungstechnik zu prüfen und zu optimieren. Die Messdaten dieser Messreihe tragen daher nicht weiter zum eigentlichen Ziel dieser Arbeit bei.

Da der Motor in diesem Aufbauzustand nur geschleppt betrieben werden konnte, wurden über einhundert Stunden Drehzahlrampen gefahren um einen möglichst gleichmäßigen Einlauf aller Komponenten des Systems zu gewährleisten. Im Anschluss wurde der Motor nochmals komplett zerlegt und für die nächste Stripstufe wieder aufgebaut. Grundsätzlich wurde, nach Umbaumaßnahmen an reibungsrelevanten Komponenten, vor der Vermessung der jeweiligen Stripstufe ein weiterer, mehrstündiger „Wiedereinlauf“ durchgeführt.

6.1.2 Stufe 2 - Kurbelwelle

Diese Stripstufe umfasst alleinig die Kurbelwelle mit an den einzelnen Hubzapfen montierten Meistergewichten. Alle weiteren Komponenten des Versuchsträgers waren während der Vermessung entweder demontiert (Kolben, Pleuel) oder von der Kurbelwelle abgekoppelt (Zahnriemen, Ventiltrieb). Ziel dieser Messreihe ist die Abschätzung der möglichen Reibungseinsparpotentiale der Hauptlager durch ein lokales Ölthermomanagement sowie die Schaffung einer Validierungsgrundlage für das Simulationsmodell des Partnerinstituts. Des Weiteren sind die Ergebnisse dieser Messreihe die Grundlage der Reibungsbeziehung der folgenden Messreihen.

Das notwendige Schleppmoment dieser Stripstufe entspricht dem Reibmoment der Kurbelwellenhauptlager inklusive dem der beiden Radialwellendichtringe an der Riemen- und Abtriebsseite der Kurbelwelle. Die Bestimmung des Reibmitteldrucks vereinfacht sich daher zu:

$$p_{mr, KW} = p_{mr, S2} = -p_{me, S2} , \quad \text{Gl. 6.1}$$

mit

$p_{mr, KW}$	Reibmitteldruck der Kurbelwelle,
$p_{mr, Sx}$	Reibmitteldruck der Stripstufe x,
$p_{me, Sx}$	Effektiver Mitteldruck der Stripstufe x.

Abbildung 6.1 stellt den Verlauf des resultierenden Reibmitteldrucks der geschleppten Kurbelwelle in Abhängigkeit der Ölzufuhrtemperatur in den Hauptölkanal am Flansch des Ölfiltermoduls (y-Achse) und der Motordrehzahl (x-Achse) dar. Es ist zu erkennen, dass im Bereich der Leerlaufdrehzahl eine

Öltemperatur von 140 °C nicht erreicht werden konnte. Aufgrund des geringen Ölvolumenstroms wäre eine erhöhte Vorlauf­temperatur im Konditioniersystem notwendig, die jedoch durch das maximal zulässige Temperaturniveau der Ölkonditionierung (150 °C) begrenzt war.

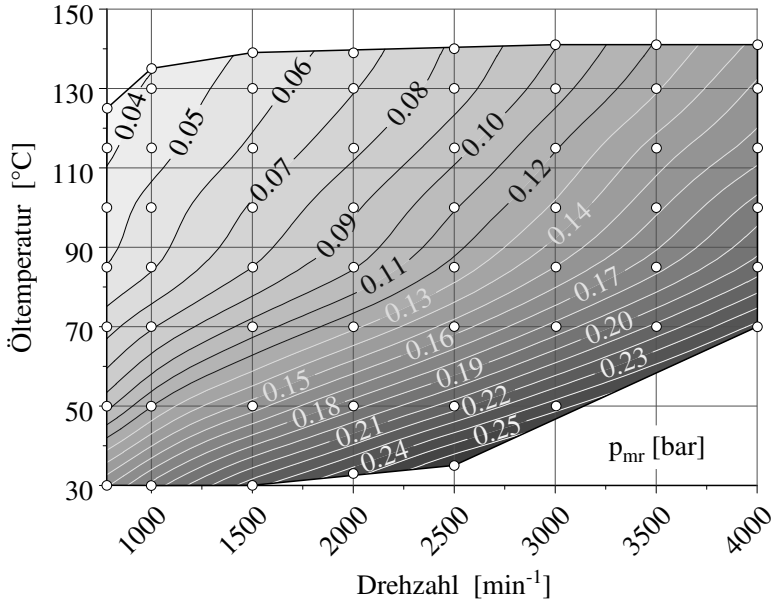


Abbildung 6.1: Reibmitteldruckkennfeld der Kurbelwelle

Der qualitative Verlauf des Ergebnisses entspricht den zu erwartenden und allgemein bekannten Abhängigkeiten der Gleitlagerreibung von Drehzahl und Ölviskosität, respektive Öltemperatur. Grundsätzlich lässt sich auf Basis der Ergebnisse annehmen, dass alle Betriebspunkte im Bereich der Flüssigkeitsreibung liegen, d.h. jenseits des Ausklinkpunktes der Stribeck-Kurve. Mit steigender Drehzahl nimmt bei konstanten Öltemperaturen der Reibmitteldruck zu. Bei hohen Öltemperaturniveaus steigt der Gradient hin zu höheren Drehzahlen leicht an. Gleichzeitig nimmt mit steigender Öltemperatur bei konstanter Drehzahl der Reibmitteldruck ab.

Gleichung Gl. 6.2 beschreibt die Herleitung der in den Kennfeldern der Abbildung 6.2 dargestellten Reibmitteldruckänderung. Auf der linken Seite ist

die relative Änderung zu einem Betriebspunkt gleicher Drehzahl und 85 °C Öltemperatur dargestellt, das bedeutet die Referenz ist in diesem Fall der Reibmitteldruck der Kurbelwelle selbst. Das Diagramm auf der rechten Seite stellt ebenfalls die Änderung des Reibmitteldrucks relativ zu einem Betriebspunkt bei gleicher Drehzahl und 85 °C dar, allerdings ist nun die Reibung des Vollmotors respektive Rumpfmotors (Abschnitt 6.1.5) der Bezugswert.

$$\Delta p_{mr}(n, T_{\dot{O}l}) = \frac{p_{mr}(n, T_{\dot{O}l}) - p_{mr}(n, T_{\dot{O}l, Ref.})}{p_{mr, Ref.}(n, T_{\dot{O}l, Ref.})} \cdot 100\% , \quad \text{Gl. 6.2}$$

mit

Δp_{mr}	Reibmitteldruckänderung relativ zum Bezugswert,
p_{mr}	Reibmitteldruck der aktuellen Stripstufe,
$p_{mr, Ref.}$	Reibmitteldruck des Bezugswerts,
$T_{\dot{O}l}$	Öltemperatur,
$T_{\dot{O}l, Ref.}$	Referenz-Öltemperatur (85 °C).

Eine Erhöhung der Ölzufuhrtemperatur von 85 °C auf bis zu 140 °C führt im Mittel zu einer Reduzierung des Reibmitteldrucks der Kurbelwelle um etwa 33 %. Eine Absenkung der Temperatur auf 30 °C erhöht die Reibung um bis zu 215 %. Insbesondere hin zu höheren Temperaturen ist die relative Reibungsänderung der Kurbelwelle nur in geringem Maße drehzahlabhängig. Hin zu niederen Öltemperaturen wächst der Drehzahleinfluss auf die relative Änderung zunehmend. Bezogen auf den Gesamtmotor ist die Drehzahlabhängigkeit im Bereich hoher Öltemperaturen stärker ausgeprägt. Abhängig von der Drehzahl ergibt sich hier eine Reibungsreduktion zwischen 3,4 und 5,6 % im Bezug auf die Gesamtmotorreibung bei 85 °C Ölzufuhrtemperatur.

Auf Basis dieser Messungen lässt sich ein nicht zu vernachlässigendes Potential eines lokalen Ölthermanagements der Hauptlager im gefeuerten Motorbetrieb erwarten.

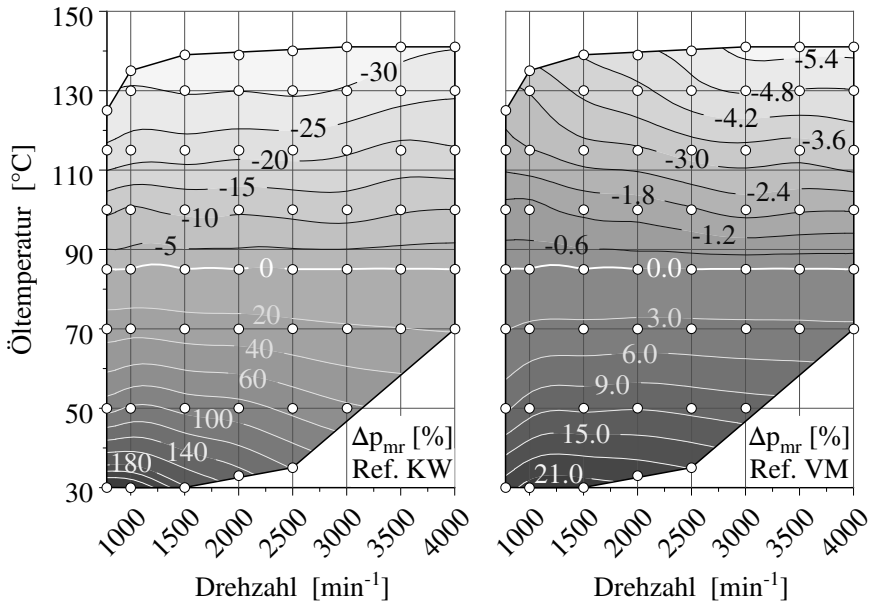


Abbildung 6.2: Änderung des Reibmitteldrucks der Kurbelwelle in Bezug auf 85 °C Öltemperatur (li.) und in Bezug auf den Reibmitteldruck des Vollmotors bei 85 °C Öltemperatur (re.)

6.1.3 Stufe 3 - Ölpumpe

Definitionsgemäß zählt die Antriebsleistung der mechanisch angetriebenen Ölpumpe eines Verbrennungsmotors zu den Verlustleistungen, womit diese auch vollumfänglich in den Reibmitteldruck des Gesamtmotors einfließt. Hierbei wird keine weitere Differenzierung zwischen Nutzen in Form von hydraulischer Förderleistung und Verlustleistung vollzogen. Primäres Ziel dieser Messreihe ist daher die Bestimmung des Antriebsmoments der Ölpumpe im für den Gesamtmotor relevanten Kennfeld definiert durch Öldruck, Öltemperatur und Drehzahl.

Die Vermessung der Serienölpumpe erfolgte im verbauten Zustand. Der eigentliche Rumpfmotor wurde weiterhin durch die externe Ölkonditionierung versorgt. Die Regelung des Gegendrucks der Ölpumpe erfolgte mittels eines stetig stellbaren Ventils, entsprechend einem im Vorfeld vermessenen Öldruck-

kennfeld eines gefeuerten Vollmotors. Hiermit war es möglich, den Öldruck am Auslass der Pumpe unabhängig vom tatsächlichen Öldurchsatz des gestriipten Rumpfmotors als Funktion der Öltemperatur und Drehzahl einzustellen. Es sei bemerkt, dass der zur Bestimmung des Öldruckkennfelds genutzten Versuchsträger nicht derselbe war, der ihm Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz kam. Es handelte sich jedoch um einen baugleichen Motor (Modell, Bauzustand, usw.).

Der Reibmitteldruck der Ölpumpe berechnet sich aus der Differenz zwischen dem Reibmitteldruck der unbelasteten Kurbelwelle der Stripstufe zwei und dem in dieser Stripstufe vermessenen Reibmitteldruck nach Gleichung Gl. 6.3.

$$p_{mr, OP} = p_{mr, S3} - p_{mr, S2} = -p_{me, S3} - p_{mr, S2}, \quad \text{Gl. 6.3}$$

mit

$p_{mr, OP}$ Reibmitteldruck der Ölpumpe.

Abbildung 6.3 zeigt das Öldruckkennfeld und den Reibmitteldruck, die sich ergeben, wenn die Ölpumpe des Versuchsträgers wie oben beschrieben betrieben wird. Zunächst wird klar, dass der Beitrag der Ölpumpe zur Gesamtreibung des Motors nicht zu vernachlässigen ist. Es fällt auf, dass ab der 0,16 bar Isolinie der Gradient des Reibmitteldrucks stark abnimmt und der Verlauf der Isolinien oberhalb von etwa 50 °C verstärkt ins Senkrechte überzugehen beginnt.

Abbildung 6.4 zeigt die entsprechend Gleichung Gl. 6.2 abgeleiteten Reibmitteldruckänderungen der Ölpumpe analog dem vorherigen Abschnitt. Unterhalb einer Drehzahl von 1500 bis 2500 min^{-1} wird ersichtlich, dass der Reibmitteldruck mit steigender Öltemperatur zurückgeht und mit sinkender Öltemperatur zunimmt. Jenseits dieses Drehzahlbandes existiert ein Bereich, in welchem der Reibmitteldruck nur noch geringe absolute und relative Abhängigkeit von der Öltemperatur zeigt. Dies spiegelt wiederum die Beobachtung der ins Senkrechte übergehenden Isolinien in Abbildung 6.3 (rechts) wieder. Das Auftreten der in Abbildung 6.4 sichtbaren 0 % Inseln ist mit einem Vorzeichenwechsel durch geringe Schwankungen der Werte in diesem Bereich zu erklären. Die Beobachtungen lassen davon ausgehen, dass dieser Bereich des Kennfeldes den Regelbereich der Ölpumpe widerspiegelt (s. Abschnitt 4.3.1).

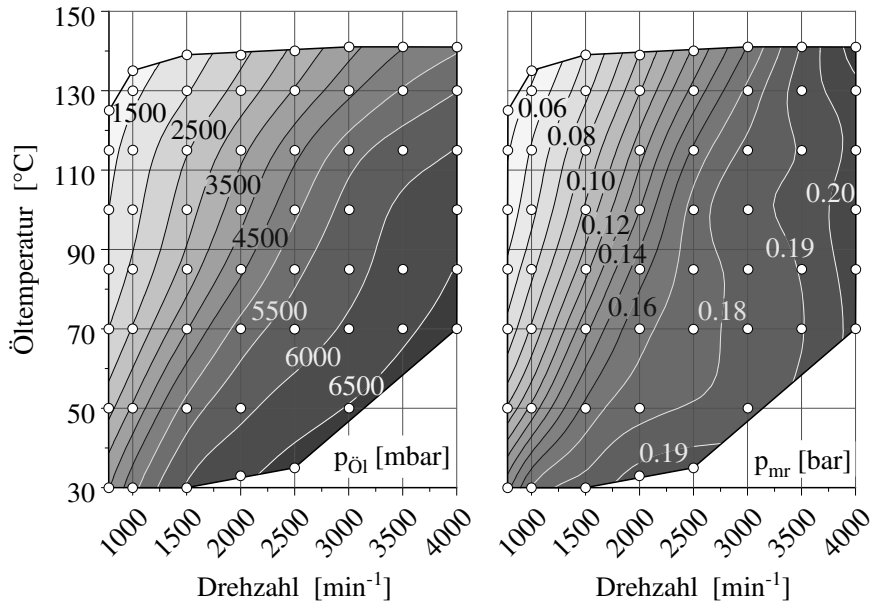


Abbildung 6.3: Öldruckkennfeld (li.) und Reibmitteldruck (re.) der Ölpumpe des Versuchsträgers

Eine Bewertung der Serienölpumpe hinsichtlich ihrer Tauglichkeit für ein lokales Ölthermomanagement ist problematisch. Ein derartiger Motorbetrieb erfordert eine sehr hohe Spreizung der Öltemperatur und des Öldurchsatzes. Für diesen Anwendungsfall ist die Serienölpumpe nicht konzipiert und unter anderem aufgrund ihres letztendlich eingeschränkten Regelbereichs und der nicht vorhandenen externen Regelbarkeit weniger geeignet. Basierend darauf wird angenommen, dass eine entsprechend abgestimmte Pumpe für ein lokales Ölthermomanagement unumgänglich ist, um erhöhte Wirkungsgradeinbußen zu vermeiden. Der Einsatz einer vollgeregelten, möglicherweise sogar elektrisch angetriebenen Ölpumpe würde in diesem Fall große Vorteile und Freiheiten bei der Abstimmung des Gesamtsystems bieten.

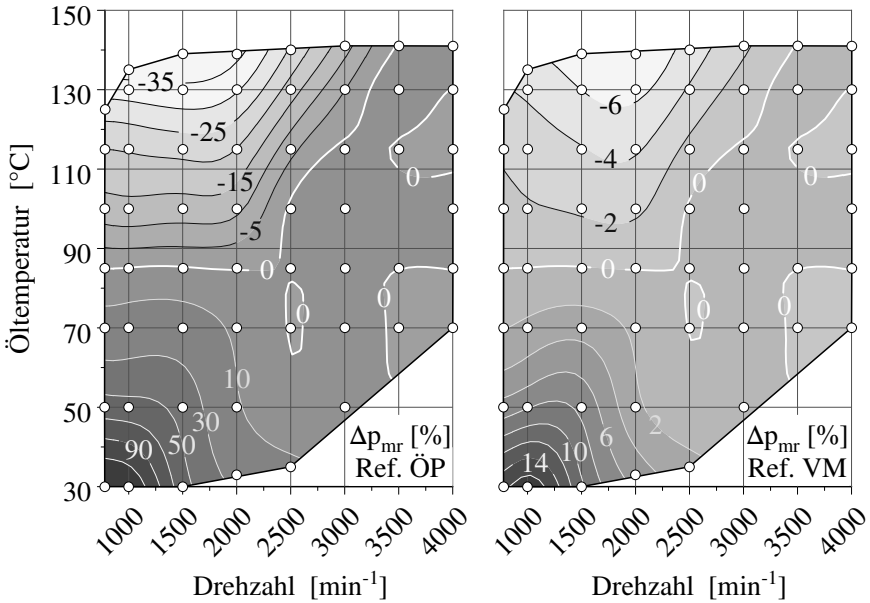


Abbildung 6.4: Änderung des Reibmitteldrucks der Ölpumpe in Bezug auf 85 °C Öltemperatur (li.) und in Bezug auf den Reibmitteldruck des Vollmotors bei 85 °C Öltemperatur (re.)

6.1.4 Stufe 4 - Kurbeltrieb

Der Kolben-Liner Verbund hat großen Anteil an der Gesamtreibung eines Verbrennungsmotors. Daher soll die vierte Stripstufe die Reibung in dieser Baugruppe näher beleuchten. Neben einer ersten Potentialabschätzung dient diese Messreihe auch dazu, eine Datenbasis für den Aufbau und die Validierung der Simulationsmodelle zu schaffen. Die Ergebnisse dieser Stripstufe umfassen die Reibung zwischen Kolben, Kolbenringen und Liner sowie Pleuel und Hubzapfen der Kurbelwelle, im Folgenden Laufzeug genannt. Zudem enthalten ist die am Kolbenbolzen auftretende Reibung. In diesem Fall unerwünschte, durch Gaskräfte induzierte Reibungsanteile wurden mit der Substitution des Zylinderkopfes durch eine Zylinderbrille (Abschnitt 4.3.4) eliminiert. Der resultierende Reibmitteldruck berechnet sich somit wie folgt:

$$p_{mr, LZ} = p_{mr, S4} - p_{mr, S2} = -p_{me, S4} - p_{mr, S2}, \quad \text{Gl. 6.4}$$

mit

$p_{mr, LZ}$ Reibmitteldruck des Laufzeugs.

Die Reibung der unbelasteten Kurbelwelle aus Stripstufe zwei ist somit nach der Definition dieser Arbeit kein Teil der Reibung des Laufzeugs. Zusätzliche durch oszillierende Massenkräfte induzierte Lagerreibungsanteile in den Hauptlagern der Kurbelwelle werden jedoch dem verursachenden Laufzeug zugeschrieben.

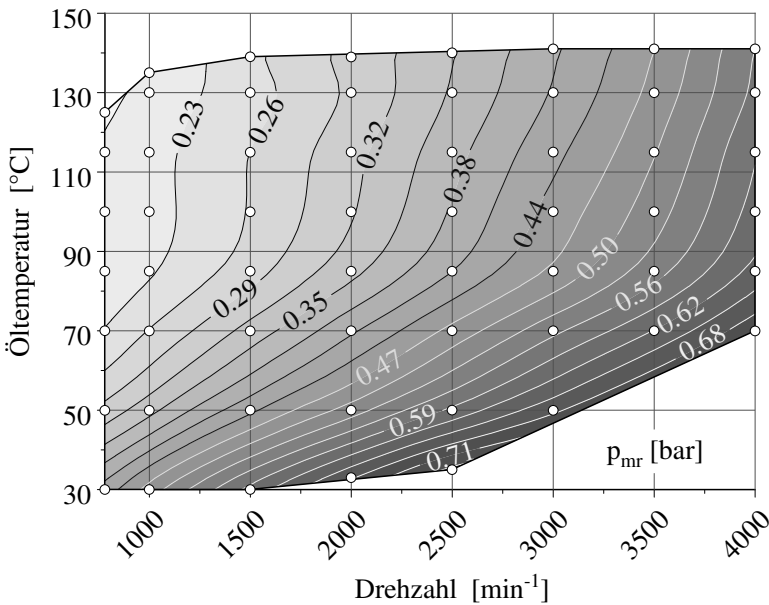


Abbildung 6.5: Reibmitteldruckkennfeld des Laufzeugs

Abbildung 6.5 zeigt den resultierenden Reibmitteldruck des Laufzeugs. Er liegt etwa um den Faktor 2,7 bis 5,4 über dem der Kurbelwelle (Seite 69). Obwohl es sich hier um die summativ Überlagerung der Reibung mehrerer Komponenten mit teils deutlich komplexerem Bewegungs- und Reibverhalten handelt, stellt sich die Abhängigkeit des Reibmitteldrucks von Drehzahl und Öltemperatur im

Vergleich zur Kurbelwelle sehr ähnlich dar. Auch im Falle des Laufzeugs nimmt der Reibmitteldruck bei konstanter Öltemperatur und steigender Drehzahl zu. Zudem steigt auch hier der Gradient bei höheren Temperaturniveaus hin zu höheren Drehzahlen leicht an. Bei konstanter Drehzahl und steigender Öltemperatur sinkt der Reibmitteldruck, analog zur Kurbelwelle, stetig. Im Bereich höherer Temperaturen sinkt der Gradient jedoch zunehmend, wohingegen die Drehzahlabhängigkeit erhalten bleibt. Hier kann eine Begründung im höheren Einfluss der Wassermanteltemperatur auf die thermischen Zustände im Zylinder gefunden werden. Sie wirkt sich auf die Schmierfilmtemperatur zwischen Kolben und Liner und somit auch auf das Reibverhalten dieser Komponenten aus.

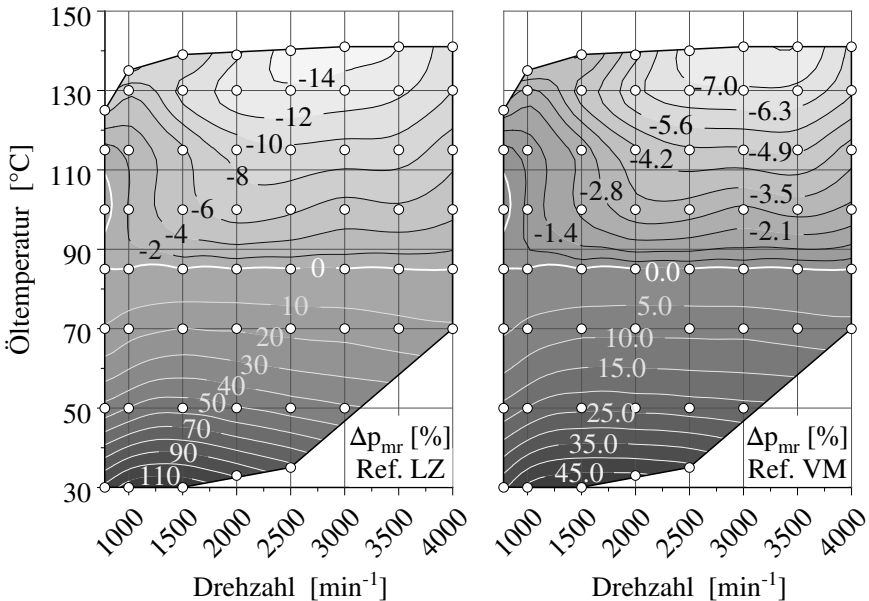


Abbildung 6.6: Änderung des Reibmitteldrucks des Laufzeugs in Bezug auf 85 °C Öltemperatur (li.) und in Bezug auf den Reibmitteldruck des Vollmotors bei 85 °C Öltemperatur (re.)

Die linke Seite der Abbildung 6.6 stellt die Reibmitteldruckänderung relativ zu einem Betriebspunkt gleicher Drehzahl und 85 °C Öltemperatur dar. Auf der

rechten Seite der Abbildung ist ebenfalls die Änderung des Reibmitteldrucks relativ zu einem Betriebspunkt mit gleicher Drehzahl und 85 °C Öltemperatur dargestellt, allerdings ist nun die Reibung des Vollmotors respektive Rumpfmotors (Abschnitt 6.1.5) der Bezugswert (vgl. Gleichung Gl. 6.2). Wird die relative Änderung betrachtet, so fällt insbesondere der Bereich zwischen Leerlaufdrehzahl und 1500 min⁻¹ bei 90 °C bis 115 °C Öltemperatur auf. Die geringen Änderungen und der teilweise leichte Anstieg der Reibung legen nahe, dass sich hier unvorteilhafte Kombinationen aus thermischer Bauteildehnung, Schmierverhältnissen und Laufzeugdynamik einstellen, die der Reduktion der Reibung durch geringere Ölviskositäten entgegenwirken. Der Bestpunkt der relativen Reibungsänderung liegt zwischen 2500 min⁻¹ und 3000 min⁻¹. Hin zu höheren wie auch zu niederen Drehzahlen geht die relative Änderung sichtbar zurück. Bezogen auf die Reibmitteldrücke des Vollmotors (Abbildung 6.6, rechts) ergibt sich ein sehr ähnlicher Verlauf, wobei der Bestpunkt hier bei etwa 3500 min⁻¹ liegt.

Zusammenfassend liegt das Potential der Reibungsreduktion des Laufzeugs unter reiner Massenkraftbelastung bei der Umsetzung eines lokalen Ölthermomanagements nochmals um bis zu 2,1 Prozentpunkte höher als bei der Kurbelwelle (bezogen auf die Vollmotorreibung bei 85 °C Öltemperatur). Eine direkte Übertragung auf den gefeuerten Betrieb ist hier jedoch komplexer. Primär beeinflussen die Verbrennungstemperatur und insbesondere der aus der Verbrennung resultierende Zylinderdruck(-verlauf) die Reibung des Laufzeugs. Des Weiteren hat die Öltemperatur der Kolbenkühlung einen Einfluss auf die Reibung des Gesamtsystems. Sie wirkt sich einerseits direkt auf die thermischen Verzüge des Kolbens aus und hat andererseits auch indirekte Auswirkungen auf die Verbrennung, da sie sowohl die Kolbenbodentemperatur beeinflusst als auch in geringem Maße die Liner-temperatur (hauptsächlich im unteren Bereich des Zylinderrohres). Die Summe der Auswirkungen all dieser zusätzlichen Einflussgrößen erlaubt hier nur eine erste qualitative Abschätzung der Reibungsentwicklung, die mit nicht zu vernachlässigender Unsicherheit behaftet ist. Zudem schränken die thermischen Belastungsgrenzen des Kolbenmaterials den möglichen Temperaturbereich der Kolbenkühlung weiter ein, da ein mechanisches Versagen des Bauteils keinesfalls in Kauf genommen werden kann.

6.1.5 Stufe 5 - Vollmotor / Rumpfmotor

Die Bezeichnung Vollmotor umfasst im Rahmen dieser Stripstufe den gesamten Rumpfmotor inklusive Zylinderkopf und Steuertrieb. Komponenten die nur für einen gefeuerten Betrieb notwendig sind, wie die Hochdruckpumpe sowie der Ansaug- und Abgastrakt inklusive dem Turbolader sind jedoch ausgenommen. Die Stripstufe dient vorrangig als Basis für den Vergleich der Reibmitteldruckänderungen der übrigen Stripstufen in Relation zur Reibung des Vollmotors. Da dieser Aufbauzustand auch einen geschlossenen Brennraum mit funktionsfähigen Gaswechselorganen umfasst, ist zusätzlich der indizierte Mitteldruck auszuwerten und hierfür der kurbelwinkelaufgelöste Zylinderdruck jedes Zylinders zu erfassen. Der Reibmitteldruck dieser Stripstufe ergibt sich nach Gleichung Gl. 6.5.

$$p_{mr, VM} = p_{mr, S5} = p_{mi, S5} - p_{me, S5} , \quad \text{Gl. 6.5}$$

mit

$p_{mr, VM}$	Reibmitteldruck des Voll- bzw. Rumpfmotors,
$p_{mi, Sx}$	Indizierter Mitteldruck der Stripstufe x.

Abbildung 6.7 links zeigt den Verlauf des entsprechend Gleichung Gl. 6.5 berechneten Reibmitteldrucks des Vollmotors. Auch hier ergibt sich die schon mehrfach festgestellte Abhängigkeit des Reibmitteldrucks von Drehzahl und Öltemperatur. Mit zunehmender Drehzahl steigt der absolute Reibmitteldruck an, mit steigender Öltemperatur sinkt er. Außerdem sinkt auch hier der Gradient des Reibmitteldrucks mit steigender Öltemperatur stetig.

Die relative Änderung des Reibmitteldrucks weist in weiten Teilen des vermessenen Kennfelds eine geringe Drehzahlabhängigkeit auf. Eine Ausnahme bildet der Bereich hoher Öltemperaturen und geringer Motordrehzahlen. Bei circa 130 °C und unter 1000 min⁻¹ sinkt die Reibung nicht weiter, sondern nimmt wieder zu. Im Vergleich zu den Ergebnissen der Stripmessungen des Laufzeugs (s. Abbildung 6.6), welche ein ähnliches Verhalten zeigen, hat sich der Bereich zu höheren Temperaturen verschoben. Die Erklärung aus Abschnitt 6.1.5 kann hier jedoch nur eingeschränkt Anwendung finden, da die hier dargestellten Verläufe aus einer Überlagerung der Ventiltriebreibung, der Steuertriebreibung,

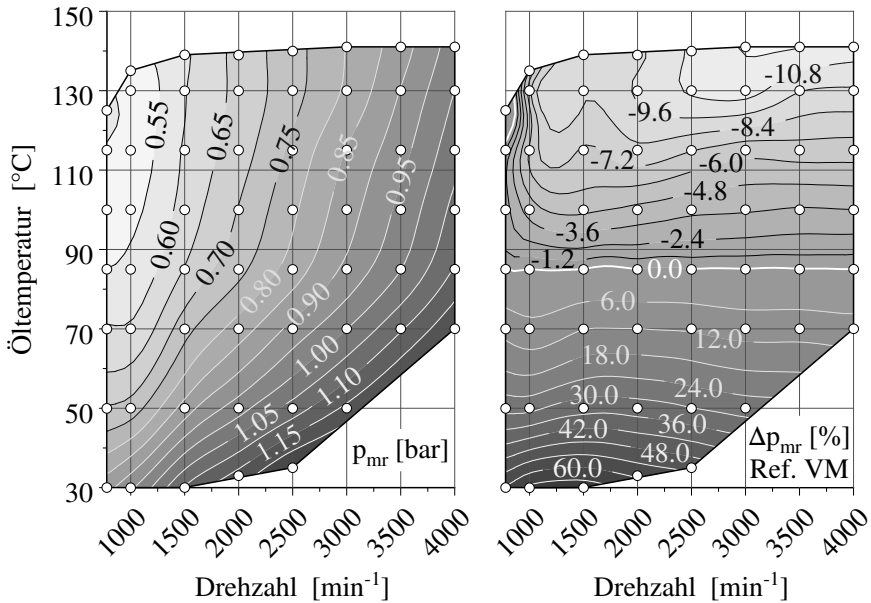


Abbildung 6.7: Reibmitteldruckkennfeld des Voll- bzw. Rumpfmotors (li.) und dessen Reibmitteldruckänderung bezogen auf 85 °C Öltemperatur (re.)

der Reibung der Kurbelwelle und der Laufzeugreibung sowie der zusätzlichen, gaskraftinduzierten Lager- und Kolbenreibung resultieren. Eine Aufteilung der Gesamtreibung auf einzelne Komponenten und die daraus resultierende Möglichkeit der Bestimmung der für den Reibungsanstieg verantwortlichen Komponenten ist in diesem Aufbauzustand nicht mit ausreichender Sicherheit möglich. Für einige Komponenten, wie dem Steuertrieb, kann von einer sehr geringen Querbeeinflussung durch andere Motorbaugruppen, durch die Gaskräfte und durch Verbrennungstemperaturen im Brennraum ausgegangen werden. Daher können die Schleppreibungsergebnisse der jeweiligen Stripstufe als ein Summand des Gesamtreibmitteldrucks angenommen werden. Bei anderen Motorkomponenten, wie dem Laufzeug und der Kurbelwelle, ist dies hingegen nicht möglich ist. Aufgrund des ähnlichen Verhaltens der Laufzeugreibung (s.o.) lässt sich jedoch zumindest vermuten, dass dessen Ursprung im Laufzeug

zu finden ist, welches durch die nun zusätzlich vorhandenen Gaskräfte eine weitere Beeinflussung erfährt.

Eine rein qualitative Aussage über die Reibungsentwicklung in Abhängigkeit der Öltemperatur lässt sich hier dennoch treffen. In den untersuchten Temperaturbereichen ist bei zunehmender Öltemperatur mit einer sichtbaren Reibungsreduktion und einer damit einhergehenden Kraftstoffersparnis im gefeuerten Motorbetrieb zu rechnen.

6.1.6 Stufe 6 - Ventiltrieb und Ventilbetätigung

Im Rahmen dieser Stripstufe wurde das Laufzeug entsprechend Stripstufe zwei durch Meistergewichte ersetzt. Der Zylinderkopf mit Ventiltrieb wurde, wie im Serienzustand auch, über die Kurbelwelle und den Zahnriemen angetrieben. Der Reibmitteldruck der Ventilbetätigung ergibt sich daher aus den Messergebnissen der Stripstufe 6 und 7 zu:

$$p_{mr, VB} = p_{mr, S6} - p_{mr, S7} = -p_{me, S6} - p_{mr, S7}, \quad \text{Gl. 6.6}$$

mit

$$p_{mr, VB} \quad \text{Reibmitteldruck der Ventilbetätigung.}$$

Die durch die Ventilbetätigung verursachten, zusätzlichen Reibungsanteile in Rientrieb und Nockenwellenlagerung werden hier ebenfalls der Ventilbetätigung zugerechnet. Wird die Reibung des Rientriebs und der Nockenwelle mit einbezogen und als Reibung des gesamten Ventiltriebs definiert, so ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$p_{mr, VT} = p_{mr, S6} - p_{mr, S2} = -p_{me, S6} - p_{mr, S2}, \quad \text{Gl. 6.7}$$

mit

$$p_{mr, VT} \quad \text{Reibmitteldruck des gesamten Ventiltriebs.}$$

Abbildung 6.8 zeigt die absoluten Reibmitteldrücke der Ventilbetätigung und des gesamten Ventiltriebs. Es wird direkt ersichtlich, dass hier beide Baugruppen sehr geringe Absolutwerte als auch sehr geringe Änderungen über Temperatur und Drehzahl aufweisen. Die maximalen Änderungen über das gesamte

Kennfeld liegt in beiden Fällen im Bereich von 0,02 bar bis 0,03 bar. Unter der Annahme einer ebenfalls geringen Lastabhängigkeit des Reibverhaltens dieser Komponenten ist davon auszugehen, dass ein lokales Ölthermomanagement für diese Baugruppen nur sehr geringe Potentiale aufweist.

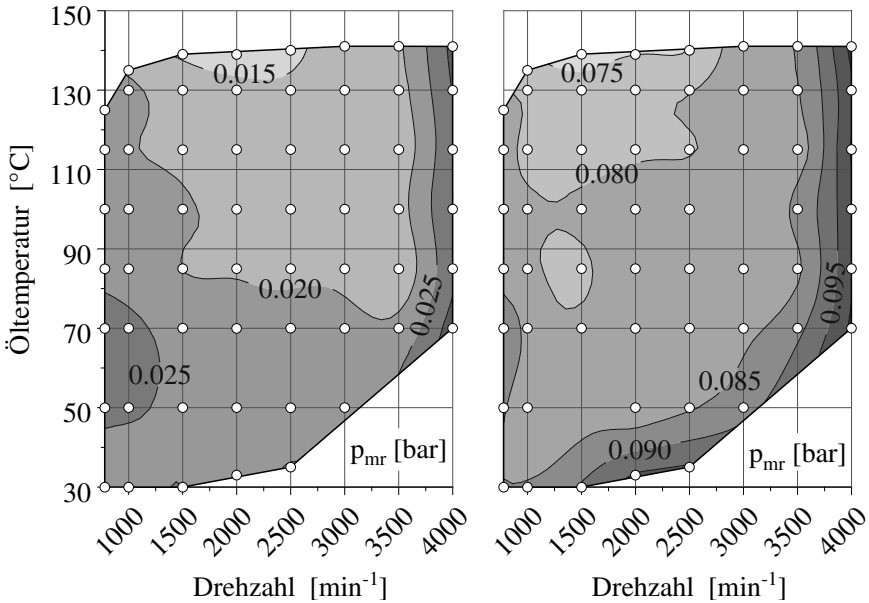


Abbildung 6.8: Reibmitteldruckkennfeld der Ventilbetätigung (li.) und des Ventiltriebs (re.)

6.1.7 Stufe 7 - Steuertrieb mit Nockenwelle

Neben dem gesamten Ventiltrieb wurde auch der Steuertrieb, inklusive der Nockenwelle aber ohne Ventilbetätigung, vermessen. Hierzu wurden die Rolenschlepphebel des Versuchsträgers entfernt und die HVA-Elemente mittels einer hierfür entworfenen Vorrichtung in ihren Sitzen blockiert. Die im Steuertrieb befindlichen Nebenaggregate, wie Hochdruckpumpe und Wasserpumpe, wurden durch entsprechende Umlenkrollen bzw. modifizierte Komponenten

ersetzt (siehe Abschnitt 4.3). Die Reibwerte dieser Stripstufe ergeben sich wie folgt:

$$P_{mr, ST} = P_{mr, S7} - P_{mr, S2} = -P_{me, S7} - P_{mr, S2}, \quad \text{Gl. 6.8}$$

mit

$$P_{mr, ST} \quad \text{Reibmitteldruck des Steuertriebs.}$$

Die Komponenten des Steuertriebs, das heißt das Riemenrad der Wasserpumpe bzw. dessen Lagerung (vgl. Abschnitt 4.3.1), Zahnriemen und Umlenk- sowie Spannrollen laufen trocken beziehungsweise lebensdauergeschmiert und werden daher nicht mit temperiertem Motoröl versorgt. Zunächst ist daher davon auszugehen, dass die Steuertriebreibung weitestgehend unabhängig von der Öltemperatur des Motors ist. Einzig die Gleitlager der Nockenwelle und der Kurbelwelle werden von der Ölpumpe mit Schmieröl versorgt. Dies lässt den Schluss zu, dass die Temperaturabhängigkeit der Reibung dieser Stripstufe primär aus der Reibungsänderung der Nockenwellenlagerung und der zusätzlichen Last durch die Riemenkräfte auf das erste Hauptlager der Kurbelwelle resultieren.

Abbildung 6.9 zeigt den Verlauf des Reibmitteldruckkennfelds dieser Stripstufe. Ähnlich dem Ventiltrieb ist die Differenz zwischen maximalem und minimalem Reibmitteldruck sehr gering (0,02 bar). Da der Steuertrieb Bestandteil des Ventiltriebs ist, war hiervon bereits auszugehen. Auch für diese Ergebnisse ist keine direkte Übertragung auf den gefeuerten Motorbetrieb möglich. Im Falle des untersuchten Versuchsträgers fehlen relevante Steuertriebskomponenten wie die Hochdruck- und die Wasserpumpe. Wird das Fehlen dieser Komponenten ignoriert, sind hier ebenfalls nur vergleichsweise geringe Potentiale zur Reibungsreduzierung im Bereich der vom Zahnriemen angetriebenen Komponenten und der Nockenwellenlagerung zu erkennen.

Zusammenfassend lässt sich daher aus Stripstufe 6 und 7 die Annahme ableiten, dass ein lokales Ölthermomanagement für die Ölversorgung des Zylinderkopfes auch im gefeuerten Betrieb nur vernachlässigbare Reibungsreduktionspotentiale bietet. Dies gilt insbesondere dann, wenn diese mit den Potentialen der Kurbeltriebskomponenten verglichen werden.

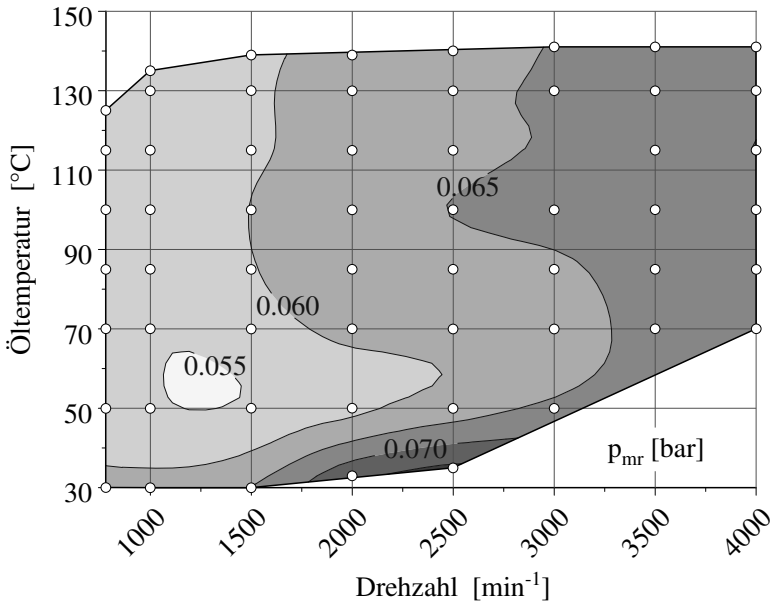


Abbildung 6.9: Reibmitteldruckkennfeld des Steuertriebs

6.1.8 Stufe 8 - Kurbelwelle Reproduktionsmessungen

Zum Abschluss der geschleppten Stripmessungen galt es, das Gesamtsystem auf mögliche Drifts der verwendeten Messtechnik und Reibungsänderungen durch Motorumbauten sowie fortgeschrittenen Verschleiß zu prüfen. Hierzu wurden ausgewählte Betriebspunkte der zweiten Stripstufe erneut vermessen. Die Bestimmung der Abweichung erfolgte durch Differenzbildung der jeweiligen Mitteldrücke (siehe Gleichung Gl. 6.9).

$$\Delta p_{mr, S2-8} = p_{mr, S2} - p_{mr, S8} = -p_{mr, S2} - p_{me, S8} , \quad \text{Gl. 6.9}$$

mit

$$\Delta p_{mr, S2-8} \quad \text{Reibmitteldruckdifferenz der Stripstufen 2 und 8.}$$

Abbildung 6.10 zeigt das sich ergebende Differenzkennfeld. Durchschnittlich hat der Reibmitteldruck über die gesamte Messkampagne um etwa 0,004 bar

zugenommen. Dieser Wert liegt etwas über der mittleren Wiederholgenauigkeit der Messungen der zweiten Stripstufe (0,0026 bar). Gleichzeitig liegt er allerdings auch deutlich unter den ermittelten absoluten Reibmitteldrücken und deren Änderungen in Abhängigkeit von Temperatur und Drehzahl. Daher ist von keiner relevanten systematischen Änderung der erfassten Kennwerte über die Dauer der Messkampagne auszugehen.

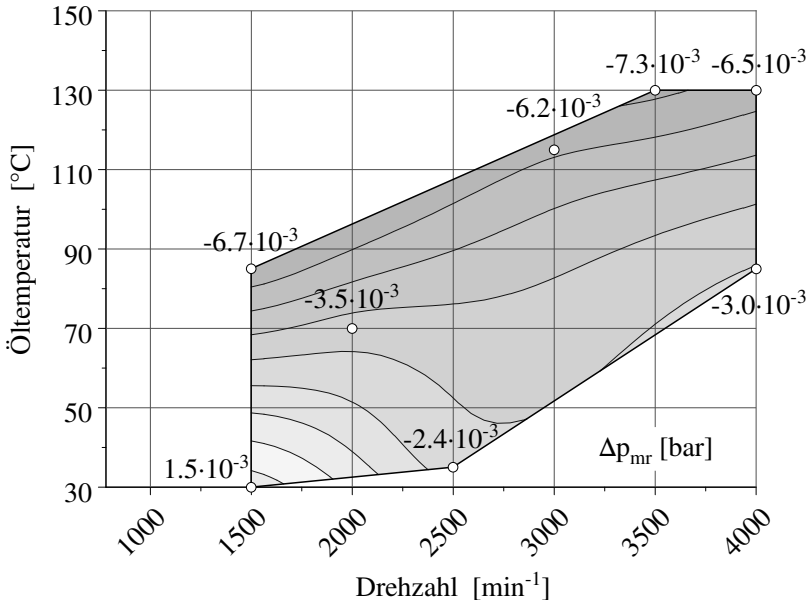


Abbildung 6.10: Reibmitteldruckänderung zwischen Stripstufe 2 und Stripstufe 8

6.1.9 Zusammenfassung der Ergebnisse der Stripmessungen

Auf Basis der Ergebnisse der Stripmessungen scheinen einige Baugruppen besser für ein lokales Ölthermomanagement geeignet zu sein als andere. Insbesondere die Ergebnisse der Haupt- und Pleuellager sowie die der Kolbengruppe lassen auch für den gefeuerten Motorbetrieb messbare, unter Umständen sogar respektable Ergebnisse hinsichtlich eines lokalen Ölthermomanagements erwarten. Obwohl die Ergebnisse dieser Messreihe nicht direkt auf den gefeuerten

Betrieb übertragbar sind, sollten die erzielbaren Reibungsminderungen zumindest eine ähnliche Größenordnung aufweisen. Für die Kurbelwelle ergab sich eine Reibungsreduzierung von bis zu 5,6 % und für das Laufzeug von bis zu 7,7 % im jeweiligen Bestpunkt und in Bezug auf die Gesamtmotorreibung bei 85 °C. Die Ergebnisse des Ventil- und Steuertriebs hingegen zeigen bereits im geschleppten Motorbetrieb geringe absolute Einsparmöglichkeiten im Bereich von maximal 0,01 bar bis 0,02 bar Reibmitteldruck (weniger als 1,2 % bezogen auf die Gesamtmotorreibung bei 85 °C Öltemperatur). Aufgrund der geringeren Abhängigkeit der Reibung dieser Komponenten von Verbrennung und Zylinderdruck sind hier auch keine grundlegenden Änderungen in deren Reibverhalten im gefeuerten Motorbetrieb zu erwarten. Da die Variation der Öltemperatur der Kolbenkühlung nicht nur die Reibung der Kolbengruppe beeinflusst, sondern deutlich weitreichendere Auswirkungen hat (siehe Abschnitt 6.1.4), wurden weiterführende Untersuchungen hinsichtlich eines lokalen Ölthermanagements für diese Baugruppe im Rahmen dieser Arbeit ausgeschlossen.

Im Bezug auf die Stripmessungen lässt sich somit als vorläufiges Fazit festhalten, dass der Betrieb der Ölversorgung des Zylinderkopfes bei konventionellen Öltemperaturen nur geringe Reibungsnachteile mit sich bringt und der Fokus möglicher Maßnahmen primär auf Haupt- und Pleuellager liegen sollte. Eine tiefere Aussage ist jedoch erst auf Basis der Vermessung des gefeuerten Motors möglich.

6.2 Ergebnisse der gefeuerten Untersuchungen

Basierend auf dem Überblick in Abschnitt 5.2 werden im Folgenden nun die Ergebnisse der Messreihen mit gefeuertem Motorbetrieb vorgestellt und interpretiert. Der angestrebte Einsatzbereich der in dieser Arbeit untersuchten Maßnahmen liegt bei mittleren und niederen Lasten sowie bei moderaten Drehzahlen. Aus diesem Grund befinden sich der Hauptteil der vermessenen Betriebspunkte ebenfalls in diesem Bereich. Einige weitere Betriebspunkte mit höheren Lasten und höheren Drehzahlen wurden der Vollständigkeit halber ebenfalls untersucht.

Dieses Unterkapitel (Abschnitt 6.2.1 bis Abschnitt 6.2.4) enthält überarbeitete und erweiterte Versionen bereits veröffentlichter Inhalte [7, 8, 60, 85].

6.2.1 Temperaturvariationen (stationär)

Im Fokus dieses Abschnitts steht die stationäre Vermessung des Einflusses der Öltemperatur auf die Reibung einzelner Baugruppen des gefeuerten Vollmotors. Hierfür wurden Variationen der Last, der Drehzahl und der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager sowie der Ölzufuhrtemperatur des Zylinderkopfes gefahren. Die Öltemperatur der Kolbenkühlung betrug bei allen Messungen dieser Messreihe 100 °C. Tabelle 6.1 gibt eine Übersicht über die vermessenen Betriebspunkte. Alle diese Messungen wurde mit Splitölversorgung (Abschnitt 4.3.5) durchgeführt. Hierzu wurde die Bezugsmessstelle der Ölzufuhrtemperatur des Zylinderkopfes vom Öleintritt an der Hauptgalerie zur Steigleitung zwischen Hauptöl-galerie und Zylinderkopf verlegt. Die Positionierung erfolgte so nah wie möglich am Übergang in den Zylinderkopf. Hierdurch wird der Einfluss der umgebenden Struktur auf die Öltemperatur deutlich sichtbar. Durch den geringen Ölmassenstrom, die daraus resultierende lange Verweildauer des Öls in der Leitung und die Lage der Leitung in direkter Nähe zum Kühlwassermantel erfährt das Öl eine sichtbare Abkühlung. Dies zeigt sich beispielsweise darin, dass auch bei den im Folgenden vorgestellten Ergebnissen Vorlauftemperaturen von bis zu 130 °C für das Öl des Zylinderkopfes gefahren wurden, das Öl jedoch an der Referenzmessstelle bereits stark (max. erreichter Messwert 110 °C, s. Tabelle) abgekühlt war. Eine sehr ähnliche Temperaturdifferenz war auch während der Stripmessungen zwischen der Temperatur am Ölfiltereinlass und der Messstelle kurz vor dem Zylinderkopf festzustellen.

Tabelle 6.1: Versuchsmatrix der Temperaturvariationen (stationär)

Drehzahl [1/min]	Öltemperatur		Effektiver Mitteldruck [bar]					
	Zylinderkopf [°C]	Hauptlager [°C]	4,2	8,4	12,6	14,7	18,9	21,0
1500	90	100	●	●	○	●	●	○
		115	●	●	○	●	●	○
		125	●	●	○	●	○	○
		135	●	●	●	○	○	○
	110	100	●	●	○	●	●	○
		115	●	●	○	●	●	○
		125	●	●	○	●	○	○
		135	●	●	●	○	○	○
2500	90	100	●	●	○	●	○	●
		115	●	●	○	●	○	●
		125	●	●	○	●	○	○
		135	●	●	●	○	○	○
	110	100	●	●	○	●	○	●
		115	●	●	○	●	○	●
		125	●	●	○	●	○	○
		135	●	●	●	○	○	○

Bereits hier wird ersichtlich, dass eine Anhebung des Öltemperaturniveaus im Zylinderkopf auf über 110 °C im realen Fahrbetrieb einen erheblichen Mehraufwand mit sich bringt. Im Serienzustand ist es entweder notwendig, mit deutlich überhöhter Ölzufuhrtemperatur zu arbeiten oder weitere Maßnahmen zur Umgehung der dargestellten Problematik zu erarbeiten. Eine grundlegende Umgestaltung des Ölkreislaufs, eine zusätzliche Isolation der Ölkanäle oder eine optimierte thermische Entkopplung der Kanäle vom Kurbelgehäuse könnten mögliche Lösungsansätze darstellen. Für den untersuchten Versuchsträger wird im Folgenden jedoch deutlich, dass die Schlussfolgerungen der Stripmessungen

bezüglich einer lokalen Erhöhung der Ölzufuhrtemperatur des Zylinderkopfs auch im gefeuerten Betrieb bestätigt werden können.

In Abbildung 6.11 ist die mittlere relative Änderung des Reibmitteldrucks, die durch eine Erhöhung der Ölzufuhrtemperatur des Zylinderkopfes von 90 °C auf 110 °C bei einer Drehzahl von 2500 min⁻¹ erreicht wurde, dargestellt. Das Maximum der absoluten Reduktion der Reibung liegt bei einem effektiven Mitteldruck von 21 bar und beträgt nur etwa 0,01 bar p_{mr} , was circa 0,46 % des Reibmitteldrucks bei 90 °C entspricht. Um eine belastbarere Aussage auf Basis dieser Daten zu ermöglichen, wurden daher die gemittelte Reibmitteldruckänderung aller Messungen der jeweiligen Motorlasten betrachtet.

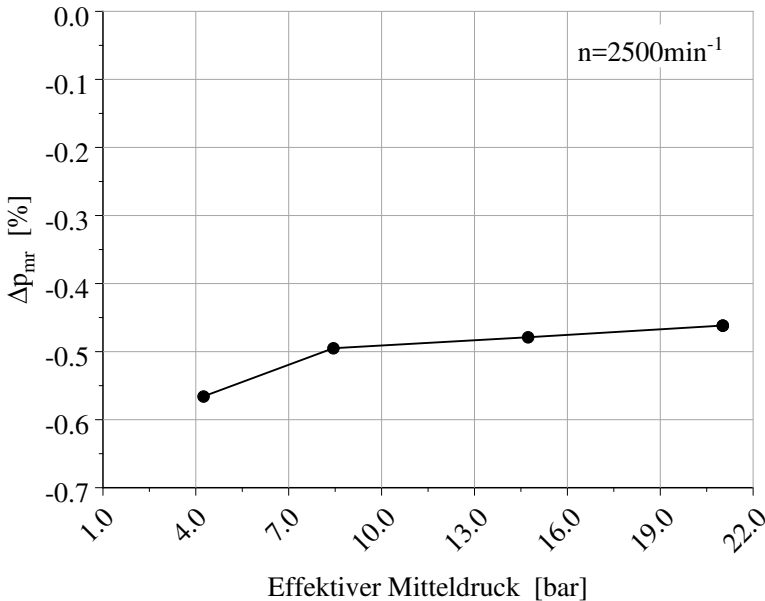


Abbildung 6.11: Mittlere relative Änderung des Reibmitteldrucks durch eine Erhöhung der Ölzufuhrtemperatur des Zylinderkopfes von 90 °C auf 110 °C

Werden diese Ergebnisse mit denen der Stripmessungen verglichen, so lässt sich feststellen, dass die absoluten Änderungen des Reibmitteldrucks in derselben Größenordnung liegen (maximal etwa 0,02 bar p_{mr}). Werden die absoluten

Rückgänge der Reibung auf den indizierten Mitteldruck im jeweiligen Betriebspunkt bezogen, so liegen diese für die gefeuerten Messungen bei maximal 0,2 % und im Mittel bei 0,07 %. Analog Abschnitt 6.1.6 kann daher festgehalten werden, dass die Potentiale einer Reibungsreduktion durch eine lokale Erhöhung der Öltemperatur des Zylinderkopfs im untersuchten Bauzustand des Versuchsträgers sehr gering ausfallen. Aufgrund der sehr geringen Änderungen soll angemerkt sein, dass diese alleinstehend mit Bedacht zu interpretieren sind. Dies gilt insbesondere deshalb, da im Falle des gefeuerten Vollmotors sowohl Drehmoment als auch indizierte Größen in das Endergebnis mit einfließen und die Ergebnisse somit Nahe bzw. im Rahmen der Messgenauigkeit liegen. Da die Stripmessungen jedoch bereits Ergebnisse in derselben Größenordnung gezeigt haben, kann von einem vergleichsweise belastbaren Ergebnis ausgegangen werden.

Im Folgenden wird der Last-, Drehzahl- und Temperatureinfluss auf die Reibung der Haupt- und Pleuellager genauer betrachtet. In Abbildung 6.12 ist

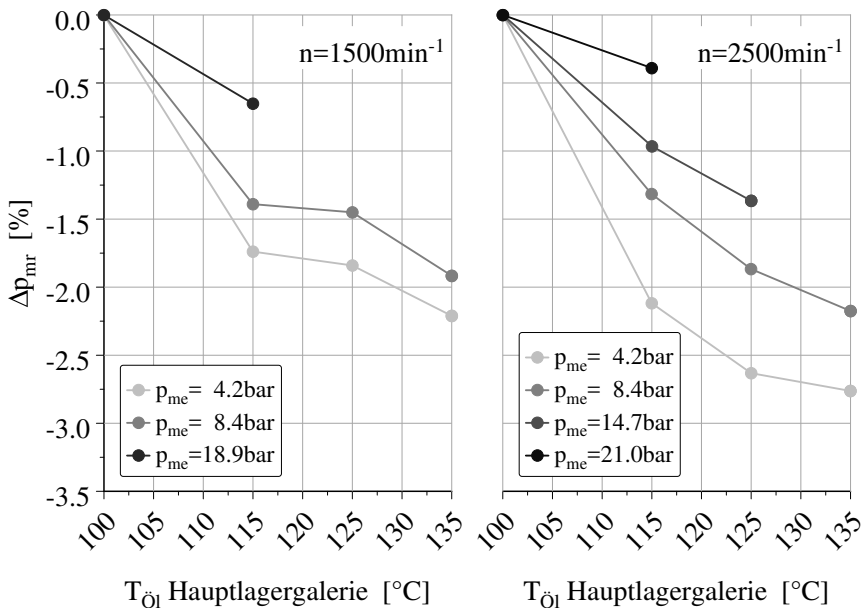


Abbildung 6.12: Relative Reibmitteldruckänderung durch Variation der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager

hierzu die relative Reibmitteldruckänderung des Gesamtmotors über der Ölzufuhrtemperatur für verschiedene Lasten und Drehzahlen dargestellt. Die gezeigten Änderungen beziehen sich jeweils auf einen Betriebspunkt bei 100 °C Öltemperatur der Haupt- und Pleuellager und dem entsprechenden effektiven Mitteldruck. Der Zylinderkopf wurde bei diesen Messungen mit einer konstanten Öltemperatur von 90 °C versorgt. In den Diagrammen ist zu erkennen, dass die relative Reibmitteldruckänderung mit steigender Last abnimmt. Dieses Verhalten resultiert daraus, dass der Reibmitteldruck des Gesamtmotors eine summative Überlagerung der Reibwerte aller Motorkomponenten ist, durch die untersuchte Maßnahme allerdings nur der Reibmitteldruck einer einzelnen Baugruppe beeinflusst wird. Somit steigt der Reibmitteldruck des Gesamtmotors mit zunehmender Last, relativ zur Reibungsreduzierung, die bei der einzelnen Motorkomponente erzielt wird, überproportional an und der Quotient der beiden Größen nimmt entsprechend ab. Die qualitativen Verläufe der Änderungen über der Temperatur entsprechen den bereits bei den Stripmessungen beobachteten Trends. Das heißt, mit steigender Temperatur nimmt die Reibung stetig ab. Zudem ist im betrachteten Temperaturbereich mit zunehmender Drehzahl eine leichte Zunahme des mittleren Änderungsgradienten zu beobachten.

Die linke Seite der Abbildung 6.13 zeigt die absoluten Änderungen des Reibmitteldrucks der Abbildung 6.12 bei 2500 min^{-1} . Die rechte Seite zeigt parallel die relativen Änderungen des Kraftstoffmassenstroms im jeweiligen Betriebspunkt. In beiden Diagrammen ist der Referenzpunkt wiederum bei einer Öltemperatur von 100 °C und der entsprechenden Last definiert. Die absoluten Reibmitteldruckänderungen weisen prinzipbedingt den qualitativ gleichen Verlauf auf wie die relativen Änderungen. Die Lage der Kurven zueinander variiert jedoch aufgrund der Quotientenbildung. Der absolute Rückgang im mittleren Lastbereichen zeigt eine geringe Abhängigkeit von dieser. Hin zu sehr hohen und niederen Lasten nimmt die Abhängigkeit zu. Auch die relative Änderung des Kraftstoffmassenstroms sinkt mit zunehmender Öltemperatur. Der maximale Rückgang des Kraftstoffverbrauchs beträgt 0,63 % bei einer Erhöhung der Öltemperatur der Haupt- und Pleuellager um 35 K. Eine Ausnahme bildet der Verlauf der Kurve bei einer Last von 14,7 bar effektivem Mitteldruck. Deren Rückgang ist weniger steil und ändert sich hin zu höheren Öltemperaturen kaum mehr. Zudem fällt der Verbrauchsrückgang bei 21,0 bar effektivem Mitteldruck relativ zu den anderen Lasten größer aus. Eine eindeutige Ursache ist hier auf

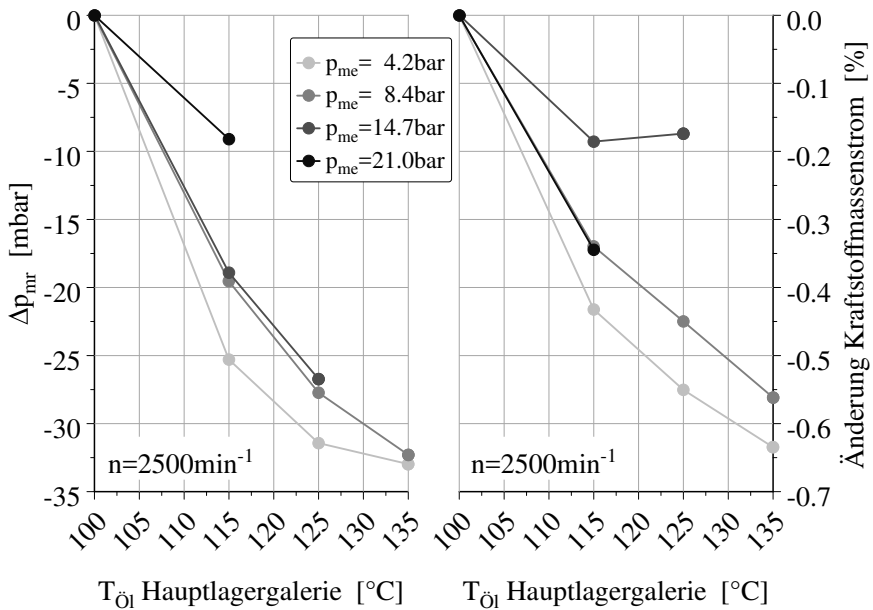


Abbildung 6.13: Absolute Reibmitteldruckänderung (li.) und relative Kraftstoffverbrauchsänderung (re.) durch Variation der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager

Basis der Daten nicht auszumachen, es kann jedoch vermutet werden, dass in diesem Fall die Applikation mit verantwortlich für das beobachtete Verhalten sein könnte. Die Betriebspunkte bei 14,7 bar p_{me} z.B. befinden sich in der Nähe des Bestpunktes des spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_e und zusätzlich in einem Bereich, in welchem dieser eine geringe Drehzahl- und Lastabhängigkeit aufweist (vgl. Abbildung 6.25).

Zusammenfassend zeigt sich in dieser Messreihe, dass die qualitativen Aussagen der Stripmessungen auch durch gefeuerte Messungen bestätigt werden. Das Potential hinsichtlich einer lokalen Anhebung der Öltemperatur ist bei den Haupt- und Pleuellagern deutlich größer als bei den Reibkontakten im Zylinderkopf. Dies nicht zuletzt auch deswegen, weil eine Anhebung der Öltemperatur im Zylinderkopf durch die geringen Massenströme und die daraus resultierende, stärkere Abkühlung des Öls erkennbaren Mehraufwand bei einer effektiven

Umsetzung der Maßnahmen erfordert. Ein primärer Fokus auf die Haupt- und Pleuellager scheint daher gerechtfertigt. Für die Ölversorgung des Ventiltriebs, respektive des Zylinderkopfes, muss zusätzlich abgewogen werden, ob die Reibungsnachteile durch eine Versorgung mit kälterem Öl von den Vorteilen überwogen werden, die dadurch entstehen, dass die so verfügbare Wärmemenge dem Öl der Haupt- und Pleuellager zugeführt werden kann. Eine pauschale Aussage ist hier jedoch aufgrund der Vielfältigkeit hinsichtlich Konzeption und Konstruktion der Ölkreisläufe verschiedener Motoren nicht zielführend.

6.2.2 Temperatur- und Drucksprunguntersuchungen

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Untersuchungen der Auswirkungen sprunghafter Änderungen der Öltemperatur und des Öldruckes der Haupt- und Pleuellager auf den Verlauf relevanter Betriebsgrößen des Verbrennungsmotors dargestellt. Ein Ziel dieser Untersuchungen war die Bestimmung der Laufzeiten des kalten Öls, das heißt die Zeit, die zwischen dem Eintritt des Öls in die Ölleitungen des Motors und dem Erreichen der letztendlichen Ölverbraucher vergeht. Weitere Ziele waren die Erfassung der daraus resultierenden Änderungen der Gesamtreibung des Motors und letztendlich auch des resultierenden Kraftstoffverbrauchs. Der entsprechende Nachweis der Betriebssicherheit der untersuchten Betriebspunkte wurden durch das Partnerinstitut im Rahmen der Komponentenversuche auf dessen Gleitlagerprüfstand erbracht (s. [7]).

Damit die oben beschriebenen Untersuchungen unter kontrollierten und reproduzierbaren Randbedingungen durchgeführt werden konnten, war die Steuerung und Regelung von Öldruck und -temperatur während eines Sprungvorgangs von hoher Bedeutung. Hierfür galt es, ein möglichst binäres Umschalten auf die niedere Öltemperatur und den entsprechenden Öldruck bei gleichzeitiger Vermeidung eines zu hohen Über- bzw. Unterschwingens zu gewährleisten. Die Öldrücke vor und nach dem Umschalten des Öltemperaturniveaus wurden entsprechend dem zu Beginn des Projekts ermittelten Öldruckkennfeld in Abhängigkeit der Ölzufuhrtemperatur und der Motordrehzahl gewählt. Somit war jeder Temperatursprung auch mit einem möglichst binären Drucksprung zur Nachführung des Versorgungsdrucks verbunden. Der Ablauf jedes Temperatursprungs folgte dabei immer dem in Abbildung 6.14 dargestellten Schema. Begonnen wird die Messung im jeweiligen Betriebspunkt nachdem ein stationärer und eingeschwungener Motorbetrieb erreicht ist. Die Ölzufuhrtemperatur

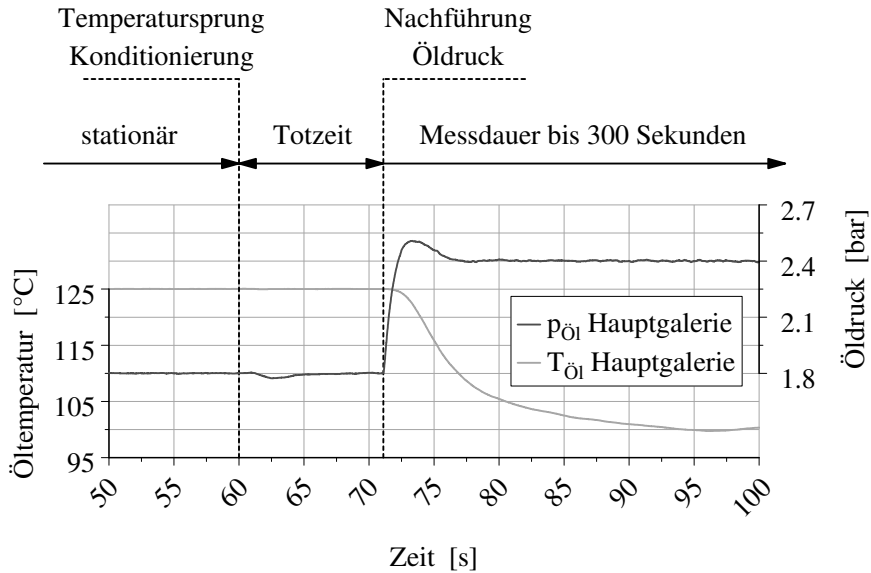


Abbildung 6.14: Beispielhafter Ablauf der Vermessung eines Temperatursprungs

der Haupt- und Pleuellager beträgt hierbei 125 °C. Nach einer Messdauer von 60 s wird am Austritt der Konditionierung der Temperatursprung auf 100 °C initiiert. Aufgrund der Laufzeit des Öls zwischen Konditionierung und Motoreintritt wird, sobald die Temperaturänderung den Eintritt der externen Ölgalerie am Motor erreicht, der Öldruck ebenfalls möglichst binär nachgeführt. Die automatisierten Regelungen des Öldrucks und der Öltemperatur sorgen im Anschluss für einen möglichst konstanten Verlauf dieser Größen über die verbleibende Messdauer bis zum Erreichen des Messendes nach insgesamt 300 s.

Während der Untersuchungen in Messreihe 2 wurde zunächst nur abschnittsweise indiziert, in Messreihe 4 dann kontinuierlich (s. Tabelle 5.2). Da kurz nach Beendigung von Messreihe 2 die Pleueltelemetrie unwiederbringlich ausgefallen war (vgl. Abschnitt 5.2), stammen die im Folgenden dargestellten Temperaturverläufe primär aus Messreihe 2, wohingegen die zunächst gezeigten Reibungsverläufe auf den Ergebnissen der vierten Messreihe beruhen.

Tabelle 6.2 zeigt die Versuchsmatrix dieser Messreihe. Sie war primär auf die Erfassung der Auswirkungen einer sprunghaften Änderung der Öltemperatur und des Öldrucks ausgerichtet. Insbesondere Reibkennwerte bzw. Mitteldrücke und der Kraftstoffverbrauch standen dabei im Zentrum des Interesses. Aufgrund der vergleichsweise geringen Änderungen der indizierten Größen und des Kraftstoffverbrauchs, werden diese zur besseren Gegenüberstellung und Vergleichbarkeit im weiteren Verlauf relativ dargestellt. Der Bezugswert ist jeweils der über die ersten 55 s der Messung gemittelte Wert der entsprechenden Größe.

Tabelle 6.2: Versuchsmatrix der Betriebspunkte der vierten Messreihe

Drehzahl [1/min]	Effektiver Mitteldruck [bar]				
	1,7	4,2	8,4	10,5	12,6
1250	●	●	●	○	○
1600	●	●	●	●	○
2100	●	●	●	○	●
2500	●	●	●	○	●
2900	●	●	●	○	●

Abbildung 6.15 zeigt die relative Entwicklung der Mitteldrücke und des Kraftstoffverbrauchs bei einer Drehzahl von 1600 min^{-1} und 2900 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 4,2 und 8,4 bar. Dieser wurde über die gesamte Messzeit auf den angegebenen Wert nachgeregelt. Die senkrechte, gepunktete Linie markiert jeweils die Ankunft des kalten Öls am Eintritt in die externe Ölgalerie. Kurz nach jedem Sprung steigt der Reibmitteldruck erkennbar an. Der zunächst steile Gradient geht mit zunehmender Laufzeit zurück und nähert sich anschließend asymptotisch einem konstanten Wert. Der Kraftstoffverbrauch beginnt parallel mit dem indizierten Mitteldruck zu steigen und beide streben im weiteren Verlauf, analog dem Reibmitteldruck, gegen einen konstanten Wert. Die relativen Änderungen der betrachteten Größen fallen bei niederen Lasten aufgrund des größeren Anteils der Reibung am jeweiligen Gesamtwert höher aus. Grundsätzlich ist jedoch ein klarer Trend zu erkennen, der sich

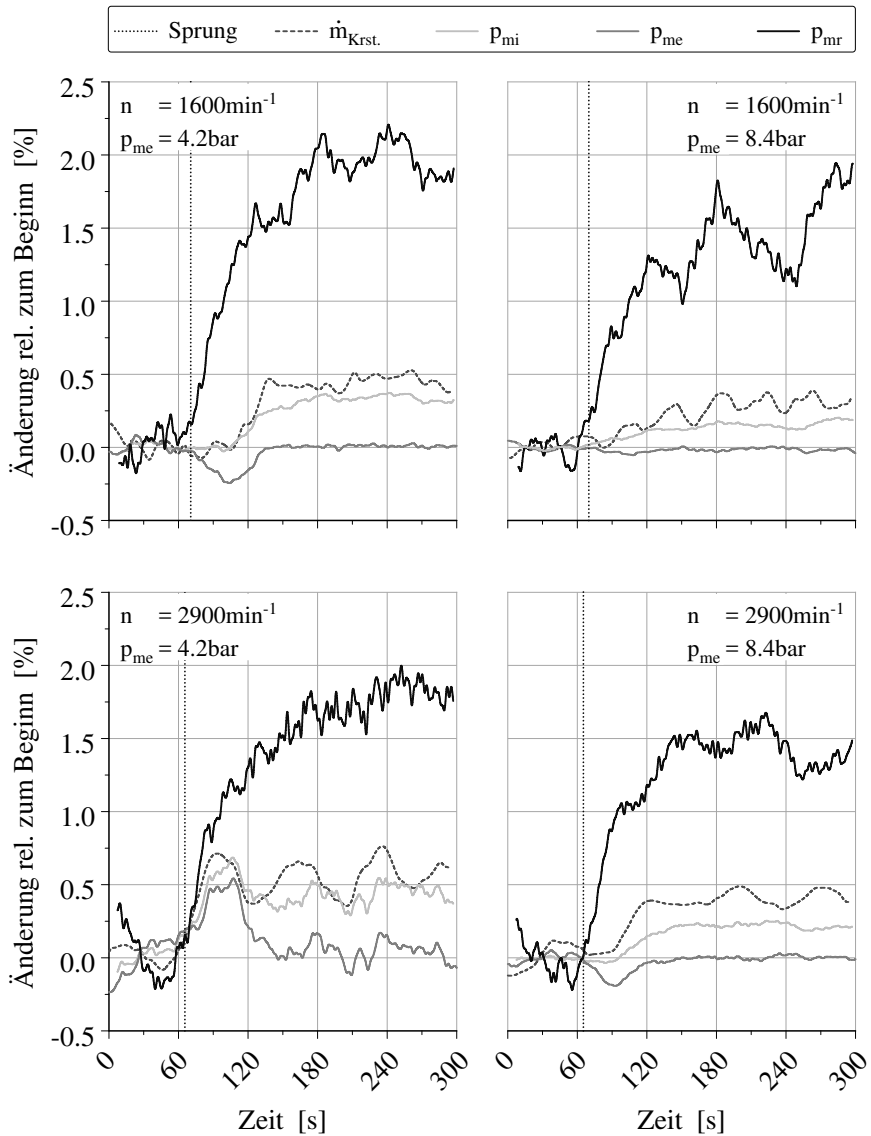


Abbildung 6.15: Relative Entwicklung der Mitteldrücke und des Kraftstoffverbrauchs verschiedener Temperatursprünge

auch in den weiteren vermessenen, hier aber nicht detailliert dargestellten Betriebspunkten, zeigt. Zudem wird ersichtlich, dass die Regelung des effektiven Moments über die Fahrpedalstellung sehr konservativ gehalten war und einige Zeit braucht, um den Zielwert wieder zu erreichen. Diese Einstellungen wurden gewählt, um einem Aufschwingen der Kombination aller Regler (Prüfstandssteuerung, Umrichter, Motorsteuerggerät) so weit wie möglich entgegenzuwirken (s. Abbildung 6.15 links unten). Es ist festzuhalten, dass die hier erwähnte Quereinflussung der Regler in den meisten Fällen nicht relevant ist. Da im Falle der durchgeführten Messungen jedoch sehr geringe Änderungen der betrachteten Größen erfasst werden müssen, haben bereits sehr kleine Störungen einen Einfluss auf die Interpretierbarkeit der Messergebnisse. Insbesondere hin zu noch geringeren Drehzahlen erschwerte die Überlagerung der beteiligten Regler die Messung.

Es ist zu erkennen, dass der größte Teil der Reibmitteldruckänderung innerhalb der ersten 60 bis 90 s nach dem Sprung erfolgt. Somit kann von einer relativ direkten Reaktion der Reibkennwerte auf eine Änderung der Ölzulauftemperatur am Lagereintritt ausgegangen werden. Abbildung 6.16 zeigt die Dauer bis zum Erreichen einer signifikanten Abkühlung (-10 K) und zum Erreichen des Endwerts (2 K über Mittelwert der letzten 30 s der Messung) der Messstelle in der Verbindungsbohrung des ersten Hauptlagers und des Hubzapfens des ersten Zylinders in der Kurbelwelle. Die dargestellten Werte entsprechen der zeitlichen Differenz zwischen dem Zeitpunkt, an dem die Messstelle die entsprechende Abkühlung erreicht hat und dem Zeitpunkt, zu dem das kältere Öl am Eintritt in die externe Ölgalerie detektiert wurde. Die Dauer bis zu einer anfänglich signifikanten Abkühlung des Öls in der Verbindungsbohrung ist über der Last konstant und weist hinsichtlich der absoluten Werte eine geringe Drehzahlabhängigkeit auf. Bis die Endtemperatur (s.o.) fast erreicht ist vergeht jedoch deutlich mehr Zeit. Zudem ist hier neben einer starken Drehzahlabhängigkeit auch eine Lastabhängigkeit festzustellen, die mit sinkender Drehzahl zunimmt. Die Drehzahlabhängigkeit beider Kennwerte lässt sich über den, mit der Drehzahl steigenden Öldurchsatz begründen. Eine gesicherte Erklärung der Lastabhängigkeit ist auf Basis der Messdaten nicht möglich.

Grundsätzlich festhalten lässt sich, dass die nach einem abrupten Lastsprung notwendige, zügige Abkühlung des Öls (vgl. [7]) durch schnelles Umschalten der Ölversorgung möglich ist. Im Fall der Haupt- und Pleuellager wird die

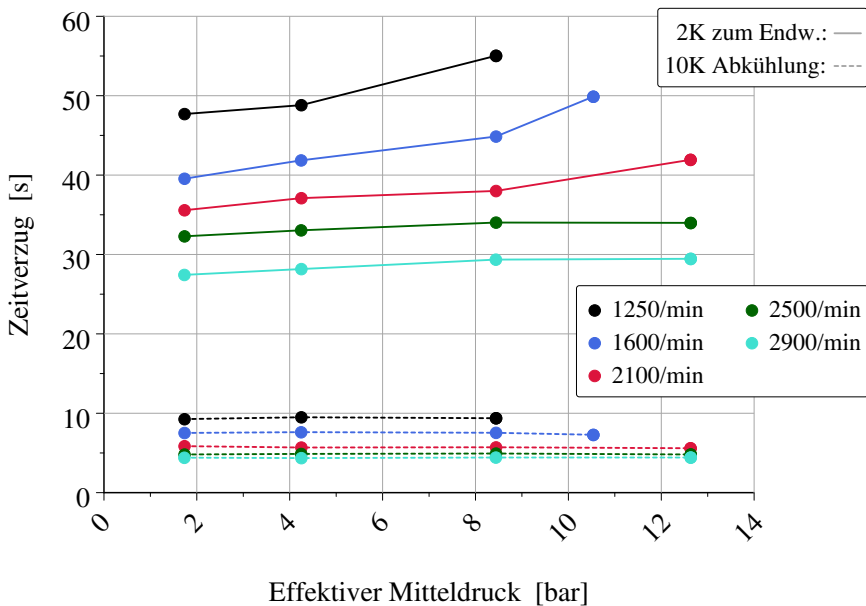


Abbildung 6.16: Dauer bis zum Erreichen einer signifikanten Abkühlung und bis zum Erreichens des Endwerts in der Verbindungsbohrung (HL1-PL1) in der Kurbelwelle

Messstelle als die kritischste angenommen, die bezüglich der Ölversorgung die längste Laufstrecke aufweist. Für den untersuchten Versuchsträger ist dies das Pleuellager des ersten Zylinders. Für alle hier untersuchten Betriebspunkte hat sich gezeigt, dass an der Messstelle in der Ölzuführung dieses Lagers eine signifikante Abkühlung von 10 K in weniger als 11 Sekunden möglich ist. Im Mittel beträgt diese Zeitspanne nur etwa 6,2 s. Die Dauer bis zum Erreichen eines stationären Betriebszustandes und damit eines stationären Reibungszustandes differiert jedoch abhängig von Drehzahl und Last.

Abbildung 6.17 zeigt zusammenfassend die relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs zwischen dem stationären Zustand vor dem Sprung (Mittelungsdauer 55 s) und dem Mittelwert der letzten 70 Sekunden der Messung. Es gilt zu beachten, dass bis zum Messende in der Regel noch kein vollständig stationärer Motorbetrieb erreicht war. Zudem muss, basierend auf den Ausführungen weiter

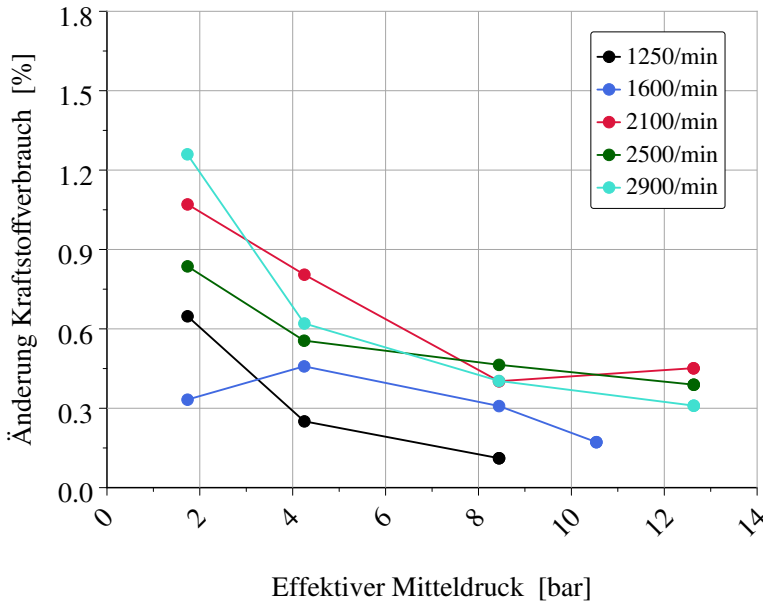


Abbildung 6.17: Relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs zwischen Messbeginn und Messende

oben, insbesondere der Kurve bei einer Drehzahl von 1250 min^{-1} eine höhere Unsicherheit beigemessen werden. Die Kurven weisen über alle Drehzahlen hinweg einen sehr ähnlichen Verlauf auf (ausgenommen eines Ausreißers der Kurve bei 1600 min^{-1}). Der Rückgang der relativen Änderung mit steigendem effektivem Mitteldruck wurde bereits weiter oben diskutiert. Abhängig von der Drehzahl liegt die Zunahme des Kraftstoffverbrauchs bei maximal $1,26 \%$. Im Mittel steigt er um etwa $0,5 \%$. Dieser Mehrverbrauch kann primär dem durch die sprunghafte Änderung der Öltemperatur verursachten Reibungsanstieg zugeschrieben werden, der im Mittel circa $1,6 \%$ beträgt.

Messreihe 2 konzentriert sich auf den zeitlichen Temperaturverlauf im Rumpfmotor nach einem Temperatursprung der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager. Im Rahmen dieser Messreihe wurden Betriebspunkte zwischen 1500 und 3500 min^{-1} ($\Delta n = 500 \text{ min}^{-1}$) mit einer Last von 20% des jeweiligen maximalen Moments betrachtet. Die Temperaturentwicklung der oberen Pleu-

ellagerschale des dritten Zylinders lag hierbei im Fokus der Untersuchungen. Abschnitt 4.4.4.2 beschreibt die eingesetzte Messtechnik.

Abbildung 6.18 zeigt die Temperatur- und Druckverläufe eines Temperatursprungs der zweiten Messreihe bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 4,5 bar (20 % der Volllast bei dieser Drehzahl). Es fällt auf, dass die Temperatur der Lagerschale bei $125 \text{ }^\circ\text{C}$ Ölzufuhrtemperatur unterhalb der $125 \text{ }^\circ\text{C}$ liegt. Begründen lässt sich dies über die hohe Temperaturdifferenz zwischen Schmieröl und Wassermantel ($92 \text{ }^\circ\text{C}$ am Austritt) des Motors. Der dadurch hervorgerufene Wärmestrom aus dem Öl in die umliegende Bauteilstruktur führt zum Absinken der Temperatur. Bei höheren Drehzahlen und größeren Öldurchsätzen (Abbildung A3.1) geht der Einfluss dieses Effekts zurück und der Einfluss eines anderen Effekts gewinnt an Bedeutung. In den Haupt- und Pleuellagern wächst der zusätzliche Wärmeeintrag in das Öl und die Bauteilstruktur, hervorgerufen durch die zunehmende Lagerreibung. Erkennbar ist dies daran, dass die Temperatur am Lagerschalenrücken, insbesondere aber unter der Gleitlageroberfläche, nun deutlich über der eigentlichen Ölzufuhrtemperatur liegt. Zum einen fällt hier also der abkühlende Effekt in den Ölkanälen aufgrund des höheren Durchsatzes geringer aus, zum anderen entsteht zusätzliche Wärme in den Lagern. Im Anschluss an den Temperatursprung nähern sich die Temperaturen innerhalb des Ölkreislaufs, abhängig von der Position der Messstelle, unterschiedlich schnell einem geringeren Niveau an. Bezüglich der Messstellen in den Stichleitungen zum ersten und dritten Hauptlager ist anzumerken, dass diese aufgrund des verfügbaren Bauraums und dem Bestreben, die Reduzierung des Strömungsquerschnitts der Leitung durch das Thermoelement möglichst gering zu halten, mit reduzierter Einstecktiefe montiert wurden. Dies bedingt einen erhöhten Einfluss der Bauteiltemperatur des Kurbelgehäuses auf den gemessenen Absolutwert der Temperatur durch den verkürzten Wärmeleitweg zwischen Messspitze und Bauteil. Da hier jedoch das vorrangige Ziel darin bestand, den Zeitpunkt einer betragsmäßig großen Temperaturänderung des durchströmenden Mediums zu ermitteln, ist der oben genannte Effekt von vernachlässigbarer Relevanz und wurde daher in Kauf genommen. Zur Interpretation der Temperaturverläufe und der absoluten Temperaturniveaus der beiden Messstellen muss dies jedoch berücksichtigt werden.

Über alle vermessenen Drehzahlen lässt sich erkennen, dass nach etwa 60 s die Endtemperatur an den Messstellen des Pleuellagers bis zu einem Abstand von

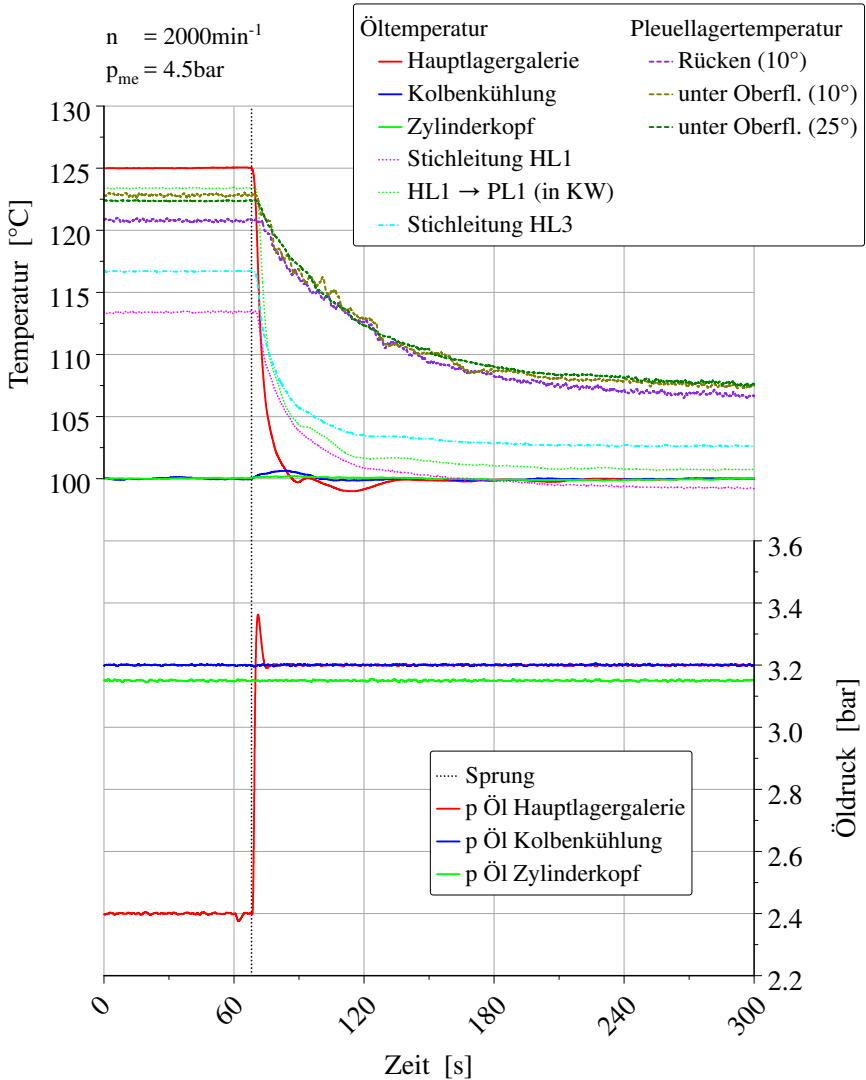


Abbildung 6.18: Temperatur- und Druckverläufe eines Temperatursprungs bei 4,5 bar effektivem Mitteldruck und einer Drehzahl von 2000 min^{-1}

unter 5 K erreicht ist. Diese liegt, abhängig von der Motordrehzahl und –last, zwischen etwa 5 und 14 K über der Ölzufuhrtemperatur. Da die Temperatur des Wassermantels ebenfalls deutlich unterhalb dieses Temperaturniveaus liegt, muss es also auch hier zu nicht vernachlässigbaren Wärmeeinträgen in das Öl und die Bauteilstruktur durch die Lagerreibung kommen.

Zusammenfassend wird in Abbildung 6.19 die Zeitspanne zwischen Eintritt des kälteren Öls in die externe Ölgalerie der Haupt- und Pleuellager und der Abkühlung der Messstelle um 10 K dargestellt. Die Abbildung umfasst die Ergebnisse aller in Messreihe 2 durchgeführten Temperatursprunguntersuchungen. Das Öl selbst kühlt bei allen untersuchten Drehzahlen und unabhängig von der Messstelle in weniger als 11 Sekunden ab. Die Bauteiltemperaturen der Lagerschale benötigen dafür, abhängig von der Drehzahl, zwischen 3- und 9-mal länger (als 11 s). Im Vergleich zur oberflächennahen Temperaturmessstelle dauert es im Mittel 8,5 Sekunden länger bis der Lagerschalenrücken an

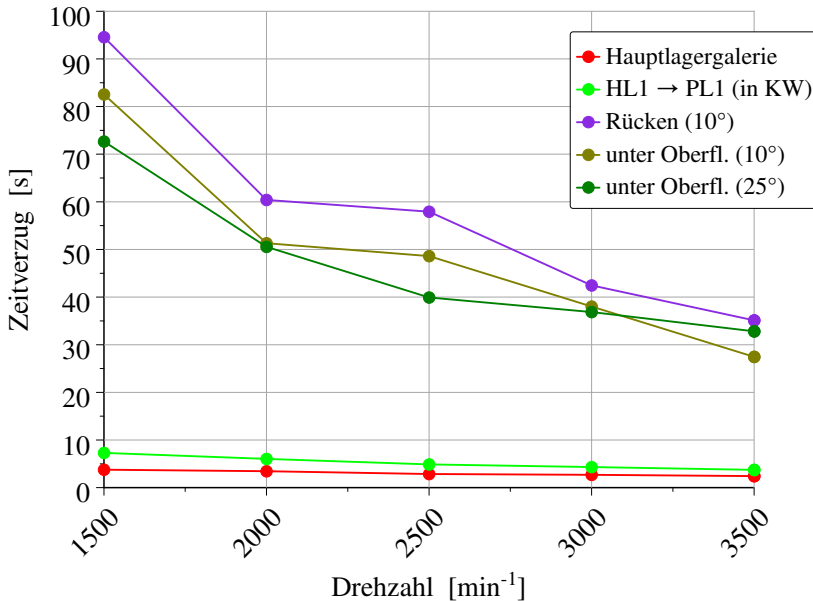


Abbildung 6.19: Zeitspanne bis zur Abkühlung der jeweiligen Messstelle um 10 K

derselben Winkelposition um 10 K abgekühlt ist. Mit steigender Drehzahl und steigendem Öldurchsatz reduziert sich die Zeitspanne zur Abkühlung der Lagerschale stark. Da es sich hierbei jedoch um Bauteiltemperaturen handelt, sind den letztendlichen Auswirkung dieser Temperaturen auf die Ölfilmtemperatur eine größere Bedeutung hinsichtlich des Reibungszustandes im Lager beizumessen als dem Absolutwert selbst. Vergleicht man die dargestellten Zeitspannen mit den Verläufen der Reibung in Abbildung 6.15 so liegt es zumindest nahe, dass es hier zu einer nicht zu vernachlässigenden Wechselwirkung zwischen Bauteil- und Schmierfilmtemperatur kommt.

Die Messreihen 2 und 4 liefern eine Übersicht über die zeitlichen Verläufe der Reibung, des Kraftstoffverbrauchs und der Temperaturen im Ölkreis und der Pleuellagerschale, die auf eine abrupte Änderung der Ölversorgungstemperatur folgen. Insbesondere die Verläufe der Reibung und der Temperaturen zeigen, dass eine hochdynamische, drehzahl- und lastabhängige Regelung der Öltemperatur im Fahrbetrieb bei konventionellen Motorkonzepten nicht zielführend ist, da die thermischen Trägheiten eine entsprechend schnelle Reaktion des Gesamtsystems verhindern. Auf Basis der Ergebnisse des Partnerinstituts [7] und der hier vorgestellten Messreihen lässt sich allerdings schließen, dass selbst bei unvorhergesehenen, spontanen Lastsprüngen eine notwendige Nachführung der Öltemperatur ausreichend schnell erfolgen kann, d.h. in ähnlichen Zeitfenstern wie auf dem Gleitlagerprüfstand, um die Standzeit und den Verschleiß der Gleitlager nicht übermäßig zu beeinträchtigen. Einer trägeren, möglicherweise vorausschauenden Regelung (s. Kapitel 8) wäre es somit möglich, in kritischen Fällen die Öltemperatur ausreichend schnell zu senken. Für eine reale Umsetzung sollte jedoch direkt auch das Ölleitungssystem des Motors im Hinblick auf möglichst schnelle Reaktionszeiten optimiert werden.

6.2.3 Öldurchsatzvermessung der Haupt- und Pleuellager

Primäres Ziel dieser Messreihe war die Erstellung eines Kennfeldes zur Abbildung der notwendigen hydraulischen Leistung der Ölversorgung der Haupt- und Pleuellager im Modell der Fahrprofilsimulation. Neben der Abhängigkeit des Durchsatzes von Öltemperatur und Motordrehzahl wurde zusätzlich der Einfluss der Motorlast untersucht.

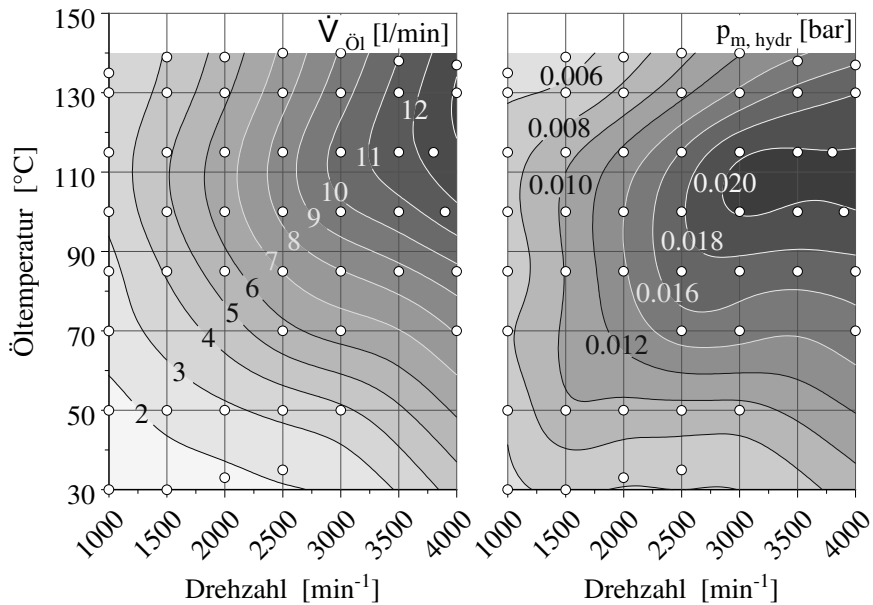


Abbildung 6.20: Öldurchsatz der Haupt- und Pleuellager in Abhängigkeit von Ölzufuhrtemperatur und Motordrehzahl (li.) und der sich daraus ergebende Mitteldruck unter Vernachlässigung des Pumpenwirkungsgrades (re.)

Abbildung 6.20 zeigt die ermittelten Verläufe des Ölvolumenstroms und des sich aus der notwendigen hydraulischen Arbeit ergebenden Mitteldrucks bei einer konstanten Last von 1,7 bar effektivem Mitteldruck. Entsprechend bekannter Zusammenhängen sind bei Ölpumpen von der Art der Serienölpumpe insbesondere niedrigere Drehzahlen geeignet, um den Ölvolumenstrom und -druck und damit auch die notwendige hydraulische Leistung zu senken. Im dargestellten Mitteldruckkennfeld, das definitionsgemäß dem Reibmitteldruck zuzurechnen ist, liegen das Maximum bei 0,02 bar und das Minimum bei 0,005 bar. Insbesondere im Temperaturbereich oberhalb von 70 °C ist für den Versuchsträger und dessen durch die Serienölpumpe bestimmten Öldruckverlauf eine starke Drehzahlabhängigkeit des Reibmitteldrucks erkennbar. Unterhalb dieses Bereichs geht der Drehzahleinfluss auf den aus der hydraulischen Leistung resultierenden Reibmitteldruck stark zurück.

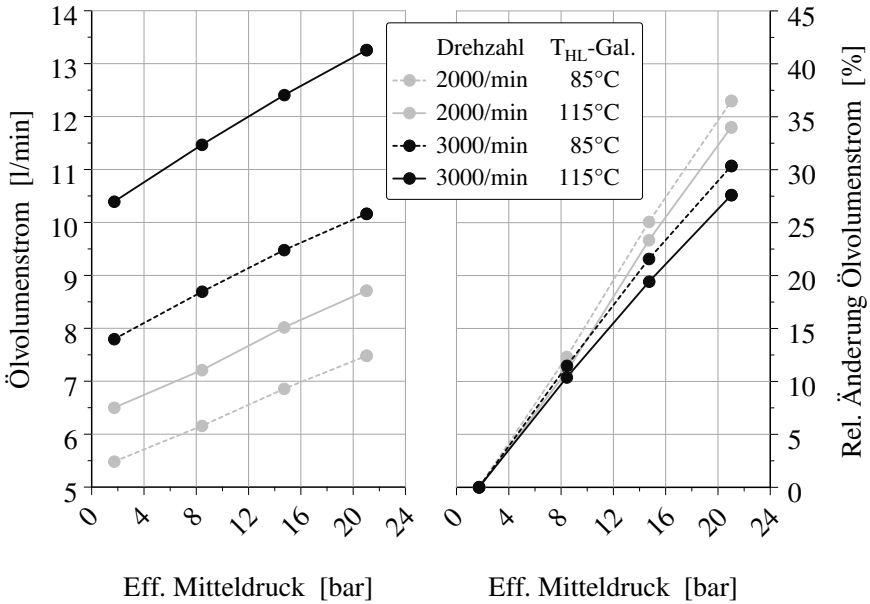


Abbildung 6.21: Lastabhängigkeit des Ölvolumenstroms durch Haupt- und Pleuellager

Abbildung 6.21 beschreibt die Lastabhängigkeit des Ölvolumenstroms durch Haupt- und Pleuellager für zwei Drehzahlen und zwei Öltemperaturen. Es zeigt sich ein nahezu linearer Anstieg des Durchsatzes über der Last. Relativ zum Bezugspunkt bei gleicher Drehzahl, Last und 1,7 bar effektivem Mitteldruck steigt er bis zur maximalen Last im Mittel um 32 % an. Zudem weist der Gradient sowohl eine Abhängigkeit von Drehzahl als auch Öltemperatur auf. Erklärt werden kann dies durch mehrere Effekte, die sich zudem gegenseitig überlagern. Die Drehzahl hat direkten Einfluss auf die Strömungsverhältnisse im Schmierpalt. Die Motorlast erhöht zum einen die Lagerlast, was zu einem erhöhten Temperatureintrag in den Schmierfilm und damit zu einer geringeren Ölviskosität im Lager führt, zum anderen verändert sich die Verlagerungsbahn der Wellenzapfen, wodurch die Strömungsverhältnisse im Lager zusätzlich beeinflusst werden. Die gezeigten Abhängigkeiten wurden aufgrund ihrer Größenordnung und der sich daraus ergebenden Relevanz ebenfalls in der Gesamtfahrzeugsimulation berücksichtigt.

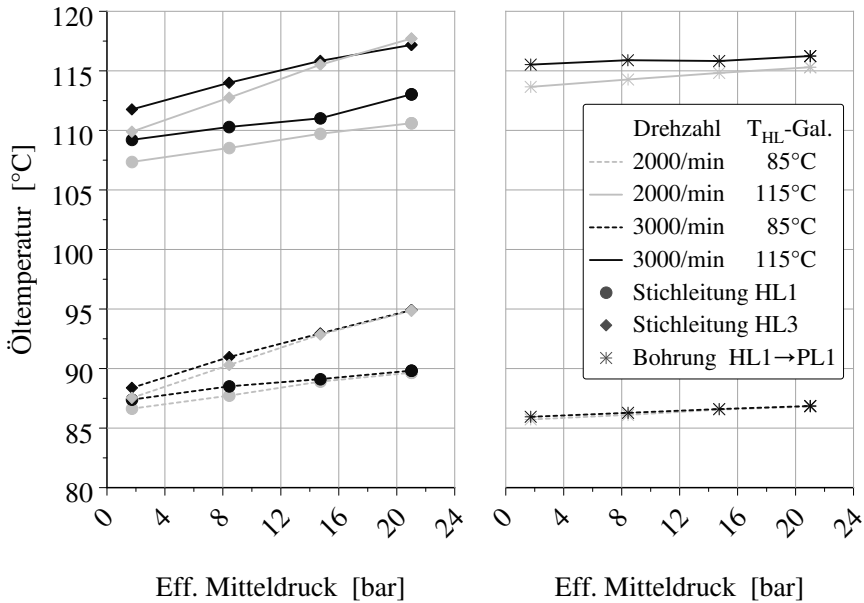


Abbildung 6.22: Lastabhängigkeit der Öltemperatur in den Stichleitungen zu Hauptlager 1 und 3 (li.) und in der Verbindungsbohrung (HL1-PL1) in der Kurbelwelle (re.)

In Abbildung 6.22 ist die Lastabhängigkeit der Öltemperaturen in den Stichleitungen zum ersten und dritten Hauptlager und in der Verbindungsbohrung zwischen dem ersten Hauptlager und dem ersten Pleuellager in der Kurbelwelle dargestellt. Hauptlager 1 befindet sich steuertriebseitig an der Stirnseite des Motors, der Lagerstuhl von Hauptlager 3 befindet sich hingegen im Inneren des Motors zwischen zwei Zylindern. Durch die bessere Isolation gegenüber der Umgebung liegen daher sowohl die Bauteil- als auch die direkten Umgebungstemperaturen des dritten Hauptlagers über denen des ersten. Dies erklärt nicht nur das höhere Temperaturniveau, sondern auch die stärkere Lastabhängigkeit der Ölzufuhrtemperaturen vor Hauptlager 3. Die maximale Änderung beträgt für das dritte Hauptlager etwa 7 K und für das erste Hauptlager etwa 4 K. Wie bereits im vorherigen Kapitel (Abschnitt 6.2.2) ausgeführt, ist aufgrund der reduzierten Einstecktiefe der eingesetzten Thermolemente jedoch nicht auszuschließen, dass an diesen Messstellen ein Bauteiltemperatureinfluss

auf die Messgröße existiert. Dies macht es notwendig, den Ergebnissen eine größere Unsicherheit einzuräumen. Eine Berücksichtigung dieses Effekts in der Gesamtfahrzeugsimulation fand daher nicht statt, da zudem die Trägheit dieser Effekte auf Basis der vorliegenden Messungen nicht hinreichend genau abgebildet wird. Des Weiteren liegt das (mittlere) Last- und Drehzahlniveau der untersuchten Fahrprofile bei moderaten Werten.

Die Lastabhängigkeit der Öltemperatur in der Kurbelwelle zwischen Hauptlager 1 und Pleuellager 1 (Abbildung 6.22 rechts) weist einen erkennbar geringeren Einfluss der Last auf die Temperatur auf als die Stichleitungen. Begründen lässt sich dies über den geringeren Ölstrom durch diese Bohrung und einer wahrscheinlich geringeren Bauteiltemperatur der Kurbelwelle, die außerdem stärker vom Einfluss der Verbrennungs- und Wassermanteltemperaturen entkoppelt ist. Die Differenz der Temperaturniveaus zwischen Stichleitung und Bohrung in der Kurbelwelle bekräftigen die obige Annahme eines Einflusses der Bauteiltemperatur auf die Messgröße in den Stichleitungen. Das primäre Ziel dieser Messreihe, die Ableitung einer Ölschluckkurve der Haupt- und Pleuellager, wird dadurch jedoch nicht beeinträchtigt.

Abbildung 6.23 zeigt den Verlauf des Reibmitteldrucks und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs des Gesamtmotors über dem vermessenen Kennfeld (konstante Last von $1,7 \text{ bar } p_{me}$). Ab etwa $90 \text{ }^\circ\text{C}$ weist der Reibmitteldruck eine nur noch sehr geringe Temperaturabhängigkeit auf. Unterhalb dieser Temperatur sind deutlich stärkere Abhängigkeiten zu beobachten. Insgesamt ist der qualitative Verlauf dem der Stripmessungen des Vollmotors durchaus ähnlich.

Im rechten Diagramm lässt sich ein Minimum des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei hohen Ölzufuhrtemperaturen der Haupt- und Pleuellager und einer Drehzahl von 1500 min^{-1} erkennen. Die Temperaturabhängigkeit nimmt auch hier mit zunehmender Temperatur stetig ab. Mit steigender Drehzahl nimmt der spezifische Kraftstoffverbrauch überproportional zu. Unabhängig vom eigentlichen Ziel der Messreihe zeigt sich somit auch für den Gesamtmotor ein Bestpunkt bei geringer Drehzahl und hohen Öltemperaturen der Haupt- und Pleuellager.

Abschließend stellt Abbildung 6.24 die relative Kraftstoffverbrauchsänderung bezogen auf $85 \text{ }^\circ\text{C}$ und die jeweils gleiche Drehzahl dar. Auch hier ist der Rückgang des Änderungsgradienten mit steigender Öltemperatur deutlich erkennbar.

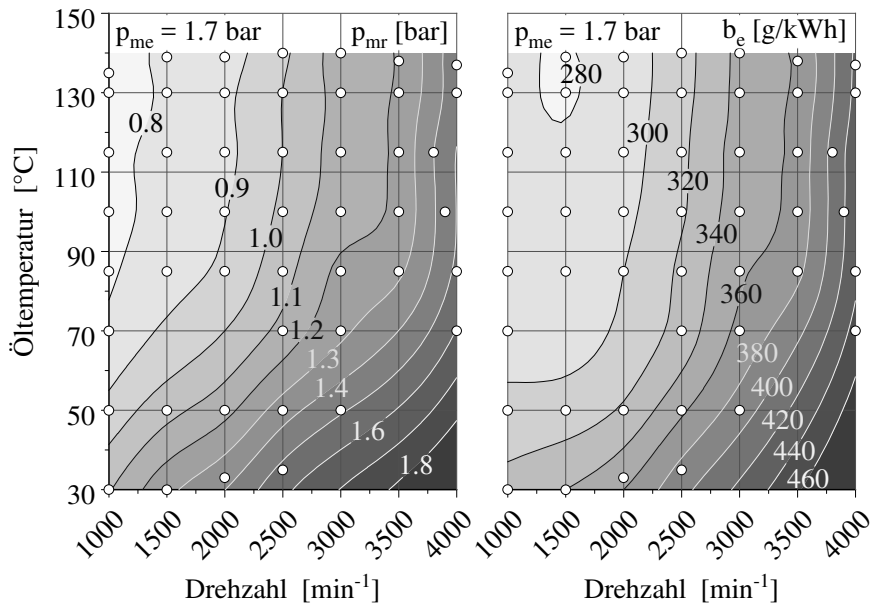


Abbildung 6.23: Reibmitteldruck (li.) und spezifischer Kraftstoffverbrauch (re.) des Versuchsträgers bei Variation der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager

Das höchste Potential der Verbrauchsreduktion durch eine Erhöhung der Öltemperatur liegt jedoch nicht bei der Drehzahl mit dem geringsten spezifischen Verbrauch, sondern bei etwa 2750 min^{-1} .

Der qualitative Verlauf des Kennfeldes zeigt erkennbare Ähnlichkeit zum Reibmitteldruckänderungskennfeld des Laufzeugs (Abbildung 6.6). Dies lässt zwei verschiedene Schlüsse zu. Zum einen ist es möglich, dass die Auswirkungen der Öltemperaturänderung in den Haupt- und Pleuellagern auf die Reibung gegenüber den Auswirkungen, die aus der Änderung der Öltemperatur der Kolbenspritzen in der oben genannten Stripstufe resultieren, dominieren. Zum anderen ist es ebenfalls möglich, dass die Temperaturänderung der Pleuellager sehr ähnliche Auswirkungen auf die Reibung hat, wie die Änderung der Öltemperatur der Haupt- und Pleuellager. Eine Bestätigung einer der beiden Behauptungen ist auf Basis der Messdaten jedoch nicht möglich.

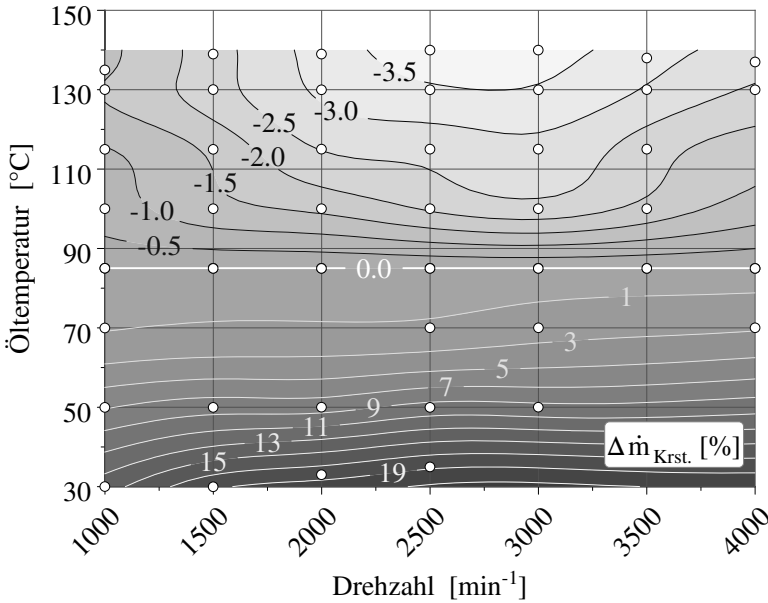


Abbildung 6.24: Relative Kraftstoffverbrauchsänderung bei Variation der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager (Bezugspunkte: 85 °C und gleiche Drehzahl)

6.2.4 Verbrauchskennfeld

Ziel dieser Messreihe war die Erstellung eines Verbrauchskennfeldes. Da dieses Kennfeld im weiteren Verlauf der Arbeit in die Gesamtfahrzeugsimulation eingepflegt werden sollte, wurde eine entsprechend höhere Auflösung der Messpunkte gewählt. Die Vermessung fand unter konstanten Randbedingungen von 100 °C Öl- und 92 °C Wassertemperatur am Motorausstritt statt. Abbildung 6.25 (links) zeigt das sich aus der Vermessung ergebende Muscheldiagramm. Es gilt zu beachten, dass der Motor bei der Vermessung ohne interne Öl- und Wasserpumpe betrieben wurde.

Im rechten Teil der Abbildung ist das aus den Messdaten extrapolierte Kennfeld für die Gesamtfahrzeugsimulation als Funktion der Motordrehzahl und des indizierten Mitteldruckes zu sehen. Hin zu geringeren indizierten Mitteldrücken

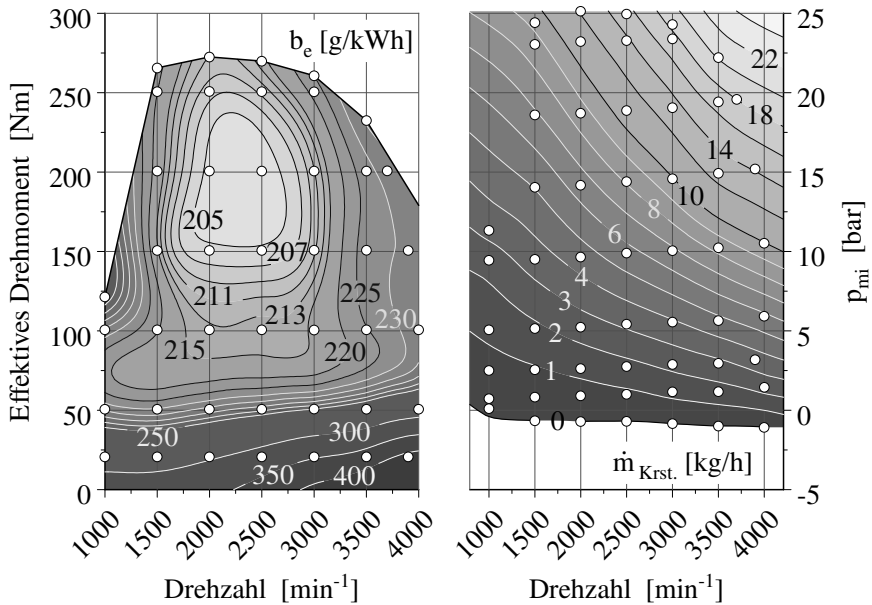


Abbildung 6.25: Muscheldiagramm (li.) und Verbrauchskennfeld (re.) für die Gesamtfahrzeugsimulation

wurde die Auflösung der Messpunkte verfeinert, um die für die simulierten Fahrzyklen relevanten Bereiche entsprechend gut abbilden zu können.

6.2.5 Einspritzvariation

Nicht nur die integrale Größe der Last (indizierter bzw. effektiver Mittel- druck), sondern auch die Ausprägung des zugrundeliegenden Zylinderdruck- verlaufs können die Gesamtreibung des Verbrennungsmotors beeinflussen. Ab- bildung 6.26 zeigt für eine konstante Drehzahl von 1500 min^{-1} sechs unter- schiedliche Zylinderdruckverläufe, die alle im selben effektiven Mittel- druck von $4,2 \text{ bar}$ resultieren. Sie sind ein Ergebnis einer Variation des Einspritz- zeitpunkts der Vor- und Haupteinspritzung. Alle übrigen Parameter blieben im Rahmen dieser Messungen unangetastet bzw. wurden weiterhin durch das Motorsteuergerät kontrolliert.

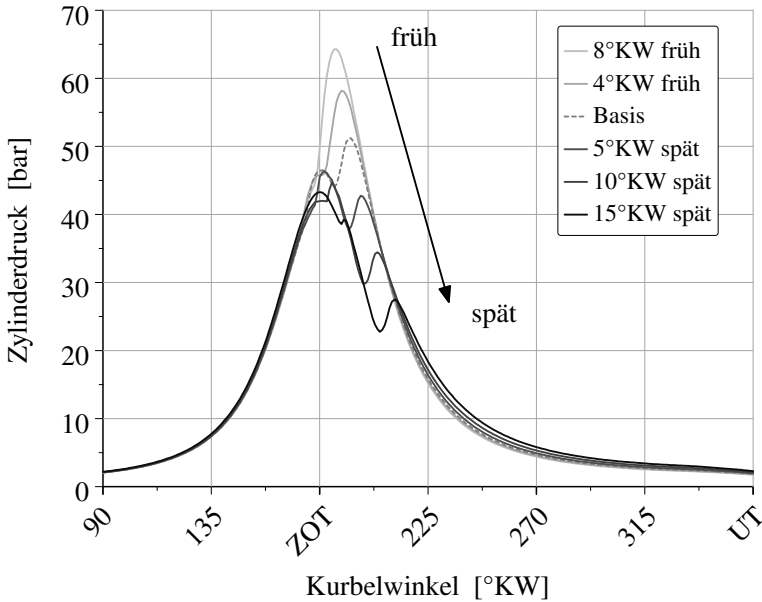


Abbildung 6.26: Zylinderdruckverläufe bei variiertem Einspritzbeginn und konstanter Drehzahl

Der Zylinderdruckverlauf hat maßgeblichen Einfluss sowohl auf die Belastungen im Kolben-Liner Kontakt als auch in den Lagern des Pleuels und der Kurbelwelle. Entsprechend ist davon auszugehen, dass sich durch die dargestellte Variation auch die Reibung in den genannten Paarungen ändert. Zur genaueren Bestimmung der Tragweite des Einflusses wurden im Rahmen dieser Messreihe, analog den im Diagramm gezeigten Variation, jeweils drei Drehzahlen bei zwei Lasten untersucht.

Abbildung 6.27 stellt die Ergebnisse dieser Untersuchungen dar. Aufgetragen ist die relative Änderung des Reibmitteldrucks über der Früh- und Spätverstellung des Einspritzbeginns. Als Ausgangs- bzw. Referenzpunkt dient bei jeder Drehzahl und Last die Standardapplikation des Motorsteuergeräts. Bei einer Frühverstellung lässt sich eine eindeutige Zunahme des Reibmitteldrucks erkennen, die bei höherer Last größer ausfällt. Verschiebt sich der Einspritzzeitpunkt nach spät, nimmt die Reibung ab, allerdings mit weniger ausgeprägtem Gradienten-

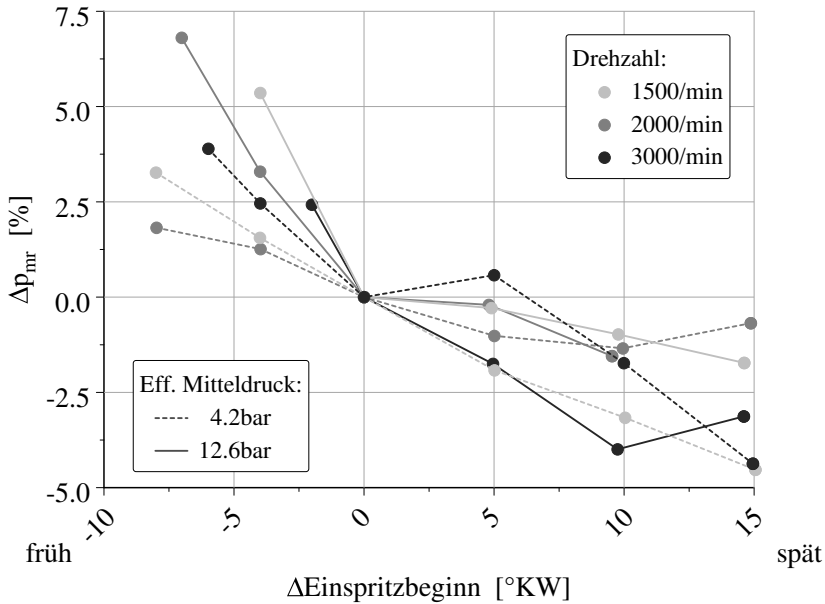


Abbildung 6.27: Änderung des Reibmitteldrucks in Abhängigkeit des Einspritzbeginns

ten und keinem eindeutigen Lasteinfluss. Für manche Betriebspunkte steigt der Reibmitteldruck mit zunehmender Spätverstellung teilweise wieder im vernachlässigbaren Maße an. Anhand dieser Ergebnisse lässt sich daher ein messbarer Zusammenhang zwischen tatsächlicher Ausprägung des Zylinderdrucks und der Gesamtmotorreibung festhalten.

Bei einer ganzheitlichen Betrachtung darf jedoch nicht außer Acht gelassen werden, dass der Wirkungsgrad der Kraftstoffumsetzung im Brennraum durch eine Variation der Einspritzparameter ebenfalls beeinflusst wird. Dieser Einfluss verhält sich meist gegenläufig zu dem der Reibungsänderung und überwiegt ihn in der Regel auch. Eine Berücksichtigung der beschriebenen Effekte im Gesamtfahrzeugmodell ist nicht notwendig, da dieses auf der Standardapplikation des Versuchsträgers basiert und somit die oben festgestellten Einflüsse bereits im Verbrauchskennfeld (Abschnitt 6.2.4) enthalten sind.

6.2.6 Zusammenfassung der Ergebnisse der gefeuerten Untersuchungen

Auf Basis der Ergebnisse der gefeuerten Untersuchungen bestätigen sich die Schlussfolgerungen der Stripmessungen. Einige Baugruppen eignen sich besser für ein lokales Ölthermomanagement als andere. Insbesondere die Haupt- und Pleuellager zeigen deutlich mehr Potential zur Reduktion der Gesamtmotorreibung als die Komponenten des Zylinderkopfes.

Des Weiteren lässt sich festhalten, dass eine relativ schnelle Änderung der Öltemperatur zu einer zügigen Reduzierung der Temperaturen der Pleuellager führt. Hierbei zeigen sich jedoch auch die Grenzen konventioneller Ölkreisläufe, da die Volumina und die thermischen Trägheiten der umgebenden Strukturen einer (hoch-)dynamische Regelung der Öltemperatur im Wege stehen. Eine Lastabhängigkeit des Öldurchsatzes der Haupt- und Pleuellager ist ebenfalls durch die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen nachgewiesen.

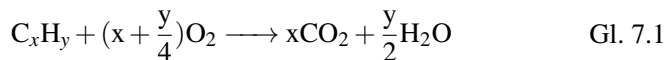
Abschnitt 6.2.5 beleuchtet den Einfluss des Zylinderdruckverlaufs auf die Gesamtreibung des Motors. Die Ergebnisse lassen pauschale Aussagen nur eingeschränkt zu und konzentrieren sich primär auf die Reibungsänderung. Eine Betrachtung des Gesamtwirkungsgrades findet im Rahmen dieser Untersuchungen nicht statt. Dennoch zeigen sie einen messbaren Einfluss des Zylinderdruckverlaufs auf die Gesamtreibung des Motors. Weitere Untersuchungen in dieser Hinsicht sind jedoch notwendig.

Eine Auswahl der im Rahmen der gefeuerten Messungen erstellten Kennfelder und ermittelten Zusammenhänge finden im weiteren Verlauf bei der Bedatung des Gesamtfahrzeugmodells Verwendung (s. Abschnitt 4.5). Sie sind für die Belastbarkeit der Simulationsergebnisse von großer Bedeutung.

7 Ergebnisse der simulativen Untersuchungen

Das folgende Kapitel beschäftigt sich mit der Darstellung und Interpretation der Ergebnisse der Längsdynamik-Simulation. Wie bereits in Abschnitt 4.5 dargestellt, dienen diese Simulationsrechnungen dazu, auf Basis mehrere Fahrprofile das mögliche Potential der in dieser Arbeit untersuchten Maßnahmen weiter abzuschätzen und in einen greifbareren Kontext zu setzen.

Wie Tabelle 4.7 zu entnehmen, wurden, neben einer Basiskonfiguration, auch eine Variante mit Start-Stopp-Automatik, eine Variante mit konstantem Öldruck und eine Variante mit begrenztem Öldruck untersucht. Die im Folgenden dargestellten, wegspezifischen CO₂ Emissionswerte gehen von einer vollständigen und idealen Umsetzung des aufgewendeten Kraftstoffs aus.



Die in diesem Kapitel dargestellten Diagramme zeigen entweder die aus den Simulationsergebnissen resultierenden absoluten CO₂-Emissionen in Abhängigkeit der Ölzufuhrtemperatur des jeweils betrachteten Ölkreises oder die absolute Änderung der CO₂-Emissionen, bezogen auf die Referenztemperatur von 85 °C. Es soll nochmals hervorgehoben werden, dass alle Berechnungen bei betriebswarmem Fahrzeug und Motor mit zusätzlichen, vereinfachenden Annahmen durchgeführt wurden (vgl. Abschnitt 4.5). Daher ist ein direkter Vergleich der dargestellten Werte mit Werten aus Zertifizierungsmessungen nicht möglich. Zusätzlich erfolgte eine Extrapolation der Werte hin zu höheren und geringeren Öltemperaturniveaus. Für den im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Versuchsträger und das verwendete Motoröl ist davon auszugehen, dass bei Öltemperaturen über 140 °C die Standzeit der Pleuellager bei hohen Lasten ohne Zuführung von kaltem Öl stark eingeschränkt wird (vgl. [7]). Somit ist die Extrapolation als eine weitere Abschätzung möglicher Potentiale auf Basis zukünftiger Öle, Lagermaterialien, Oberflächentexturierungen oder ähnlicher Maßnahmen zu sehen.

Dieses Kapitel enthält überarbeitete und erweiterte Versionen bereits veröffentlichter Inhalte [7, 8, 60, 85]. Das in [7] bereits vorgestellte Simulationsmodell wurde im Rahmen dieser Arbeit ebenfalls grundlegend überarbeitet und erweitert (vgl. Abschnitt 4.5).

7.1 Ergebnisse der Basiskonfiguration

Abbildung 7.1 zeigt die Simulationsergebnisse für die Basiskonfiguration, das heißt ohne zusätzliche Maßnahmen, wie beispielsweise einer Start-Stopp-Funktion oder einer erweiterten Öldruckregelung. Eine Beschreibung der drei Fahrprofile ist in Abschnitt 4.5 zu finden. Bei allen Fahrprofilen ist mit zuneh-

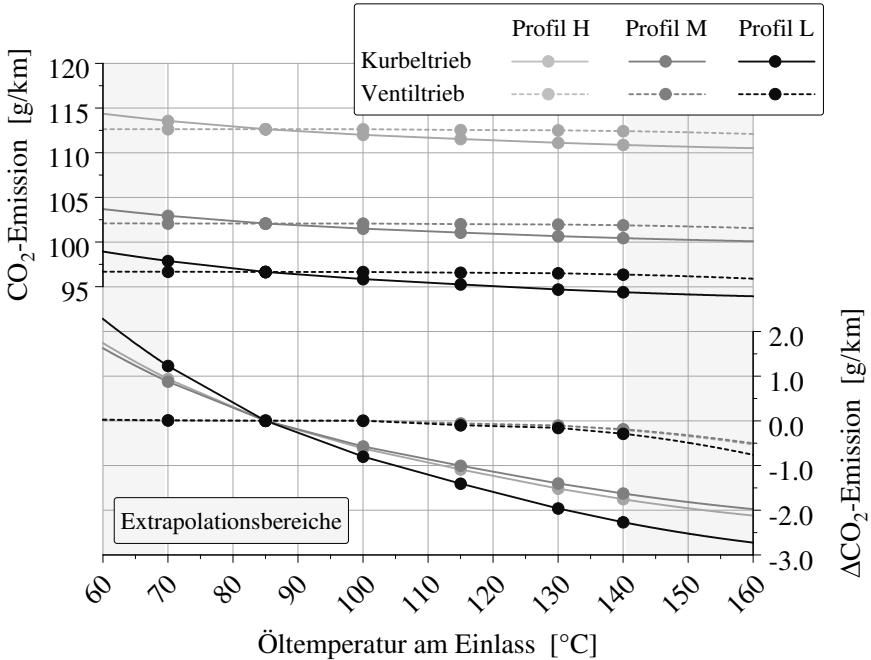


Abbildung 7.1: Abs. CO₂-Emissionen der Basiskonfiguration (oben) und deren Änderung bezogen auf den jew. Referenzpunkt (unten)

mender Öltemperatur eine Abnahme der absoluten CO₂-Emissionen und ein damit einhergehender Anstieg möglicher Einsparpotentiale erkennbar. Zudem ist ein Rückgang des Änderungsgradienten mit zunehmender Öltemperatur zu erkennen.

Der erzielbare Nutzen einer Erhöhung der Öltemperatur um 15 K bei einer Ausgangstemperatur von 85 °C ist somit höher als bei einer Ausgangstempera-

tur von beispielsweise 115 °C. Für den im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Versuchsträger ergibt sich für das Fahrprofil M, im als betriebssicher angenommenen Bereich, ein maximales CO₂ Einsparpotential von etwa 1,63 g/km bei einer Temperaturanhebung des Öls für Haupt- und Pleuellager um 55 K ausgehend von 85 °C. Bei den beiden anderen Fahrprofilen liegt das Potential bei gleicher Betrachtung mit 1,76 g/km für Profil H und mit 2,27 g/km für Profil L etwas höher.

Eine Variation der Ölzufuhrtemperatur des Ventiltriebs führt, verglichen mit den erreichbaren Potentialen im Kurbeltrieb, zu einer beinahe vernachlässigbaren Reduktion der CO₂-Emissionen, welche mit einer entsprechenden geringen Kraftstoffverbrauchsreduzierung gleichzusetzen ist. Hierbei gilt es zu beachten, dass die Potentiale durchaus höher ausfallen können, falls die Abkühlung des Öls zwischen Öleintritt in das Kurbelgehäuse und Erreichen des Zylinderkopfes respektive der Lagerstellen im Zylinderkopf eingeschränkt wird (vgl. Abschnitt 6.2.1). Wie bereits diskutiert, ist hier jedoch der notwendige Aufwand gegenüber den möglichen Einsparungen individuell abzuwägen. Je nach Betriebspunkt und Ursprung der thermischen Energie, die zur Erwärmung des Öls benötigt wird, gilt es zusätzlich abzuwägen, an welcher Stelle im Gesamtsystem diese jeweils den höchsten Nutzen verspricht.

7.2 Ergebnisse mit Start-Stopp-Funktion

In Abbildung 7.2 sind die Ergebnisse der Fahrprofilsimulation des Basismodells mit einer Erweiterung um eine Start-Stopp-Funktion dargestellt, d.h. der Motor stellt bei Stillstand des Fahrzeugs und getrennter Kupplung bzw. ohne eingelegten Gang ab.

Es fällt auf, dass sich die qualitativen Verläufe im Vergleich zur oben vorgestellten Basiskonfiguration nicht ändern, die absolute Lage der Kurven jedoch unterschiedlich stark in Richtung geringerer Werte verschoben wird. Der Betrag der Verschiebung ist primär vom prozentualen Anteil der Stillstandsphasen an der Gesamtdauer des jeweiligen Fahrprofils abhängig. Im Fahrprofil L (NEFZ) beträgt dieser beispielsweise knapp 24 % der Gesamtzeit, im Fahrprofil M (WLTC) sind es etwa 13 % [16] und im Profil H etwa 16 %. Zudem sinken auch die aus einer Temperaturanhebung resultierenden Einsparungen, da es während

der Stillstandsphasen des Verbrennungsmotors zu keiner weiteren Verbrauchsreduktion kommen kann. Grundsätzlich zeigen die Verläufe der Kurven jedoch starke Ähnlichkeit zu denen der Basisvariante.

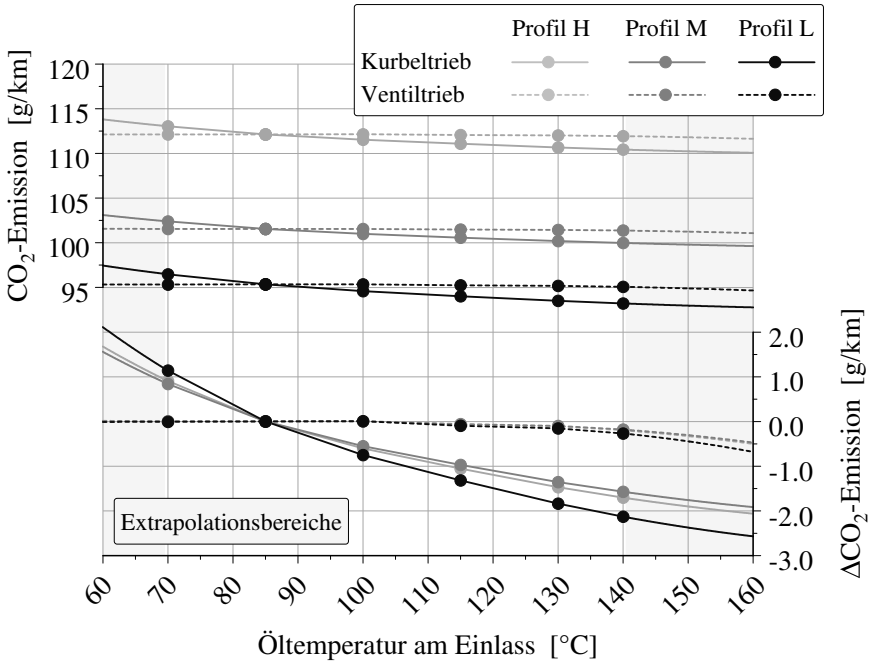


Abbildung 7.2: Abs. CO₂-Emissionen mit Start-Stopp Funktion (oben) und deren Änderung bezogen auf den jew. Referenzpunkt (unten)

7.3 Ergebnisse mit modifiziertem Öldruck

Abbildung 7.3 zeigt im oberen Teil die absolute Änderung der CO₂-Emissionen der verschiedenen Fahrprofile für eine Variante mit einem konstanten, weder von der Drehzahl noch von der Öltemperatur abhängigen Öldruck von 2,5 bar. Im unteren Teil der Abbildung sind die Ergebnisse für einen auf 2,5 bar begrenzten Öldruck dargestellt. In beiden Fällen werden ausschließlich die Aus-

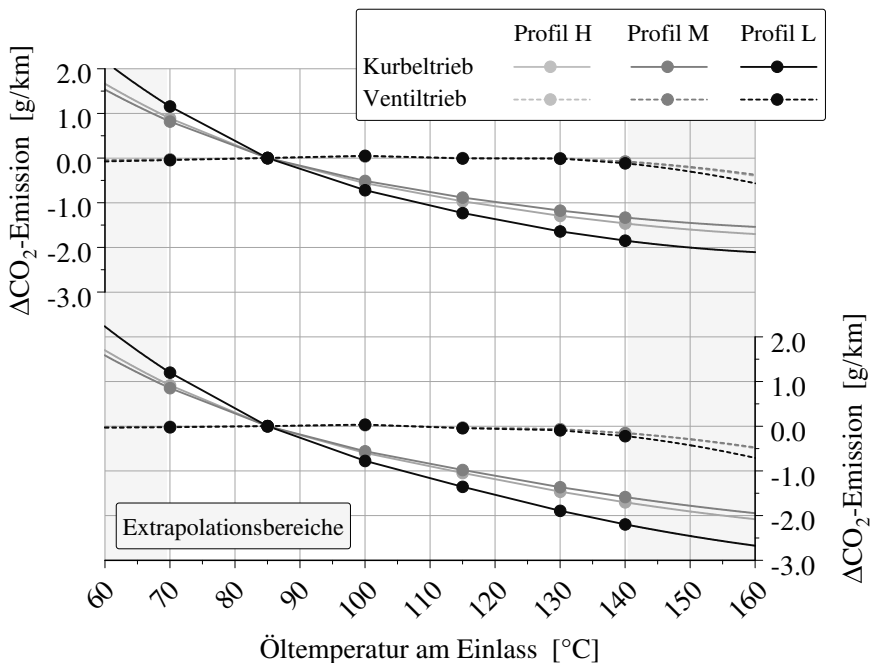


Abbildung 7.3: Änderung der abs. CO₂-Emissionen bei konstantem Öldruck (oben) und bei begrenztem Öldruck (unten) bezogen auf den jew. Referenzpunkt

wirkungen der Änderung der hydraulischen Leistung berücksichtigt. Bezüglich der nicht dargestellten Gesamtemissionen zeigen sich qualitativ gleichwertige Kurvenverläufe mit ähnlichen Absolutwerten. Auch die absoluten Änderungen folgen dieser Beobachtung.

Für die Variante mit konstantem Öldruck zeigen sich bei hohen Öltemperaturen sichtbar geringere Einsparpotentiale. Begründen lässt sich dies damit, dass bei hohen Öltemperaturen und in Bereichen niedriger Drehzahlen der Serienöldruck unterhalb der hier definierten 2,5 bar liegt. Somit nehmen die Einsparpotentiale mit zunehmender Öltemperatur fortlaufend ab. Es ist zudem zu beachten, dass das Öldurchsatzkennfeld des Zylinderkopfes abseits der Serienöldrücke aufgrund fehlender Stützstellen mit höherer Unsicherheit behaftet ist.

Die Variante mit begrenztem Öldruck berücksichtigt weiterhin die Vorteile der geringeren Öldrücke bei hohen Öltemperaturen, woraus sich höhere Einsparpotentiale ergeben. Bei Öltemperaturen unterhalb von 100 °C zeigen sich, der obigen Argumentation folgend, nur geringe Unterschiede zwischen den beiden Varianten.

7.4 Gegenüberstellung aller Varianten

Abschließend sollen die simulativ ermittelten Einsparpotentiale der unterschiedlichen Modellvarianten gegenübergestellt werden. Betrachtet man die vorhergehenden Darstellungen, so liegen die ermittelten Einsparpotentiale des Profils H bei jeder Variante zwischen denen der Profile L und M. Daher sollen im weiteren Verlauf nur diese beiden Fahrprofile betrachtet werden. Aufgrund der geringen Einsparungen, die im Ventiltrieb erreichbar sind (siehe oben), konzentriert sich die folgende Diskussion zudem nur auf die Ergebnisse einer Temperaturvariation der Ölzufuhrtemperatur der Haupt- und Pleuellager.

Die Kurven in Abbildung 7.4 stellen die absoluten Änderungen der einzelnen Modellvarianten für das jeweilige Fahrprofil dar. Auch in diesem Fall ist der Referenzpunkt bei einem Temperaturniveau von 85 °C definiert. Grundsätzlich zeigen sich nur geringe Unterschiede zwischen den verschiedenen Modellvarianten. Einzig die Variante mit konstantem Öldruck weist hin zu höheren Öltemperaturen sichtbare Abweichungen auf. Eine Begründung hierfür ist bereits in Abschnitt 7.3 gegeben. Für das Fahrprofil L ist zudem ein marginal größerer Unterschied der Start-Stopp Variante zur Basis erkennbar. Auch dies wurde bereits in Abschnitt 7.2 diskutiert und lässt sich über den höheren Anteil der Stillstandsphasen im Profil L erklären. Die Basiskonfiguration zeigt in beiden Fahrprofilen das höchste Potential. Dies lässt den naheliegenden Schluss zu, dass in den meisten Fällen davon auszugehen ist, dass die erreichbaren Einsparungen durch ein lokales Ölthermomanagement bei einer Kombination mit weiteren verbrauchsreduzierenden Maßnahmen hinsichtlich ihrer absoluten Werte abnehmen. Im Bezug auf relative Änderungen ist jedoch keine pauschale Aussage möglich.

Zusammenfassend zeigen sich über alle Variationen und Konfigurationen hinweg respektable Potentiale hinsichtlich eines lokalen Ölthermomanagements.

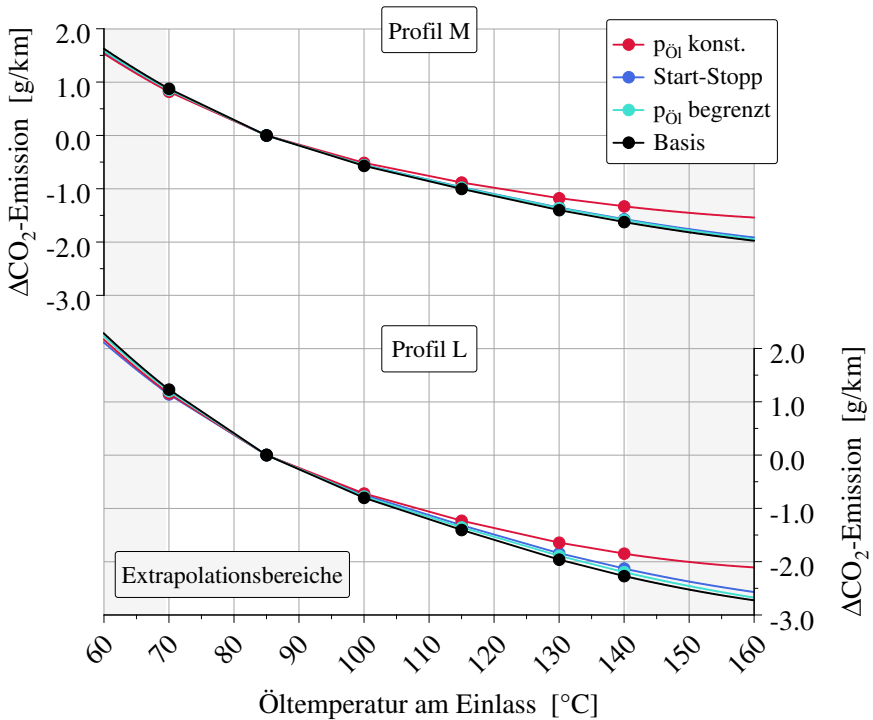


Abbildung 7.4: Gegenüberstellung der Änderung der abs. CO₂-Emissionen der einzelnen Varianten

Auch hier liegen die erreichbaren Einsparungen bei den Haupt- und Pleuellager wieder deutlich über denen des Ventiltriebs. Dies erweitert die Schlussfolgerungen der Schleppreibungsuntersuchungen als auch die der gefeuerten Messungen indirekt auch auf den dynamischen Fahrbetrieb (vgl. Abschnitt 4.5).

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit untersucht die möglichen Potentiale eines lokalen Ölthermomanagements hinsichtlich der erzielbaren Reibungsreduktion respektive der damit einhergehenden Verringerung des Kraftstoffverbrauchs. Der Begriff „lokales Ölthermomanagement“ beschreibt dabei die gezielte Ölversorgung der einzelnen Lager- oder Baugruppen eines Verbrennungsmotors mit Schmieröl, dessen Temperatur auf den jeweiligen Betriebszustand angepasst bzw. optimiert ist.

Zur Ermittlung der Potentiale wurden systematisch experimentelle Untersuchungen an einem Reihenvierzylinder-Dieselmotor durchgeführt. In einem ersten Schritt fanden umfangreiche Stripmessungen statt. Im Rahmen dieser Messreihen wurde sowohl die Motordrehzahl als auch die Ölzufuhrtemperatur des Versuchsträgers variiert, um Kennfelder zur Beschreibung des Reibverhaltens einzelner Komponenten bzw. Baugruppen in Abhängigkeit dieser Variablen zu erstellen. Ziel der Untersuchungen war eine erste qualitative Abschätzung möglicher Reibleistungsvorteile eines lokalen Ölthermomanagements. Zudem dienen die Ergebnisse dieser Messreihen dem Partnerinstitut als Datengrundlage zur Validierung der dort erstellten (T)-EHD-Simulationsmodelle. Bereits auf Basis der Stripmessungen ließen sich deutliche Potentiale zur Reibungsreduktion für bestimmte Baugruppen erkennen.

Aufgrund der eingeschränkten Aussagekraft von Stripmessungen für einige Baugruppen fanden in einem zweiten Schritt gefeuerte Reibungsmessungen nach der Indiziermethode statt. Ein primäres Ziel der gefeuerten Untersuchungen war, die qualitativen Aussagen der Stripmessungen zu validieren und mit zusätzlichen quantitativen Aussagen zu erweitern. Zudem galt es, die Realisierbarkeit der am Gleitlagerprüfstand des Partnerinstituts ermittelten, notwendigen Reaktionszeiten eines lokalen Ölthermomanagements im realen Motorbetrieb zu untersuchen. Dabei stand die Möglichkeit der Zuführung von ausreichend kaltem Öl bei plötzlichen Lastanstiegen innerhalb des für einen Lagerschaden oder übermäßigem Lagerverschleiß kritischen Zeitfensters im Mittelpunkt der Untersuchungen. Der Ölkreislauf des Versuchsträgers wurde für diese Messreihe so modifiziert, dass der Zylinderkopf, die Haupt- und Pleuellager sowie die

Kolbenkühlung in Kombination mit dem Turbolader unabhängig voneinander mit Öl versorgt werden konnten. Zusammen mit einer speziell für diese Untersuchungen entwickelten Ölkonditioniereinheit für drei unabhängige Ölkreise war es somit möglich, sowohl Öltemperaturen als auch Öldrücke komponentenrespektive baugruppenindividuell einzuregeln. Zudem bot diese die Möglichkeit, Druck und Temperatur eines einzelnen Kreises sprunghaft und ohne nennenswerte Rückwirkung auf die anderen Kreise zu ändern.

Die bereits im Rahmen der Stripmessungen abgeleiteten Schlussfolgerungen konnten auf Basis der gefeuerten Messungen bestätigt werden. Insbesondere die Haupt- und Pleuellager zeigen deutlich mehr Potential zur Reduktion der Gesamtmotorreibung als die Komponenten des Zylinderkopfes. Zudem wurde deutlich, dass die Ölversorgung des Zylinderkopfs bei sehr hohen Öltemperaturen, bedingt durch die vergleichsweise geringen Volumenströme, zusätzliche Maßnahmen erfordert, um zu verhindern, dass ein Großteil der thermischen Energie in die Strukturen, welche die Ölkanäle umgeben, abfließt.

Mittels zweier Telemetriesysteme wurde der zeitliche Verlauf der Öltemperatur in einer Ölbohrung der Kurbelwelle und der zeitliche Verlauf der Lagerschalentemperaturen eines Pleuels im Anschluss an eine sprunghafte Änderung der Ölzufuhrtemperatur untersucht. Der Verlauf der Motorreibung und des Kraftstoffverbrauchs wurden dabei ebenfalls analysiert. Es hat sich gezeigt, dass sowohl die Temperaturen der kritischen Pleuellager als auch die Motorreibung und daraus resultierend auch der Kraftstoffverbrauch eine relative direkte initiale Reaktion auf die Änderung der Ölzufuhrtemperatur aufweisen, wenngleich die eigentliche Temperaturänderung der Pleuellagerschale deutlich träger abläuft als die des Öls, welches in das Lager eintritt. Dabei wurden auch die Grenzen konventioneller Ölkreisläufe deutlich, da die Volumina und die thermischen Trägheiten der umgebenden Strukturen einer (hoch-)dynamische Regelung der Öltemperatur im Wege stehen. Die Ergebnisse lassen allerdings den Schluss zu, dass selbst bei unvorhergesehenen, spontanen Lastsprüngen eine notwendige Nachführung der Öltemperatur bei einem Vollmotor ausreichend schnell erfolgen kann (d.h. in ähnlichen Zeitfenstern wie auf dem Gleitlagerprüfstand des Partnerinstituts), um die Standzeit und den Verschleiß der Gleitlager nicht übermäßig zu beeinträchtigen. Im weiteren Verlauf der gefeuerten Messungen wurden zusätzliche Kennfelder vermessen (Verbrauchskennfeld und ähnliche), die in der Fahrzeugsimulation Verwendung fanden.

Abschließend wurde ein vorwärtsbasiertes Längsdynamiksimulationsmodell eines Fahrzeugs erstellt, auf Basis dessen greifbarere Abschätzungen der möglichen Potentiale eines lokalen Ölthermomagements im dynamischen Fahrbetrieb abgeleitet wurden. Im Rahmen der Simulation und Auswertung wurden daher die Effekte verschiedener Maßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch bzw. die daraus resultierenden CO₂-Emissionen untersucht. Das Modell und die nachgelagerten Auswertungen wurden hierzu mit den im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Kennfeldern der Stripmessungen und der gefeuerten Untersuchungen bedatet und durch zusätzliche, aus den (T)-EHD Simulationen des Partnerinstituts stammenden, Kennfelder ergänzt. Die Simulation verschiedener Fahrprofile fand unter der Annahme eines betriebswarmen Antriebsstrangs und jeweils konstant vorgegebenen Öltemperaturniveaus statt. Neben der Variation der eigentlichen Öltemperatur wurden auch die Effekte einer Start-Stopp-Funktion sowie zweier Variationen des Öldrucks untersucht.

Zusammenfassend bestätigten sich über alle simulativ untersuchten Variationen und Konfigurationen hinweg die Beobachtungen der experimentellen Untersuchungen. Für die Haupt- und Pleuellager ergibt sich bei Anhebung der Öltemperatur von 85 auf 140 °C ein mittleres CO₂ Einsparpotential (d.h. über alle Variationen und Fahrprofile hinweg) von etwa 1,8 g/km. Im Falle des Zylinderkopfes ergeben sich im absoluten Maximum nur etwa 0,3 g/km. Eine Abwägung des Kosten-Nutzen Verhältnisses im Rahmen einer möglichen Umsetzung eines lokalen Ölthermomagements scheint daher unabdingbar.

Die in dieser Arbeit aufgezeigten Potentiale eines lokalen Ölthermomagements legen weiterführende Untersuchungen nahe. In [7] werden kurz einige Vorschläge zu technischen Umsetzungsmöglichkeiten eines lokalen Ölthermomagements vorgestellt. Eine umfängliche und detaillierte Betrachtung der möglichen technischen und konstruktiven Umsetzung dieser Maßnahmen steht jedoch aus. Im realen Fahrbetrieb scheint eine vorausschauende Regelung der Öltemperatur für einen möglichst effizienten Einsatz eines lokalen Ölthermomagements sinnvoll. Diese kann beispielsweise auf Karten- bzw. Routendaten basieren, auf das individuelle Fahrverhalten des Fahrers trainiert werden oder als zusätzlicher Funktionsumfang in die Betriebsstrategie hybrider Antriebsstränge integriert sein. Zudem gilt anzumerken, dass die zur weiteren Erwärmung des Motoröls notwendige Energie nicht unbedingt und ohne Weiteres zur Verfügung stehen muss. Es gilt daher auch belastbare Konzepte zur

Nutzung bereits vorhandener thermischer Energie bzw. zur Konservierung der thermischen Energie des Motoröls zu erarbeiten. Insbesondere die Nutzung der Energie aus anderen Quellen, z.B. dem Abgas steht dabei oft im Interessenskonflikt (hier Abgasnachbehandlung) und erfordert eine individuelle Abwägung der Vor- und Nachteile. Bezüglich des (lokalen) Ölthermomanagements ergeben sich somit noch einige Fragestellungen, die zukünftigen Untersuchungen vorbehalten bleiben sollen.

Literaturverzeichnis

- [1] AFFENZELLER, Josef ; GLÄSER, Heinz: *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*. Springer-Verlag Wien, 1996. – ISBN 978–3–7091–6568–3
- [2] ARTUR, Christophe ; LEMAITRE, Fabrice ; SCHNEIDER, Falk ; KREISIG, Michael: Wälzgelagerte Nockenwelle zur Reduzierung von Reibungsverlusten. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 71 (2010), Nr. 3, S. 176–183. – DOI 10.1007/BF03225554
- [3] ATI ACCURATE TECHNOLOGIES INC.: *VISION Version 3.8.3*. Novi, Michigan, 2014
- [4] AVL LIST GMBH: *FUEL BALANCE Dynamische Kraftstoff-Verbrauchsmeßeinrichtung - Gerätehandbuch*. März 2005. – AT0905D, Rev. 03
- [5] AVL LIST GMBH: *Product Guide AVL ANGLE ENCODER 365 C / 365 X*. Juni 2014. – AT2041E, Rev. 06
- [6] AVL LIST GMBH: *Product Guide AVL FUEL TEMPERATURE CONTROL*. Juni 2014. – AT1242D, Rev. 11
- [7] BARGENDE, Michael ; ÖZDEMİR, Ömer ; HUTTINGER, Kevin ; RIENÄCKER, Adrian: *Reibleistungsoptimierung durch lokales Öl-Thermomanagement*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., 2018. – Heft 1171 – Abschlussbericht des Vorhabens Nr. 1178
- [8] BARGENDE, Michael ; ÖZDEMİR, Ömer ; HUTTINGER, Kevin ; RIENÄCKER, Adrian: Reibleistungsoptimierung durch lokales Öl-Thermomanagement. In: *Frühjahrstagung 2019 - Tagungsband*, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., 2019, S. 43–77. – R587 – Tagungsbandbeitrag des Vorhabens Nr. 1178
- [9] BARTEL, Dirk ; SCHORGEL, Matthias: Einfluss des Motoröls auf die Reibung der Kolbengruppe in einem Dieselmotor. In: LIEBL, Johannes

- (Hrsg.): *Reibungsminimierung im Antriebsstrang 2015*, Springer Vieweg, 2018 (Proceedings). – ISBN 978–3–658–23189–7, S. 65–75
- [10] BASSHUYSEN, Richard van (Hrsg.) ; SCHÄFER, Fred (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 7. Auflage. Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978–3–658–04678–1
- [11] BATTISTA, Davide D. ; VITTORINI, Diego ; FATIGATI, Fabio ; CIPOLLONE, Roberto: Technical review of opportunities to reduce the warm-up time of lubricant oil in a light duty diesel engine. In: *AIP Conference Proceedings 2191*, 2019. – 020065 (2019)
- [12] BERNHARD, Frank (Hrsg.): *Handbuch der Technischen Temperaturmessung*. 2. Auflage. Springer Vieweg, 2014. – ISBN 978–3–642–24506–0
- [13] BORGEEST, Kai: *Messtechnik und Prüfstände für Verbrennungsmotoren*. Springer Vieweg, 2016. – ISBN 978–3–658–10118–3
- [14] BP EUROPA SE: *Ford - Castrol Magnatec Professional D 0W-30*. 2015. – Produktdatenblatt
- [15] strip, v. Version: April 2021. <https://dictionary.cambridge.org/dictionary/english/strip>. In: *Cambridge Dictionary, online*. Cambridge University Press, April 2021
- [16] DAIMLER AG: *Das neue Testverfahren: WLTP: Normverbrauch realitätsnäher ermittelt*. <https://media.daimler.com/marsMediaSite/ko/de/32928335>, Abruf: 05.06.2021
- [17] DIN EN 60584-1: Thermoelemente - Teil 1: Thermospannungen und Grenzabweichungen (IEC 60584-1:2013). 2014. – Norm
- [18] DIN EN 60584-1 BERICHTIGUNG 1: Thermoelemente – Teil 1: Thermospannungen und Grenzabweichungen (IEC 60584-1:2013). 2015. – Norm. – Berichtigung zu DIN EN 60584-1:2014-07
- [19] DIN EN 60584-3: Thermopaare – Teil 3: Thermoleitungen und Ausgleichsleitungen – Grenzabweichungen und Kennzeichnungssystem (IEC 60584-3:2007). 2008. – Norm

- [20] DOBRENIZKI, Ladislaus ; BRUGNARA, Ricardo H. ; SCHULZ, Edgar ; BAGCIVAN, Nazlim ; TREMMEL, Stephan ; WARTZACK, Sandro: A New Nanostructured Coating System for Energy Efficient Engine Components (Neues nanostrukturiertes Schichtsystem für energieeffizientere Motorelemente). In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Experten-Forum Powertrain: Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2019*, Springer Vieweg, 2020 (Proceedings). – ISBN 978–3–658–28711–5, S. 13–22
- [21] VERORDNUNG (EU) 2019/631 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 17. April 2019 zur Festsetzung von CO₂-Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge und zur Aufhebung der Verordnungen (EG) Nr. 443/2009 und (EU) Nr. 510/2011. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX:02019R0631-20210301>
- [22] FERREIRA, Matheus ; SILVA, Adalto ; PRAÇA, Mário ; COSTA, Sandra: Polymeric Coated Lead Free Bronze Bearings for High Durability in Medium Duty Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2014. – SAE Technical Paper 2014-36-0405
- [23] FEV STS GMBH: *UniPlot® Version R2021 und R2021.1*. Landsberg/Saalekreis, 2021
- [24] FRITSCH, Karl-Martin ; WEBER, Stephan ; KRAPPEL, Michael ; ELSÄSSER, Alfred: Elektrische 48-V-Hauptkühlmittelpumpe zur Reduzierung von CO₂-Emissionen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 76 (2015), Nr. 12, S. 56–60. – DOI 10.1007/s35146–015–0139–0
- [25] FUNK, Tobias ; EHNIS, Holger ; KÜNZEL, Reiner ; BARGENDE, Michael: Dynamisches Reibverhalten eines Ottomotors bei transientem Betrieb. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 81 (2020), Nr. 3, S. 48–55. – DOI 10.1007/s35146–019–0178–z
- [26] FURUHAMA, Shoichi ; SASAKI, Shinichi: New Device for the Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engines. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 1983. – SAE Technical Paper 831284
- [27] GALOVIĆ, Jure ; HOFMANN, Peter: Thermochemische Wärmespeicherung zur Verbrauchssenkung von Verbrennungsmotoren. In: *MTZ*

- *Motortechnische Zeitschrift* 80 (2019), Nr. 7-8, S. 144–148. – DOI 10.1007/s35146–019–0080–8
- [28] GAMMA TECHNOLOGIES LLC: *GT-SUITE Version 2021 - Official Build 1*. Westmont, Illinois, 2021
- [29] GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE E.V.: Arbeitsblatt 7 – Tribologie Definitionen, Begriffe, Prüfung. Version: August 2002. https://neu.gft-ev.de/wp-content/uploads/2002_AB_7_Tribologie.pdf. 2002. – GfT-Arbeitsblatt
- [30] GISH, R. E. ; MCCULLOUGH, J. D. ; RETZLOFF, J. B. ; MUELLER, H. T.: DETERMINATION OF TRUE ENGINE FRICTION. In: *SAE Transactions* Bd. 66, SAE International, 1958, S. 649–667
- [31] GORGES, Roger ; LATHAM, David ; LAING, Ian ; BROCK, Ronald: Lubrication on Demand: A Novel Polymeric Bearing Coating with Oil-Filled Microcapsules. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 9 (2016), Nr. 1, S. 32–40. – DOI 10.4271/2016–01–0493
- [32] HANKE, Wolfgang ; IJIMA, Naoki ; MÜLLER, Jochen ; VOIGT, Marco: Reibungsminderung im Kolbensystem von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 80 (2019), Nr. 2, S. 18–24. – DOI 10.1007/s35146–018–0151–2
- [33] HARRIS, Thomas M. ; MUHLECK, Matthew ; SCHERER, Bernd-Peter: Thermomanagement als Schlüssel zur Einhaltung der Euro-VII-Emissionsvorschriften. In: *ATZheavy duty* 14 (2021), Nr. 2, S. 42–45. – DOI 10.1007/s35746–021–0418–2
- [34] HERING, Ekbert ; MARTIN, Rolf ; STOHRER, Martin: *Physik für Ingenieure*. 12. Auflage. Springer Vieweg, 2016. – ISBN 978–3–662–49355–7
- [35] HIGASHITANI, Masaru ; YAMADA, Kenichi ; YOSHIJIMA, Kazuya ; KOBAYASHI, Hideo: Dual-Chamber Oil Pan for Improved Engine Warm-Up Performance. In: *MTZ worldwide* 73 (2012), Nr. 12, S. 54–56. – DOI 10.1007/s38313–012–0253–z

- [36] HOPPE, Steffen ; ARNOLD, Gerhard: Einflüsse moderner Motorenöle auf das Verhalten von Gleitlagern und Kolbenringen. In: *ATZextra* (2016), Februar, S. 46–51. – DOI 10.1007/s35778-015-0107-9. – Sonderheft 11/2016
- [37] HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK GMBH: *Datenblatt Drehmoment-Messflansch T10FS*. – B0778-11.0 de
- [38] HYDROTECHNIK GMBH: *HySense® Sensors for Fluid Measuring Technology*. Juli 2011. – Produktkatalog
- [39] JÄGER COMPUTERGESTEUERTE MESSTECHNIK GMBH: *ADwin-Pro I System- und Hardware-Beschreibung*, April 2015. – Handbuch
- [40] KISTLER GRUPPE: *Piezoresistive Absolutdrucksensoren Typ 4043A... , 4045A... , 4073A... , 4075A... . 2009*. – 4043A_000-003d-10.09
- [41] KISTLER GRUPPE: *Motorenindizierung - Druckmesstechnik für Forschung und Entwicklung*. 2010. – 100-460d-12.10
- [42] KISTLER GRUPPE: *Wassergekühlter PiezoStar® Drucksensor Typ 6041B... . 2015*. – 6041B_000-516d-10.15
- [43] KISTLER INSTRUMENTE AG: *PiezoStar® Kristalle Eine neue Dimension in der Sensortechnik*. 2003. – 920-240d-07.03
- [44] KISTLER INSTRUMENTE AG: *OT-Sensor System Typ 2629B*. 2005. – 2629B_000-541d-11.05
- [45] KISTLER INSTRUMENTE AG: *SCP für Motorenindizierung Typen 2853A... , 2854A... , 4665, 5064A... , 5225A1, 5227A... , 5247, 5613A... . 2006*. – 2854A_000-409d-09.06
- [46] KLEMM, Reinhard: *Thermoelemente in der industriellen Praxis*. RÖSSEL-Messtechnik GmbH, 2009
- [47] KÖDER, Florian: *Konstruktion, Inbetriebnahme, und Parametrisierung einer Mehr-Kreis Ölkonditionierung*, IVK - Universität Stuttgart, Bachelorarbeit, 2017

- [48] LAW, Theo ; MACMILLAN, David ; SHAYLER, Paul J. ; KIRK, Geoff ; PEGG, Ian ; STARK, Roland: A New Floating-Liner Test Rig Design to Investigate Factors Influencing Piston-Liner Friction. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2012. – SAE Technical Paper 2012-01-1328
- [49] MAHLE GMBH (Hrsg.): *Kolben und motorische Erprobung*. 2. Auflage. Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978–3–658–09558–1
- [50] Effizientes Thermomanagement. In: *MANN+HUMMEL Automotive News*, MANN+HUMMEL International GmbH & Co. KG, 2017, S. 18. – Nr. 1/2017
- [51] MANSOOR, Yousuf ; SHAYLER, Paul: The effect of oil feed pressure on the friction torque of plain bearings under light, steady loads. In: *Tribology International* 119 (2018), S. 316–328. – DOI 10.1016/j.triboint.2017.11.013
- [52] MAUKE, David ; DOLT, Reinhold ; STADLER, Juerg ; HUTTINGER, Kevin ; BARGENDE, Michael: Methoden zur Schleppeibungsmessung mit Fremdaufladung. (2017), Nr. 920-692d-04.17. – Kistler Group White Paper
- [53] MERKER, Günter P. (Hrsg.) ; TEICHMANN, Rüdiger (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 9. Auflage. Springer Vieweg, 2019. – ISBN 978–3–658–23557–4
- [54] MEZHER, Haitham ; CORMERAIS, Mickael ; CHALET, David ; MARIMBORDES, Thierry ; PRÉTOT, Pierre E. ; MONTAIGNE, Quentin ; FUCHS, Heinz ; BOUEDEC, Antoine: Engine temperature management and control: Improvements and benefits linked to the replacement of map-controlled thermostat with a mechatronic part. In: BARGENDE, Michael (Hrsg.) ; REUSS, Hans-Christian (Hrsg.) ; WIEDEMANN, Jochen (Hrsg.): *15. Internationales Stuttgarter Symposium*, Springer Vieweg, 2015 (Proceedings). – ISBN 978–3–658–08844–6, S. 717–733
- [55] MICROSOFT CORPORATION: *Microsoft Excel® 2010 und 2016*

- [56] MO, Yimin ; WANG, Jun ; HONG, Ye ; YANG, Xiao ; LV, Juncheng: Study on the Influence of Low-Viscosity Engine Oil on Engine Friction and Vehicle Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle Fuel Economy. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2020. – SAE Technical Paper 2020-01-5062
- [57] MOLLENHAUER, Klaus (Hrsg.) ; TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. – ISBN 978-3-540-72165-9
- [58] NATEC SENSORS GMBH: *Durchfluss-Messturbinen FT*. 2010. – Baureihe FT 05/10 (Produktinformation)
- [59] NORMAN, C.: ENGINE DESIGN FOR MAXIMUM POWER AND FUEL ECONOMY. In: *SAE Transactions* Bd. 15 Part II, SAE International, 1920, S. 280–290
- [60] OEZDEMIR, Oemer ; HUTTINGER, Kevin ; BARGENDE, Michael ; RIENÄCKER, Adrian: Friction Reduction by Optimization of Local Oil Temperatures. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2019. – SAE Technical Paper 2019-24-0177
- [61] PASLIGH, Henning ; KÖSER, Philipp S. ; BERBIG, Frank ; DINKELACKER, Friedrich: Reibungsminimierung durch Mikrostrukturen auf der Zylinderlaufbahnoberfläche. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 82 (2021), Nr. 5-6, S. 40–44. – DOI 10.1007/s35146-021-0662-0
- [62] PAULWEBER, Michael ; LEBERT, Klaus: *Mess- und Prüfstandstechnik Antriebsstrangentwicklung - Hybridisierung - Elektrifizierung*. Springer Vieweg, 2014. – ISBN 978-3-658-04453-4
- [63] RICHARDSON, D. E.: Review of Power Cylinder Friction for Diesel Engines. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122 (2000), Nr. 4, S. 506–519. – DOI 10.1115/1.1290592
- [64] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 29. Auflage. Springer Vieweg, 2019. – ISBN 978-3-658-23583-3

- [65] SAE INTERNATIONAL: *Engine Oil Viscosity Classification J300_201501*. https://www.sae.org/standards/content/j300_201501/, Abruf: 14.06.2021
- [66] SAE INTERNATIONAL: Engine Oil Viscosity Classification J300_202104. 2021. – SAE Standard
- [67] SANDER, David E. ; ALLMAIER, Hannes ; KNAUDER, Christoph ; STRÖMSTEDT, Fredrik: Potenziale und Risiken bei der Reibungsreduktion mit zukünftigen Ultraleichtlauf-Schmierölen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 79 (2018), Nr. 12, S. 20–26. – DOI 10.1007/s35146-018-0134-3
- [68] SCHICKER, Rainer ; WEGENER, Georg: *Drehmoment richtig messen*. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2002. – ISBN 3-00-008945-4
- [69] SCHLEREGE, Frank ; WALDO, A. ; KUCHT, K. ; MORAWITZ, U. ; WEBER, C.: Neubewertung der Wälzlagerung der Kurbelwelle im P0-Hybridkonzept. In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2018*, Springer Vieweg, 2019 (Proceedings). – ISBN 978-3-658-25302-8, S. 205–219
- [70] SCHOMMERS, Joachim ; SCHEIB, Harald ; HARTWEG, Martin ; BOSLER, Arndt: Reibungsminimierung bei Verbrennungsmotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 7-8, S. 566–573. – DOI 10.1007/s35146-013-0170-y
- [71] SCHULTHEISS, Gerold ; BANZHAF, Matthias ; EDWARDS, Simon: Viscowasserpumpe Bedarfsabhängige Regelung der Fördermenge. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 73 (2012), Nr. 3, S. 226–231. – DOI 10.1365/s35146-012-0269-6
- [72] SCHUMACHER, Jochen ; WERNINGHAUS, Edward: Nfz-Einzyliermotor für Reibungsmessungen im befeuerten Betrieb. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 81 (2020), Nr. 11, S. 18–25. – DOI 10.1007/s35146-020-0302-0
- [73] SGROI, M. F. ; ASTI, M. ; GILI, F. ; DEORSOLA, F. A. ; BENSALD, S. ; FINO, D. ; KRAFT, G. ; GARCIA, I. ; DASSENOY, F.: Engine bench and

- road testing of an engine oil containing MoS₂ particles as nano-additive for friction reduction. In: *Tribology International* 105 (2017), S. 317–325. – DOI 10.1016/j.triboint.2016.10.013
- [74] SHAYLER, Paul J. ; CHENG, Li ; LI, Qile ; WAHAB, Emad: A Modified Oil Lubrication System with Flow Control to Reduce Crankshaft Bearing Friction in a Litre 4 Cylinder Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2016. – SAE Technical Paper 2016-01-1045
- [75] SOLFRANK, Peter: Neues erreichen mit „alten“ Techniken - Wälzlager im Hubkolbenmotor. In: *Schaeffler KOLLOQUIUM 2010*, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2010, S. 288–301
- [76] TECHNOGERMA SYSTEMS GMBH: *Prüfstandsautomatisierungssoftware AUTOTEST 2000 Version 4.7*. o.J. – Handbuch
- [77] THE MATHWORKS, INC.: *MATLAB® version 9.8.0.1323502 (R2020a)*. Natick, Massachusetts, 2020
- [78] TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.) ; GUTZMER, Peter (Hrsg.) ; PFUND, Thomas (Hrsg.): *Elektrifizierung des Antriebsstrangs*. Springer Vieweg, 2019. – ISBN 978–3–662–60356–7
- [79] URAS, H. M. ; PATTERSON, Donald J.: Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 1983. – SAE Technical Paper 830416
- [80] WAWZYNIAK, Markus ; ART, Laurent ; JUNG, Matthias ; AHMED, Fahmi B.: Thermomanagement als Grundvoraussetzung für die elektrische Mobilität. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 119 (2017), Nr. 9, S. 52–57. – DOI 10.1007/s35148–017–0103–z
- [81] WEN, Chengwei ; MENG, Xianghui ; XIE, Youbai ; LIU, Ruichao ; KONG, Xiaoli ; LI, Rui ; LIU, Zhan ; FANG, Congcong: Online measurement of piston-assembly friction with wireless IMEP method under fired conditions and comparison with numerical analysis. In: *Measurement* 174 (2021). – DOI 10.1016/j.measurement.2021.109009

- [82] WESTERHOFF, Martin: „Wälzlager werden Mainstream sein“ (Interview). In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), Nr. 4, S. 24–26. – DOI 10.1007/s35146–017–0020–4
- [83] WICHTL, Rudolf ; EICHLSEDER, Helmut ; MALLINGER, Werner ; PETE-REK, Roderich: Reibungsuntersuchungen am befeuerten Dieselmotor Eine neue Messmethodik. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), Nr. 12, S. 28–33. – DOI 10.1007/s35146–017–0138–4
- [84] ZAMMIT, Jean-Paul ; SHAYLER, Paul J. ; GARDINER, Richard ; PEGG, Ian: Investigating the Potential to Reduce Crankshaft Main Bearing Friction During Engine Warm-up by Raising Oil Feed Temperature. In: *SAE International Journal of Engines* 5 (2012), Nr. 3, S. 1312–1319. – DOI 10.4271/2012–01–1216
- [85] ÖZDEMİR Ömer ; HUTTINGER, Kevin ; RIENÄCKER, Adrian ; BARGENDE, Michael: Reibleistungsoptimierung durch lokales Öl-Thermomanagement. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 79 (2018), Nr. 11, S. 64–68. – DOI 10.1007/s35146–018–0089–4

Anhang

A.1 Technische Daten

Tabelle A1.1: Kistler Typ 4045A5 und 4075A10 - Technische Daten [40]

Größe	Einheit	Wert	
Typ	-	4045A45	4075A10
Messbereich	bar	0... 5	0... 10
Empfindlichkeit	mV bar ⁻¹ mA ⁻¹	≈25	≈11,5
Eigenfrequenz	kHz	≈30	≈120
Betriebstemperaturbereich	°C	25... 120	25... 120
Empfindlichkeitsänderung	%	≤ ±1	≤ ±1
Linearität	% FSO	≤ ±0,1	≤ ±0,1

Tabelle A1.2: Kistler Typ 4665 - Technische Daten [45]

Größe	Einheit	Wert
Verstärkung	-	10... 270
Zusätzl. Verstärkung	-	1... 10
Fehler	%	≤ ±0,3
Ausgangsstörsignal (0,1 Hz... 1 MHz)	mV _{pp}	<40
Frequenzbereich (20 V _{pp})	kHz	≈0... >90

A.2 Zeichnungen und Skizzen

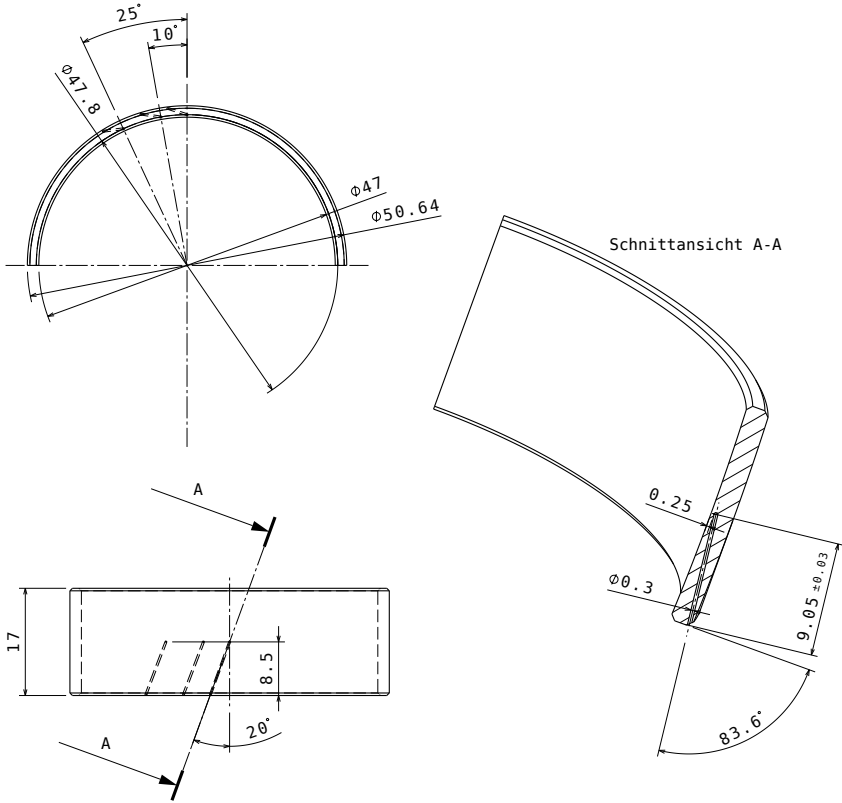


Abbildung A2.1: Darstellung der Messstellenpositionen in einer Pleuellager-schale. Für die vollmotorischen Untersuchungen wurden nur die Positionen bei 10° und 25° erodiert und bestückt.

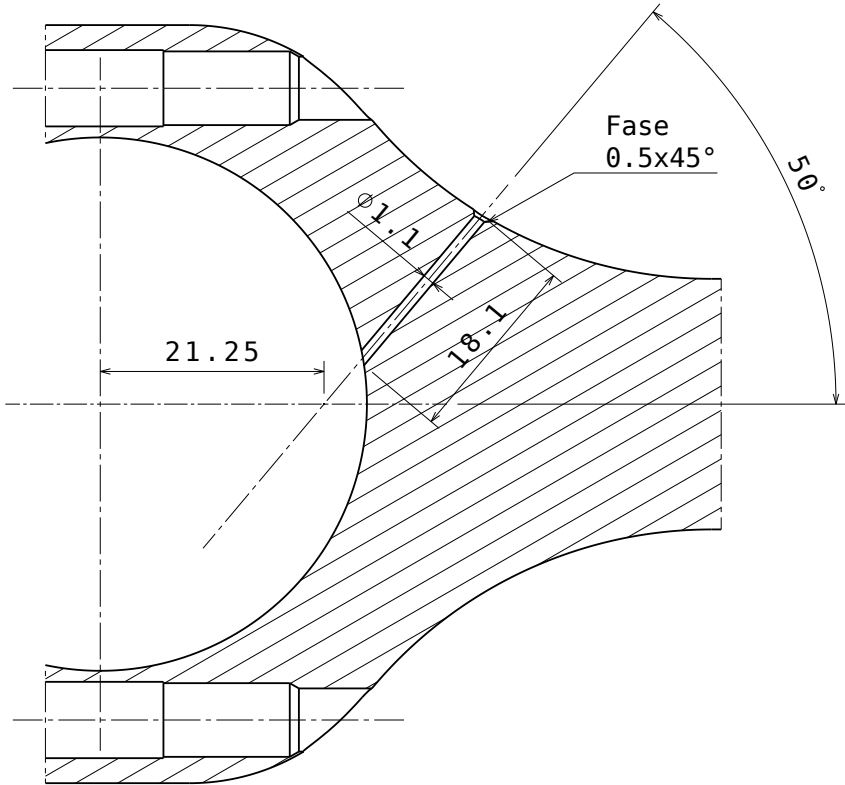


Abbildung A2.2: Schnittansicht des Pleelfußes und der Bohrung zur Applikation der Temperaturmessstelle am Rücken der Pleuellagerschale.

A.3 Weitere Ergebnisse

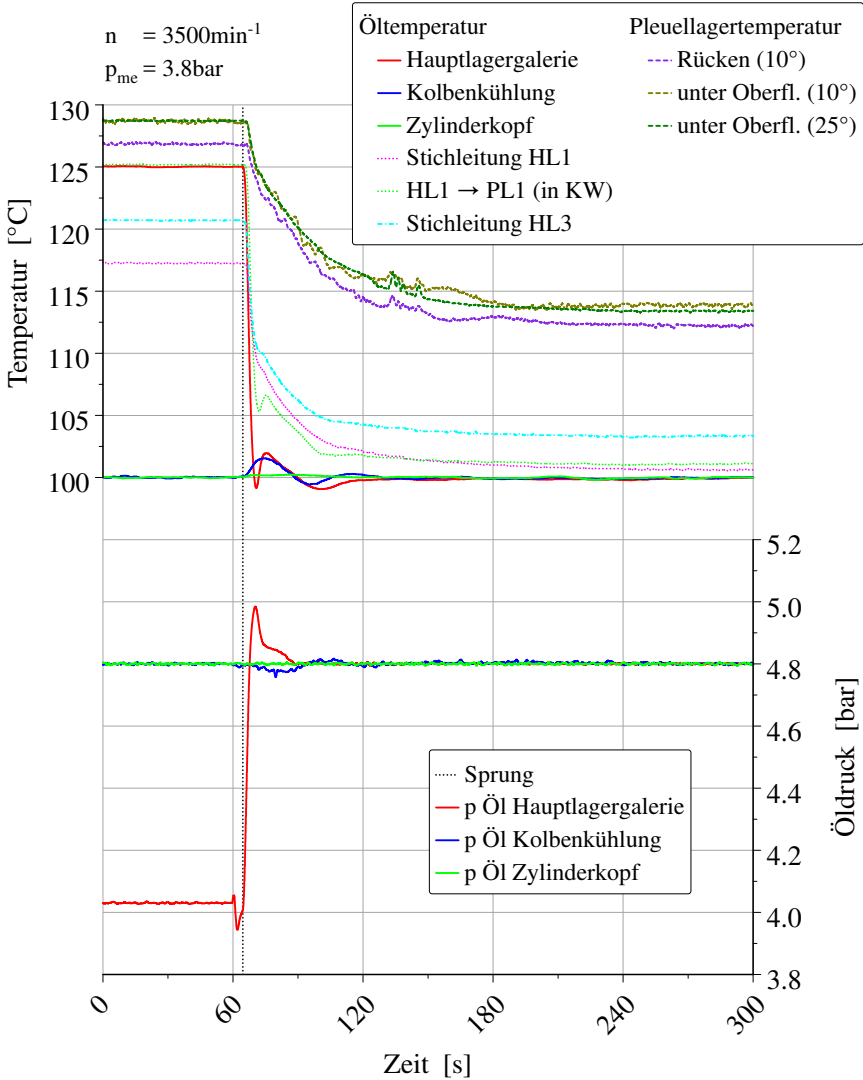


Abbildung A3.1: Temperatur- und Druckverläufe eines Temperatursprungs bei 3,8 bar effektivem Mitteldruck (20 % Last) und einer Drehzahl von 3500 min^{-1}