

Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Fakultät für Maschinenbau



„Experimentelle und simulative Untersuchung von
Thermomanagementmaßnahmen in der
Motorwarmlaufphase“

Dissertation

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. Volker Zeitz

geb.am 19.06.1981 in Berlin

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau

der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Promotionskolloquium am 28.03.2017

Magdeburg, im August 2017

Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg
Fakultät für Maschinenbau
Universitätsplatz 2
39106 Magdeburg

in Zusammenarbeit mit dem:

Institut für Mobile Systeme (IMS)
der Otto-von-Guericke-Universität

und dem

Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik (ISUT)
der Otto-von-Guericke-Universität

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mobile Systeme (IMS) an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg und war angegliedert an das FVV-geförderte Projekt „Motorwärmetausch“. Die Bearbeitung erfolgte in Zusammenarbeit mit dem Nachbarinstitut für Strömungstechnik und Thermodynamik (ISUT).

Meinen ganz besonderen Dank möchte ich hier an Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Helmut Tschöke richten, der mir nach erfolgreichem Masterabschluss an seinem Lehrstuhl die Möglichkeit gab, dieses Thema zu bearbeiten. In interessanten gemeinsamen Gesprächen konnten wir in Zusammenarbeit mit Herrn Dr.-Ing. Patrick Varga und Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Schmidt Grundsteine für die erfolgreiche Bearbeitung des Projektes legen. Dafür möchte ich mich bei den Kollegen des ISUT recht herzlich bedanken.

Weiterhin möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Rottengruber danken, der nach der Übernahme des Projektes jederzeit ein hilfreicher Ansprechpartner war bei der Bewältigung vieler Probleme.

Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Dr.-Ing. Lothar Schulze, welcher mit seinem großen Sachverstand immer hilfsbereit zur Seite stand und allen weiteren Kollegen und Institutsangehörigen für die angenehme Arbeitsatmosphäre und gute Zusammenarbeit.

Der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), den Mitgliedern des Projektbegleitenden Arbeitskreises sowie den Obmännern Herrn Dipl.-Ing. Felix Klingebiel und Herrn Dipl.-Ing. Andreas Rundkowski danke ich für die FVV-seitige Leitung der Forschungsprojekte und die sehr interessanten Diskussionen.

Für die Unterstützung und Bereitstellung des Versuchsträgers danke ich der Firma Volkswagen AG, sowie der Firma Siemens LMS AMESIM für die Lizenzen ihrer Simulationssoftware.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern für die tolle Unterstützung während meiner Doktorandenzeit.

Magdeburg, im August 2017

Kurzfassung

Die zukünftigen Herausforderungen im Bereich der neuen Emissions- und Verbrauchsvorschriften für Verbrennungsmotoren können nur mit Hilfe einer optimierten Warmlaufphase bewältigt werden. Hier bedarf es einer intelligenten Umverteilung oder Nutzung der Wärme im Verbrennungsmotor.

Übergreifend werden alle Maßnahmen die in diesem Bereich eingesetzt werden, sei es zur Optimierung der Warmlaufphase oder der Verbesserung der allgemeinen Temperaturverteilung, als Thermomanagement bezeichnet. Thermomanagement umfasst alle Maßnahmen und Ansätze, welche die Temperaturverteilung im Motor je nach Betriebszustand so verändert, dass sie unterschiedliche Ziele beim Betrieb eines Verbrennungsmotors positiv beeinflussen können. Diese Ziele können Bauteiltemperaturen, Reibung, Emissionen oder Kraftstoffverbräuche darstellen.

Eine Auswertung der Literatur der letzten Jahre hat gezeigt, dass viele interessante Ansätze bereits untersucht wurden, welche jedoch auf Grund der unterschiedlichen Rahmenbedingungen nicht direkt miteinander vergleichbar sind. Anhand eines 2.0 l Common-Rail-Dieselmotors wurden ausgewählte Maßnahmen untersucht und miteinander verglichen. Hierfür wurde ein Versuchsträger mit 71 Temperaturmessstellen bestückt, um die zeitliche Temperaturänderung unterschiedlichster Bereiche im Verbrennungsmotor in der Aufheizphase messen zu können.

Die Maßnahmen, die auf Grund des Aufwandes nicht am Versuchsträger umgesetzt werden konnten, wurden mit Hilfe eines Simulationsmodells ausgewertet. Hierfür wurde das Simulationsmodell aus dem FVV-Projekt „Motorwärmetausch“ in vielen Bereichen so angepasst, dass Simulationsergebnisse mit den Resultaten aus den praktischen Versuchen verglichen werden konnten.

Insgesamt wurden 15 Thermomanagementmaßnahmen untersucht und ihr Potential bewertet. Der Fokus lag dabei auf Maßnahmen zur intelligenten Umverteilung von Wärme, der Reduktion der Wärmeabgabe an die Umgebung sowie der Speicherung von Wärme aus dem betriebswarmen Zustand. Zusätzlich wurden auch direkt reibungsbeeinflussende Maßnahmen wie Leichtlauföle untersucht.

Mit den Ergebnissen aus den Messungen und der Simulation entsteht ein Überblick über aktuelle Thermomanagementmaßnahmen hinsichtlich ihres Einsparpotentials. Zusätzlich wurde das erweiterte Simulationsmodell bezüglich einer Übertragbarkeit auf andere Motoren untersucht. Zukünftig besteht die Möglichkeit die in dieser Arbeit untersuchten Maßnahmen auf andere Motorenkonzepte zu übertragen um diese unter anderen Randbedingungen zu testen.

Abstract

The future challenges in the field of new emission and efficiency regulations for internal combustion engines can only be tackled by means of an optimized warm-up phase. This calls for an intelligent redistribution, or use of the heat in the combustion engine.

All measures and approaches in thermal management were used to optimize the warm-up phase in improving the overall temperature distribution. These measures and approaches in thermal management influence the temperature distribution in the motor depending on the operating status. This way we are able to positively influence a variation of goals when operating an internal combustion engine. These objectives represent component temperatures, friction levels, emissions and fuel consumption.

An analysis of the literature of recent years has shown that a lot of interesting approaches have been studied, which, however, due to the different conditions are not directly comparable to the tests that have carried out. Based on a 2.0 l Common-rail diesel engine, selected measures were examined and compared. For this purpose, a test vehicle was equipped with 72 temperature measurement points in order to measure the temporal changes in within various areas of the internal combustion engine in the heating phase.

The measures which could not be implemented on the test vehicle due to complications were evaluated by means of a simulation model. Therefore the simulation model of the FVV project "motor heat exchange" was adjusted in certain areas so that the simulation results could be compared to the results of the practical tests.

A total of 15 thermal management measures have been examined and had their potential evaluated. The measures were focused on the rational redistribution of heat, while reducing heat loss to the environment during normal engine operation and by means of storing and maintaining the heat in system water between operation cycles. In addition, directly influencing friction levels with the use of low-viscosity oils were also widely investigated.

With the results from the measurements and the simulation, an overview of current thermal management measurements with regard to their potential savings arised. Additionally the advanced simulation model in respect of transferring the system to other engines were also examined. In the future it would be possible to examine this study on other engine concepts to test and examine it under different boundary conditions.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort.....	II
Kurzfassung.....	III
Abstract.....	IV
Inhaltsverzeichnis.....	V
Formelverzeichnis.....	IX

<u>1</u>	<u>Einleitung</u>	<u>1</u>
<u>2</u>	<u>Grundlagen zum Motorbetrieb in der Warmlaufphase</u>	<u>3</u>
2.1	Wirkungsgrad	5
2.2	Energiebilanz	8
2.3	Thermisches Motorverhalten	9
2.4	Reibleistung	9
2.5	Emissionen	12
2.6	Komfort in der Warmlaufphase	15
2.7	Thermomanagement	16
2.7.1	Wärmemanagement in der Übersicht	17
2.7.2	Umlenkung und Steuerung von Wärmeflüssen	19
2.7.3	Reduktion der Wärmeabgabe	28
2.7.4	Vorhaltung von Wärme	30
2.7.5	Direkt reibungsbeeinflussende Maßnahmen und ext. Energieeintrag	32
2.7.6	Weiterführende Ansätze	33
<u>3</u>	<u>Zielsetzung</u>	<u>34</u>
<u>4</u>	<u>Versuchsträger, Messtechnik und Auswerteverfahren</u>	<u>35</u>
4.1	Prüfstands Aufbau und Messtechnik	35
4.2	Auswahl der Betriebspunkte	38
4.3	Systematische Messungen (Messmethodik)	40
4.4	Reproduzierbarkeitsuntersuchungen	41
<u>5</u>	<u>Das thermische Motormodell</u>	<u>44</u>
5.1	Software zur numerische 0D/1D Simulation	44
5.2	Aufbau des thermischen Netzwerkes	44
5.2.1	Medienkreisläufe	45
5.2.2	Verbrennung und Reibung	46

5.3	Modellerweiterung	48
5.3.1	Co-Simulation	48
5.3.2	Drehmomentenregelung	50
5.3.3	Vergleich der Simulationsgenauigkeit	52
5.3.4	Übertragbarkeit des erweit. Modellansatzes auf andere Motoren	54
5.3.5	Ansatz zur Kolbenbodenkühlung	58
5.3.6	Abbildung eines Nockenwellenphasenstellers	63
6	Maßnahmen zur Verbesserung des Motorwarmlaufes	67
6.1	Prüfstandsversuche	68
6.1.1	Stilllegung des Heizkreislaufes / stehendes Wasser	68
6.1.2	Kühlwasservariation	71
6.1.3	Wechsel des Schmierstoffes	74
6.1.4	Isolation der Betriebsstoffe (Kühlwasser)	78
6.1.5	Reduktion der Ölmenge	84
6.1.6	Externe Wärmezufuhr	88
6.1.7	Motorkapselung	92
6.2	Simulationen	103
6.2.1	Optimierte Kolbenbodenkühlung	103
6.2.2	Nockenwellenphasenverstellung	108
6.2.3	Zylinderkopf in Sandwichbauweise	111
7	Zusammenfassung und Ausblick	114
8	Literaturverzeichnis	117
9	Anhang	123
9.1	Auswahl und Identifikation der Temperaturmessstellen	123
9.2	Übersicht der Messsensoren	127
9.2.1	Bohrungen	128
9.3	Instrumentierung	129
9.4	Zusatzdiagramme Übertragbarkeit des Simulationsmodells auf andere Motoren (Volvo 2.4 L R5 Dieselmotor)	131
9.5	Zusatzdiagramme Neustart nach 8h mit Motorkapselung	133
9.6	Konstruktionsbeispiel für eine regelbare Kolbenbodenkühlung	135

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
AB	Abgas
AG	Aktiengesellschaft
AGR	Abgas Rückführung
ALSi12	Aluminium-Silizium-Guss Legierung
ANWV	Auslassnockenwellenverstellung
BMW	Bayrische Motorenwerke
BR	Brennraum
CAD/CAE	Computer Aided Design / Computer Aided Engineering
CDI	Common-Rail-Injection
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
Cr	Chrom
DI	Direct Injection
DIN	Deutsche Industrie Norm
ECE	Economic Commission for Europe
EG	Ethylenglykol
ENWV	Einlassnockenwellenverstellung
EU6	EU6 Abgasemission
EUDC	Extra Urban Drive Cycle / Urban Drive Cycle
FTP75	FTP75 Fahrzyklus
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen
GS53	Stahlguss
HZ	Heizung (Innenraumwärmeübertrager)
KBK	Kolbenbodenkühlung
KM	Kühlmittel
KMP	Kühlmittelpumpe
KMWS	Kühlmittelwärmespeicher
KWT	Kühlmittel-Wärme-Übertrager mit dem Abgas
LB	Laufbuchse
LLK	Ladeluftkühler
LU	Luft
LWS	Latentwärmespeicher
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NOX	verschiedene Stickoxidverbindungen
PFI	Port Fuel Injection
PID	Proportional-Integral-Differential-Regler
PM	Partikel (Feinstaub)
PMV	Predict Mean Vote
H ₂ O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoff
Ni	Nickel
NW	Nockenwelle
O ₂	Sauerstoff

OT	Oberer Totpunkt
ÖWWT	Öl-Wasser-Wärmeübertrager
PKW	Personenkraftwagen
SO ₂	Schwefeldioxid
SULEV/ULEV	Super/ Ultra Low Emissions Vehicle
TEG	Thermoelektrischer Generator
VDI	Verband Deutscher Ingenieure
W	Wasser
WLTP	Worldwide harmonized Light Vehicles Test Procedures
WSP	Wärmespeicher
WK	Wasserkühler VWK/NWK vor/nach Wasserkühler

Formelverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
c	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	Spezifische Wärmekapazität
dU	J	Änderung der Inneren Energie
h	$\frac{J}{kg}$	Spezifische Enthalpie
h_{Hub}	mm	Hub des Kurbeltriebs
h_{KK}	mm	Höhe des Kühlkanals
\dot{H}	W	Enthalpiestrom
H_U	$\frac{kJ}{kg}$	unterer Heizwert
I	A	Stromstärke
L	m	charakteristische Länge
\dot{m}_B	$\frac{kg}{s}$	Brennstoffmassenstrom
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom
M_D	Nm	Drehmoment
n	$1/min$	Drehzahl
Nu	-	Nusselt-Zahl
p	$\frac{N}{m^2}$	Druck
P	W	Leistung
Pr	-	Prandtl-Zahl
p_m	bar	Mitteldruck
\dot{q}	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichte

\dot{Q}	W	Wärmestrom
Re	-	Reynoldszahl
s	-	Standardabweichung
T	K	Temperatur
U	V	Spannung
V	m^3	Volumen
\bar{X}, X	-	Mittelwert des Messwertes, Messwert alleine

Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
α	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangskoeffizient
δ	mm	Wandstärke
ε	-	Verdichtungsverhältnis
ε'	-	Emissionsgrad (Strahlung)
η		Wirkungsgrad
η_g	-	Gütegrad
η_m	-	Mechanischer Wirkungsgrad
η_{th}	-	Thermischer Wirkungsgrad
η_v	-	Wirkungsgrad Vergleichsprozess / vollkommener Motor
κ	-	Isentropenexponent
λ	$\frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitkoeffizient
λ_f	%	Füllungsgrad
φ	-	Dehnungsverhältnis
Ψ	-	Druckanstiegsverhältnis

1 Einleitung

In den kommenden Jahren wird die Diskussion über Klimaveränderung und Wetterphänomene weiter zunehmen und damit auch die Diskussion über neue CO₂ - Emissionsgrenzen. Der Ausstoß sogenannter Treibhausgase, zu denen hauptsächlich Kohlenstoffdioxid (CO₂) zählt, steht in direktem Zusammenhang mit dem Treibhauseffekt, der die globale Erwärmung vorantreibt. Durch die proportionale Verbindung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen leiten sich hieraus gesetzliche und kundenseitige Ziele zur Kraftstoffverbrauchsreduktion bei zukünftigen Motorengenerationen ab.

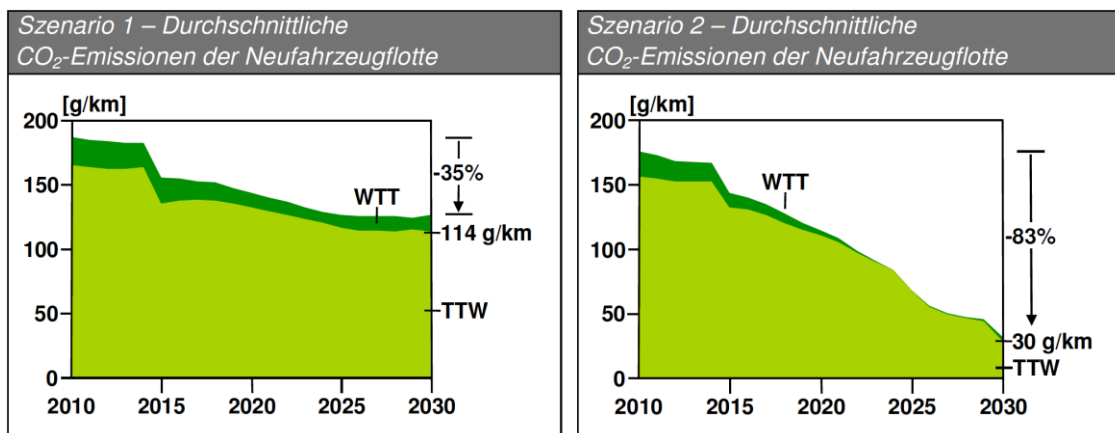


Abbildung 1-1: 2 Szenarien zur zukünftigen Entwicklung der CO₂-Emissionen für Neufahrzeuge [Mock10]

Mock blickt in seiner Dissertation 2010 in die Zukunft, gibt für zwei verschiedene Szenarien, je nach Ölpreisentwicklung und gesetzlichen Anforderungen, eine CO₂-Reduktion von 35% bis 83% an [Mock10]. Selbst für die zurückhaltende Prognose von Szenario 1 müssen in den kommenden Jahren auf allen Ebenen umfangreiche Weiterentwicklungen und Verbesserungen erfolgen. Hierfür gibt es verschiedenste aktuelle Optimierungsansätze mechanischer oder thermodynamischer Art. Die Entwicklung von Verbrennungsmotoren ist in der heutigen Zeit soweit fortgeschritten, dass die Optimierung des innermotorischen Verbrennungsprozesses mit stetig steigendem Aufwand verbunden ist. Viele dieser Maßnahmen fokussieren sich auf den thermisch stationären (betriebswarmen) Motorbetrieb. Untersuchungen haben aber gezeigt, dass im Motorwarmlauf ein erhebliches Optimierungspotential zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs liegt. Besonders während der Aufheizphase können durch gezielte Wärmeleitung, Wärmespeicherung oder Bauteilisolierung, Verbrennungs- und Reibungsprozesse positiv beeinflusst werden, welche den Kaltstart des Motors optimieren. Die Verbesserung des Kaltstartverhaltens eines Verbrennungsmotors wird auch vor dem Hintergrund der ansteigenden Hybridisierung zunehmend wichtiger, da es hier während eines Fahrzeugbetriebs durch Zu- und Abschaltung des Verbrennungsmotors zu einer Vielzahl von Motoraufheizphasen kommt. Hierbei könnte der Einsatz moderner Thermomanagementmaßnahmen zu einer Verbesserung des Motorwarmlaufs führen.

Ein Hauptproblem bei der Entwicklung von technischen Lösungen, unter dem Gesichtspunkt der Optimierung eines Gesamtsystems, ist die Bestimmung der Wirksamkeit einer Maßnahme. Hierfür werden überschlägige Werte oder besser, quantifizierbare Prozessgrößen benötigt. Diese können entweder durch Versuche bestimmt, oder gegebenenfalls mittels eines vorhandenen Simulationsmodells berechnet werden. Um eine Vergleichbarkeit zu garantieren, ist es notwendig, die Untersuchungen zu verschiedenen Maßnahmen unter gleichbleibenden Bedingungen an einem Versuchsträger durchzuführen.

Ziel der Arbeit ist es, einen einheitlichen Überblick über die gängigsten Thermomanagementmaßnahmen zu geben und diese hinsichtlich ihres Potentials durch Mess- als auch Simulationsergebnisse zu bewerten.

Weiterhin ist es möglich, mit Hilfe des in dieser Arbeit erweiterten Simulationsmodells des FVV-Projektes „Motorwärmetausch“ zukünftig den Einfluss von Thermomanagementmaßnahmen zu simulieren.

2 Grundlagen zum Motorbetrieb in der Warmlaufphase

Die aktuelle Entwicklung führt zu immer kompakteren und in allen Bereichen optimierten Motoren. Dabei steht neben der Erhöhung des absoluten Wirkungsgrades auch die Optimierung von transienten Zuständen, wie dem Motorwarmlauf, im Vordergrund. Betrachtet man die Studie des Bundesministeriums für Verkehr „Mobilität in Deutschland“ so zeigt sich, dass 60% aller PKW-Fahrten unterhalb von 5 km erfolgen [BMVB08]. Folglich wird fast die Hälfte aller Fahrzeugkilometer in Deutschland im Warmlaufbetrieb zurückgelegt. Hieraus lässt sich ein großes Optimierungspotential ableiten, welches mit Hilfe des Einsatzes von Thermomanagementmaßnahmen erschlossen werden soll. Eine schlechte Gemischbildung, unvollständige Verbrennung, erhöhte Wandwärmeverluste und erhöhte innere Reibleistung führen zu einem vermehrten Kraftstoffverbrauch und damit verbunden zu einem höheren Schadstoffausstoß. Weitere Nebeneffekte sind erhöhter Verschleiß sowie fehlender Komfort im Fahrgastraum auf Grund mangelnder Heizleistung. Abbildung 2-1 zeigt den kontinuierlichen Kraftstoffmassenstrom in der Warmlaufphase für den Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm.

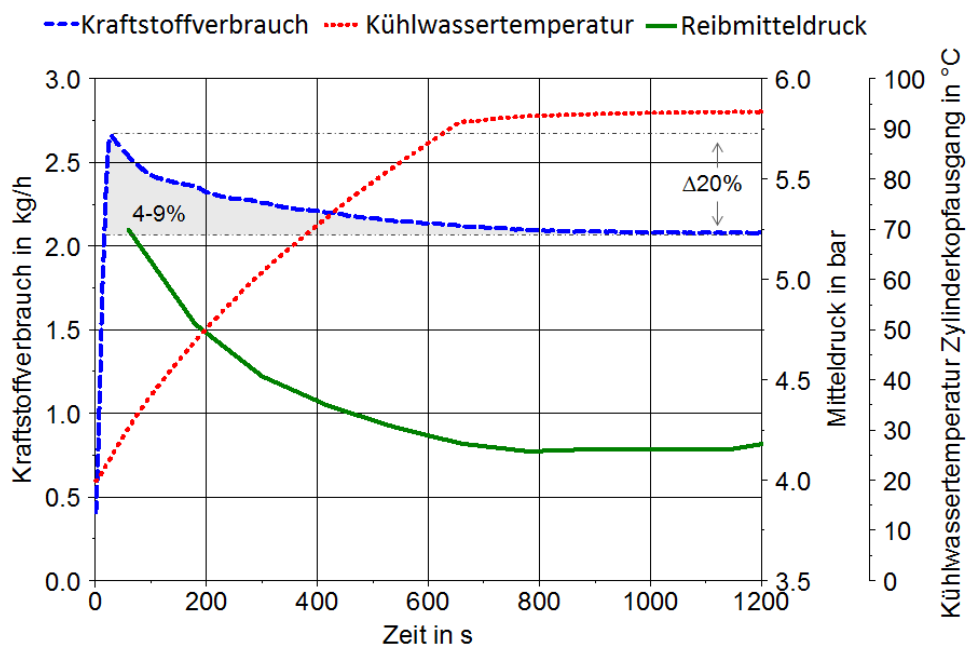


Abbildung 2-1: Änderung des Kraftstoffmassenstroms, des Reibmitteldrucks und der Kühlwassertemperatur während der Warmlaufphase

Man erkennt sehr gut die innermotorische Lastpunktverschiebung aufgrund der absinkenden Reibleistung. Bezogen auf den Anfangszustand bei 20°C ist das ein 20% geringerer Kraftstoffmassenstrom beim Erreichen der Betriebstemperatur. Integriert über den gesamten Zeitraum von 1200 Sekunden zeigen sich für diese stationären Untersuchungen je nach Lastpunkt Einsparungen von 4% bis 9%. Dieses Spektrum stellt das theoretisch maximal erreichbare Optimierungspotential für alle Thermomanagementmaßnahmen dar.

Richter et al. haben 2004 in ihren Untersuchungen bei der BMW AG das Grenzpotential für verschiedene Ottomotoren untersucht (Abbildung 2-2). Hierbei zeigen sich für den gemittelten Verbrauch aus Stadtzyklus und Überlandverkehr ähnliche Ergebnisse, welche auf Grund des Brennverfahren, bzw. der Motorengröße aber etwas höher ausfallen. Weiterhin wurden hier Gesamtfahrzeuge betrachtet, womit ein Einfluss aus dem restlichen Antriebsstrang Eingang ins Ergebnis findet.

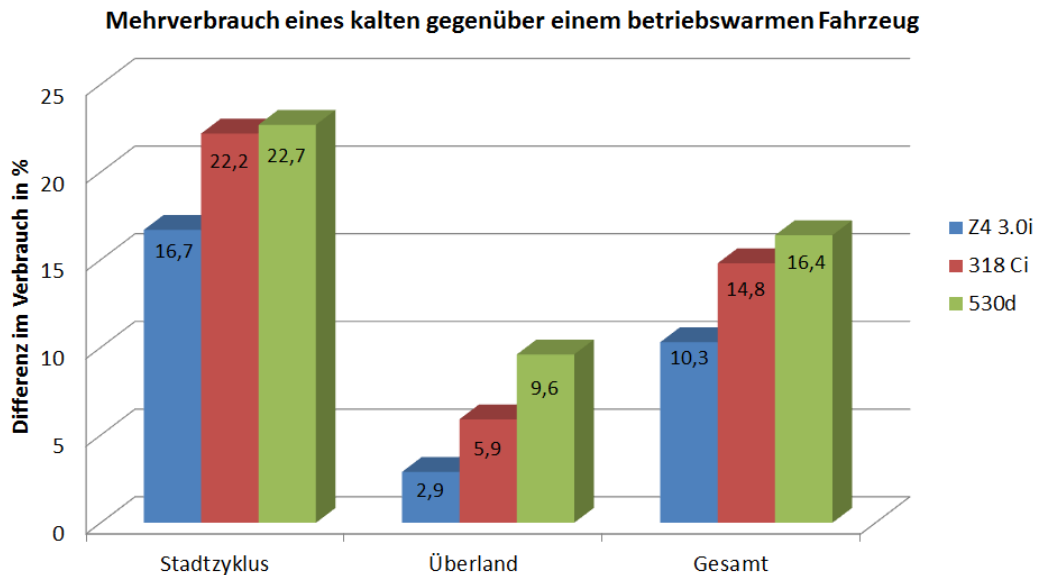


Abbildung 2-2: Mehrverbrauch eines kalten gegenüber einem betriebswarmen Fahrzeugs (4x ECE – Stadtzyklus und 1x Überlandzyklus EUDC) [Rich04]

Je nach Zyklusabschnitt ergeben sich unterschiedliche Verbrauchsvorteile. Gesamt betrachtet liegen die Verbrauchsvorteile in dieser Untersuchung zwischen 10-16%. Berücksichtigt man die Tatsache, dass die Untersuchungen mit Fahrzeugen und teilweise auch mit anderen Brennverfahren und Motoren durchgeführt wurden, bestätigen diese ein rein motorisches theoretisches Einsparpotential von max. 9-10% für vier-Zylinder-Motoren um 2 l Hubraum. Die Ergebnisse von Haupt bestätigen zusätzlich die zu erwartenden maximalen Einsparpotentiale [Haupt13]. Er untersuchte die relativen Verbrauchsänderungen eines 3er BMW gegenüber der Starttemperatur von 20°C (Abbildung 2-3).

Für den NEFZ gibt er Vorteile von etwa 8% an, welche sich mit den Ergebnissen der eigenen Untersuchungen decken. Weiterhin erkennt man sehr gut, dass sich die Vorteile durch den betriebswarmen Start bei sehr langen und höherlastigen Fahrzyklen verringern (z.B. Artemiszyklus), da hier der Einfluss der Startphase auf den Gesamtzyklus kleiner wird. Der NEFZ mit seiner kurzen Laufzeit und seinen vielen niederlastigen Fahranteilen weist daher höhere prozentuale Einsparungen aus, als längere höherlastige Fahrzyklen. Der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) ist ein gesetzlicher Fahrzyklus, der zur Bewertung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen genutzt wird. Viele der im späteren vorgestellten Ergebnisse nehmen dabei Bezug zu diesem Fahrzyklus.

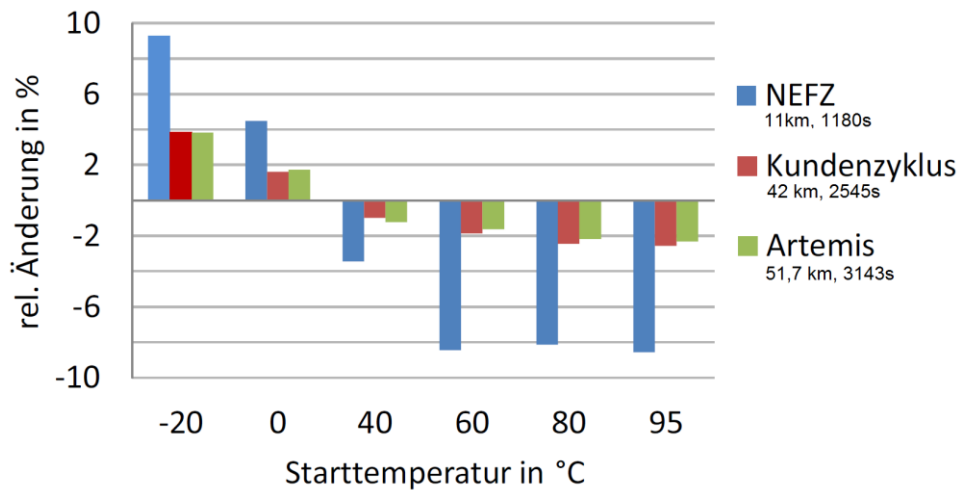


Abbildung 2-3: Relative Verbrauchsänderung des BMW 3er (335i - 225kW, R6 Ottomotor) gegenüber der Starttemperatur von 20°C [Haupt13]

Die meisten realen PKW-Fahrten sind, wie oben besprochen, eher kurzzeitig mit geringem Motorlastniveau. Haupt schreibt hierzu, dass Untersuchungen von Wärmemanagementmaßnahmen bei einer Starttemperatur von 25°C zeigen, dass das gesamte Verbrauchseinsparpotential bei ca. 10-15%, gegenüber Versuchen ohne thermische Maßnahmen liegt. Weiterhin zeigt sich, dass mit sinkender Kaltstarttemperatur das Einsparpotential überproportional steigt [Haupt13].

Lindl gibt als Resümee an, dass die Warmlaufphase verstärkt in die Motorkonstruktion und Applikation integriert werden muss, um die steigenden gesetzlichen Anforderungen in Bezug auf Verbrauch und Emissionen einhalten und die Sicherheit sowie den Komfort im Automobil gewährleisten zu können [Lind02].

2.1 Wirkungsgrad

Allgemein beschrieben ist der Wirkungsgrad das Verhältnis zwischen einem gewonnenen Nutzen im Bezug zum getätigten Aufwand. Verbrennungsmotoren sind Wärmekraftmaschinen, bei denen eine Umwandlung von chemisch gebundener Energie (Aufwand) über einen Verbrennungsvorgang in mechanische Energie erfolgt (Nutzen).

Teile der Energie aus diesem Prozess werden unter Verwendung des Kurbeltriebes in mechanische Energie umgewandelt. Die restlichen Anteile werden mit dem Abgas als auch über die Brennraumwände und das Kühlwasser an die Umgebung abgeführt. Im realen Dieselmotorbetrieb werden zirka 65-70% der Kraftstoffenergie in der Warmlaufphase in Abwärme umgewandelt. Für eine Berechnung des Wirkungsgrades kann man einfache Modelle benutzen und beschreibt sie mit Hilfe von geschlossenen Kreisprozessen. Abbildung 2-4 zeigt die verschiedenen Kreisprozesse. Dem realen Motorbetrieb kommt der Seiliger Prozesses am nächsten. Der Wirkungsgrad des Seiliger-Prozesses berechnet sich aus:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varphi^{\kappa} \cdot \psi - 1}{\psi - 1 + \psi \cdot \kappa(\varphi - 1)} \quad (2-1)$$

Druckanstiegsverhältnis: $\psi = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}$ (2-2)

Dehnungsverhältnis: $\varphi = \frac{V'_3}{V_3} = \frac{T'_3}{T_3}$ (2-3)

Gleichung (2-1) beinhaltet die Grenzfälle von Gleichdruckprozess bei einem Drucksteigerungsverhältnis von $\psi = 1$ mit ($p_2 = p_3$) und den Gleichraumprozess bei einem Dehnungsverhältnis $\varphi = 1$. Der erzielbare Wirkungsgrad liegt zwischen den Grenzfällen und ist umso höher, je mehr isochore Wärme zugeführt wird [Tods12].

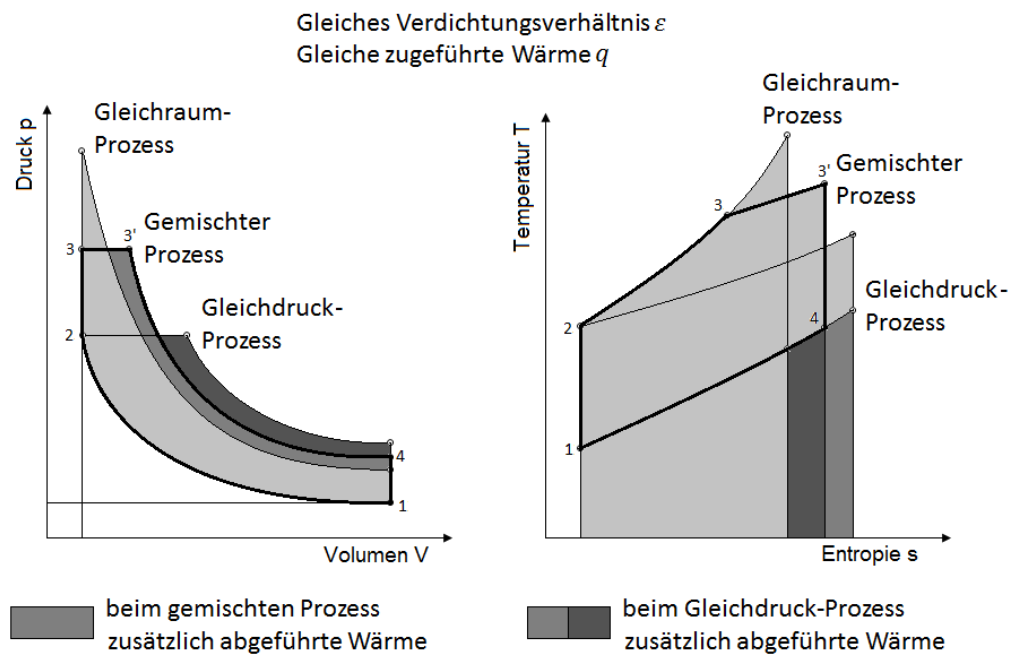


Abbildung 2-4: Vergleich der motorischen Vergleichsprozesse [Bass04]

Die Modellvorstellungen betrachten nicht den stoffseitigen Umsatz der Ausgangsprodukt der Verbrennung, z.B. Luft und Kraftstoff zu den Abgasen CO_2 , CO , HC , NO_x , H_2O , N_2 , usw.).

Die Umwandlungsprozesse während der Verbrennung sind sehr komplex, sodass eine genaue Beschreibung der Reaktionskinetik nicht möglich ist. Der reale Motorprozess weist jedoch gegenüber dem entsprechenden thermodynamischen Vergleichsprozess zusätzliche Verluste auf. Die Verluste teilen sich wie folgt auf:

- nichtideale Verbrennung (unvollständige, verschleppte Verbrennung),
- Wandwärmeverluste während der Verbrennung,
- Aufheizung der Frischluft,
- Ladungswechselperluste inklusiver der Strömungsverluste,
- Undichtigkeiten (Blow-By etc.).

Stellt man den idealisierten Kreisprozess dem Realprozess in einem p-v-Diagramm gegenüber, erkennt man sehr gut den Unterschied (Abbildung 2-5).

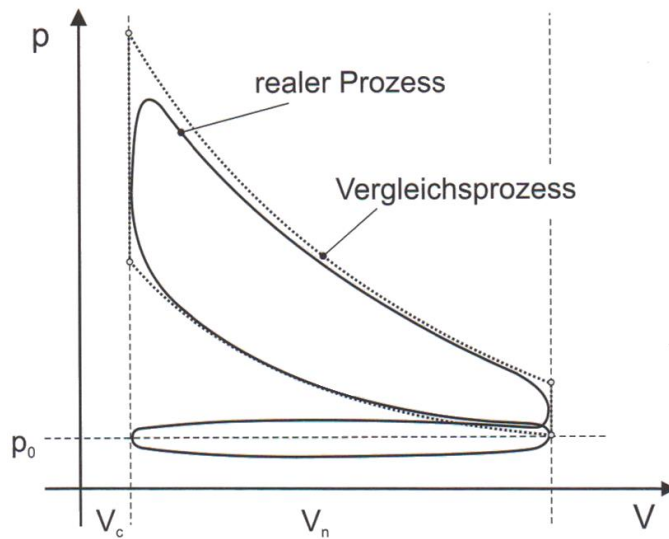


Abbildung 2-5: Realer und idealer Kreisprozess [Tods12]

Der Wirkungsgrad für den Realprozess wird über den Energieansatz beschrieben. Danach bestimmt sich der Wirkungsgrad, je nachdem ob der indizierte (reibungsfreie) oder effektive bestimmt werden soll, nach:

$$\eta = \frac{P}{\dot{m}_B \cdot H_U} \quad (2-4)$$

Abbildung 2-6 zeigt ausgehend vom eingesetzten Nutzen eine Wirkungsgradkette vom einfachen Vergleichsprozess hin zum realen Motorprozess:

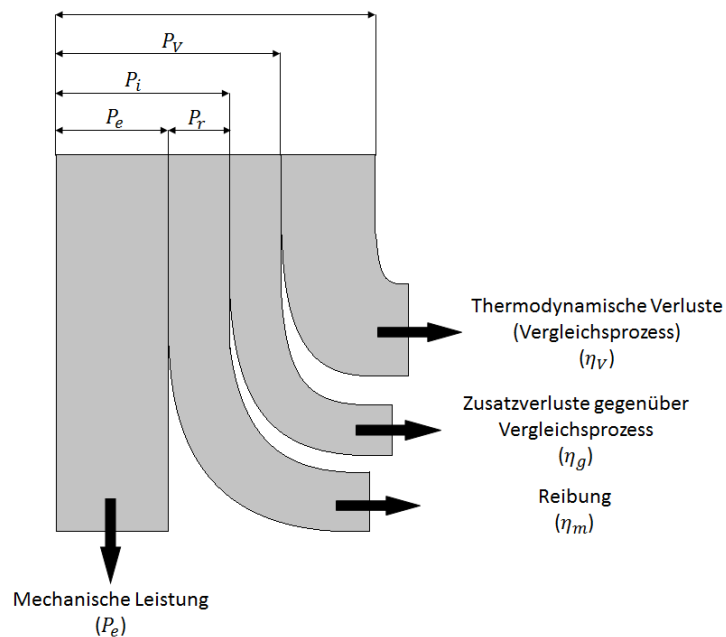


Abbildung 2-6: Wirkungsgrade ausgehend vom Vergleichsprozess [Tods12]

2.2 Energiebilanz

Die im allgemeinen Sinn als Verlust bezeichnete Abwärme stellt während der Warmlaufphase ein zusätzlich nutzbares Energiepotential dar, welches den Wirkungsgrad während der Aufheizphase steigern kann. So können Abwärmen je nach Bilanzgrenze den Gesamtwirkungsgrad steigern (z.B. Abwärmenutzung für Heizleistung im Winter bzw. Aufheizen des Motors auf Betriebstemperatur). Bezogen auf die Systemgrenze „Verbrennungsmotor“ fließen die folgenden Energieströme (Abbildung 2-7):

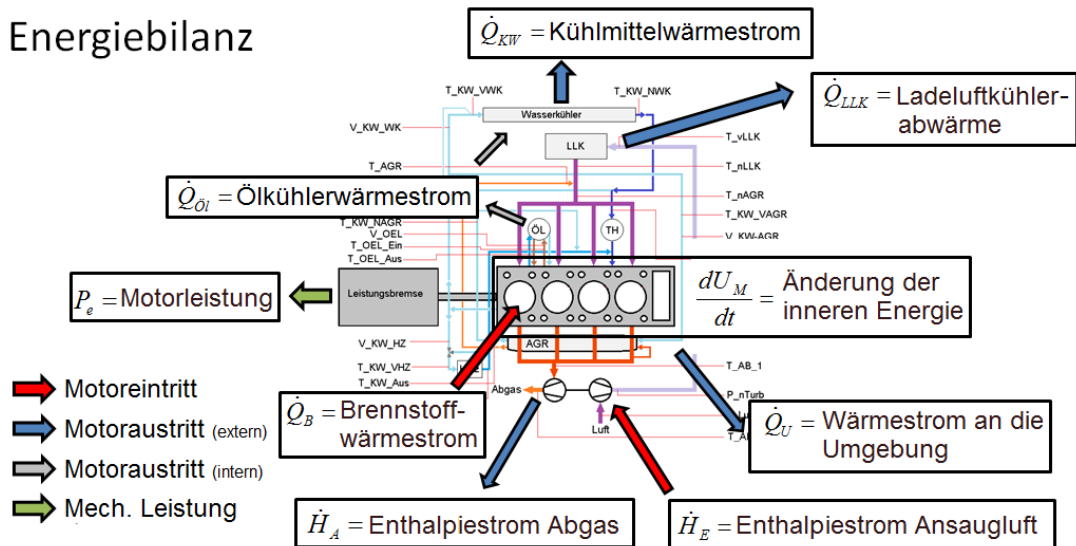


Abbildung 2-7: Energieströme eines Verbrennungsmotors

Schlüsselt man diese Energieströme detaillierter nach ihren energetischen Anteilen auf, wie in Abbildung 2-8, zeigen sich die Bereiche welche das Potential für Thermomanagement haben.

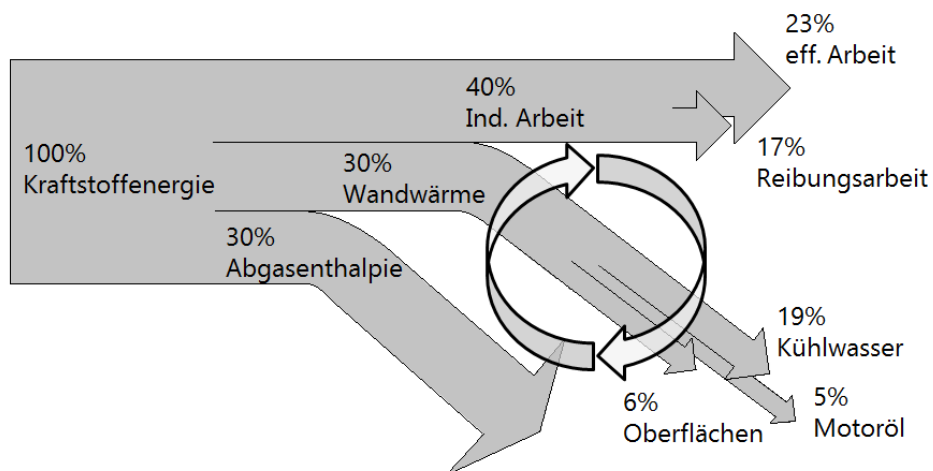


Abbildung 2-8: Sankey-Diagramm eines Dieselmotors

Ausgehend vom zugeführten Hauptenergiestrom aus der chemischen Energie des Kraftstoffes, teilen sich die Energien in die indizierte Arbeit und die dazugehörigen

Abwärmen (Wandwärme und Abgasenthalpie) auf. Die Abgasenthalpie stellt mit 30% ein hohes Optimierungspotential dar. Thermische Eingriffe an dieser Stelle benötigen allerdings immer einen hohen Integrationsaufwand für ein sauber funktionierendes Abgasnachbehandlungssystem und sind daher schwer umzusetzen. Die Wandwärmeverluste (30%) aus der Verbrennung sollen in der Warmlaufphase am besten so umgeleitet und genutzt werden, dass sie einen direkten Einfluss auf die Öltemperatur haben und diese schnellstmöglich in einen reibungsoptimalen Bereich bringen. Eine Änderung der prozentualen Verteilung der Energien im Bezug zur indizierten Arbeit steht nicht im Vordergrund des klassischen Thermomanagements. Dies betrifft eher Brennverfahrens- als auch Tribologieoptimierung. Während der Warmlaufphase sind demnach alle Energieströme, die nach außen, außerhalb der Bilanzgrenze „Motor“ gerichtet sind, interessant. Hierzu zählen vor allem der Hauptwasserkühler, die Medien selbst, die Fahrgastzellenheizung, und letztendlich die Wärmeabgabe an die Umgebung durch die Oberflächen von Motorblock, Zylinderkopf und Ölwanne. Somit kristallisieren sich drei Schwerpunkte für Thermomanagementansätze in der Warmlaufphase heraus:

Zuerst die „intelligente“ Umverteilung der Wärme innerhalb des Motors, zum zweiten die Reduktion der Wärmeabgabe an die Umgebung, zum dritten die Vorhaltung von Wärme aus dem betriebswarmen Zustand (Energiespeicherung). Eine Übersicht über aktuelle Ansätze des Wärmemanagements findet sich in **Kapitel 2.7.1**.

2.3 Thermisches Motorverhalten

Das thermische Verhalten eines Verbrennungsmotors lässt sich anhand der Bauteilerwärmung sowie des Schmier- und Kühlmittelkreislaufs beschreiben. Der hauptsächliche Wärmeeintrag aus der Verbrennung und Reibung lässt sich über diese beiden Kreisläufe ermitteln. Hierbei gilt es zu beachten, dass im Kaltstart zunächst die Bauteilwände erwärmt werden und somit die Erwärmung der Kreisläufe verzögert wird. Des Weiteren erfolgt bei erwärmtem Motor zusätzlich eine Wärmeabfuhr über die Umgebungsluft. Der Wärmestrom, der in den Wasser- und Ölkreislauf emittiert wird, setzt sich aus der Verbrennungswärme und der Reibungsleistung zusammen. Dabei wird der größte Teil durch die Verbrennung erzeugt. Der größte Teil der hierbei entstandenen Wärme wird über den Zylinderkopf und die Zylinderlaufbuchse an das Kühlwasser abgegeben. Die restliche Wärme wird über den Kolben an das angespritzte Öl und die Laufbahn abgegeben. Weiterhin nimmt das Motoröl die Reibungswärme aus den Lagern der Kurbelwelle, der Nockenwelle und dem Turbolader auf. Über einen Öl-Wasser-Wärmeübertrager erfolgt in der Warmlaufphase ein Wärmeaustausch vom Kühlwasser zum Öl.

2.4 Reibleistung

Eine zentrale Rolle bei der Optimierung der Aufheizphase spielt die Öltemperatur; je eher sich diese der Betriebstemperatur nähert, desto geringer fällt die zur Überwindung der

Eigenreibung erforderliche Reibleistung aus. Die Ölviskosität, welche direkt proportional die Reibleistung beeinflusst, sinkt bei steigender Temperatur asymptotisch (Abbildung 2-9).

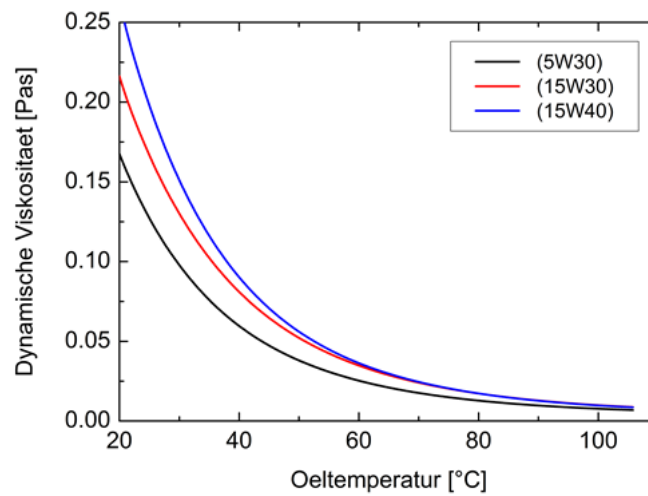


Abbildung 2-9: dynamische Ölviskosität in Abhängigkeit der Temperatur [Implementierte Stoffwerte in AMESIM]

Man erkennt den schnellen Abfall der dynamischen Viskosität. Ein schnelles Erreichen einer Öltemperatur von ca. 60°C ist während der Warmlaufphase empfehlenswert. Im späteren Verlauf sind weitere Reibleistungssenkungseffekte noch vorhanden, jedoch sind diese geringer. Eine schnellere Erwärmung reduziert die Ölviskosität und führt zu einer geringeren Motorreibleistung und einer geringeren Ölpumpenleistung aufgrund der leichteren Förderung des Mediums. Die Auswirkungen der Fluidtemperaturen auf den Reibmitteldruck sind in Abbildung 2-10 dargestellt.

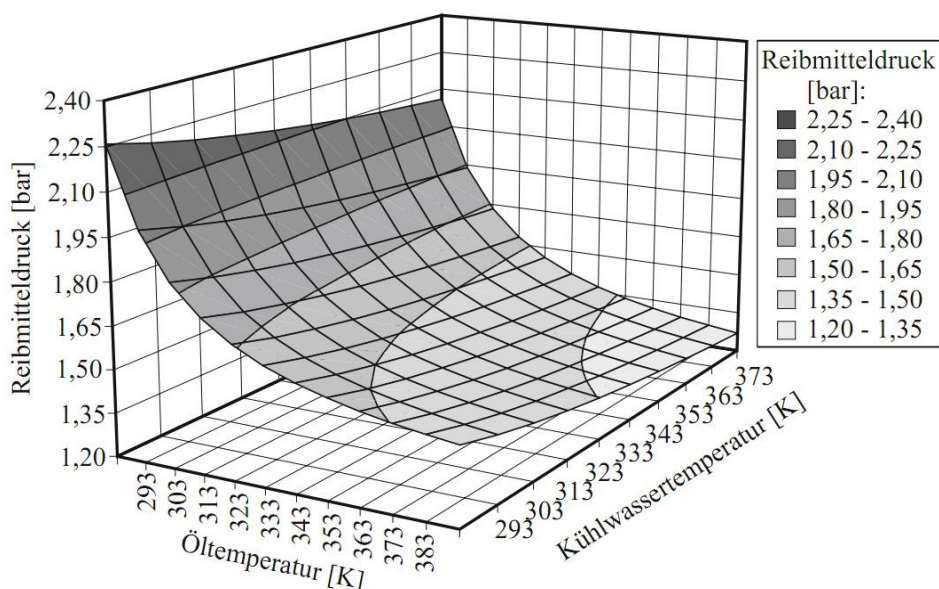


Abbildung 2-10: Reibkennfeld 1,9 I Dieselmotor bei 2300 U/min bei 40 Nm Last [Merk12]

Die Abbildung veranschaulicht, dass der Reibmitteldruck mit steigender Öl- und Kühlwassertemperatur abfällt. Eine Veränderung der Kühlwassertemperatur um 80 K führt

zu einer Reduzierung des Reibmitteldrucks um ca. 9%, wohingegen die Öltemperatur bei gleichen Temperaturzunahme den Reibmitteldruck um ca. 33% absinken lässt. Anhand des Diagramms wird ersichtlich, dass vor dem Hintergrund der Reibungsreduzierung die Erwärmung des Schmieröls höhere Priorität hat, als die des Kühlmittels. Teilt man die Gesamtreibleistung auf die einzelnen Komponenten auf, so ergibt sich folgendes Bild für den Aufheizprozess.

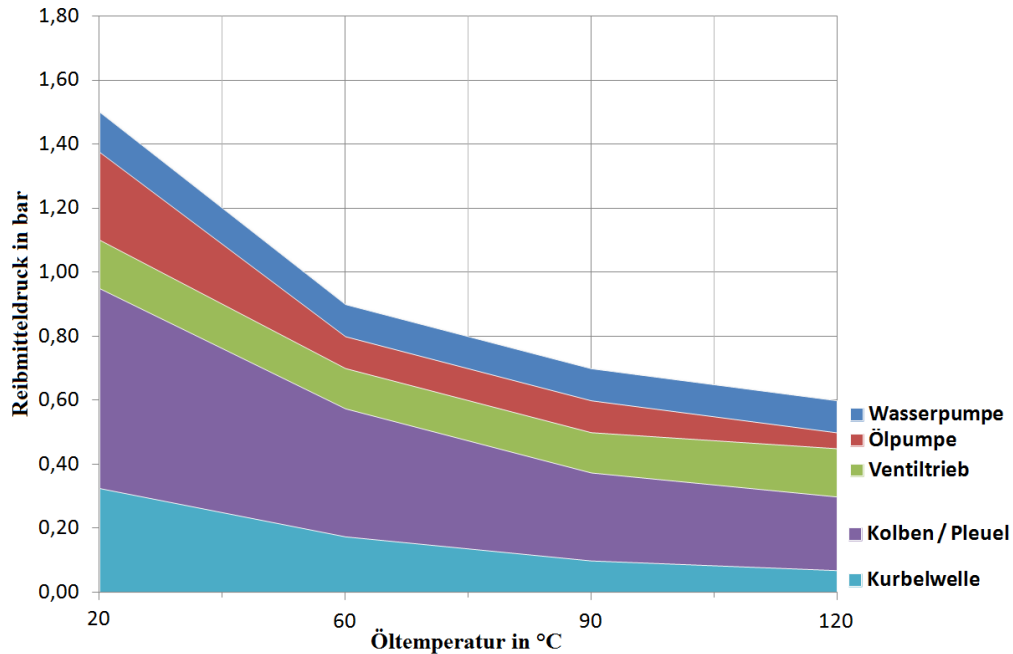


Abbildung 2-11: Reibmitteldruckänderung über der Öltemperatur eines 2.0l Ottomotors [Maas05]

Die Strippmessungen bei unterschiedlich konditionierten Betriebsbedingung zeigen, dass sich die Reibleistungsanteile der verschiedenen Gruppen über den Prozess des Warmlaufens verschieben. So werden die Reibungsanteile des Ventiltriebes, bezogen auf die Gesamtreibung mit steigender Temperatur höher. Während es bei fast allen Baugruppen mit sinkender Öltemperatur zu einer Abnahme der Reibung kommt, erfahren die Reibpartner des Nockentriebes eine Reibungserhöhung. Dies kommt daher, dass die Relativgeschwindigkeiten der Reibpartner im niederen Drehzahlbereich sehr klein sind und es auf Grund der absinkenden Ölviskosität vermehrt zu Mischreibungseffekten kommt. Zu Anfang - bei kaltem Öl und hoher Viskosität - befindet sich das System noch im Gleitreibungszustand, welcher trotz höher Ölviskosität aber absolut gesehen reibungsgünstiger ausfällt. Trotz allem führt ein schneller Anstieg der Öltemperatur und damit einhergehend ein Absinken des gesamten Reibmitteldrucks zu einer Kraftstoffeinsparung in der Warmlaufphase [Merk12].

2.5 Emissionen

Die Abgasgrenzwerte werden sich zukünftig weiter verschärfen. Bezogen auf die Hauptabsatzmärkte der Fahrzeugindustrie stellen die USA im Bundesland Kalifornien die höchsten Emissionsanforderungen an Verbrennungsmotoren (Tabelle 2-1).

Tabelle 2-1: Regionalspezifische Abgasgrenzwerte [Raab07]

Abgasgrenzwerte	HC	CO	NOx
ULEV*	0,04 g/Meile	1,7 g/Meile	0,2 g/Meile
SULEV*	0,01 g/Meile	1,0 g/Meile	0,02 g/Meile
EU 3**	0,2 g/km	2,3 g/km	0,15 g/km
EU 4**	0,1 g/km	1,0 g/km	0,08 g/km
EU 5***	0,075 g/km	1,0 g/km	0,06 g/km

* USA; ** Europa, ***Vorschlag der EU Kommission

Die Einsparung von Kraftstoff führt auf direktem Weg auch zur Reduktion der Schadstoff- und Rohemissionen. Besonders in der Kaltstartphase treten erhöhte Werte von HC-Emissionen auf. Das ist bei Ottomotoren auf eine Vielzahl von Effekten zurückzuführen. Die Effekte Wall-Quenching, Flame-Quenching, Schmieröleintrag, Absorption durch Ablagerungen, Leckage am Auslassventil und Blow-By sind nicht vernachlässigbar, haben aber einen geringeren Einfluss als die unzureichende Aufbereitung des Kraftstoffes. Bei Motoren mit äußerer Gemischbildung kommt es zur Anlagerung von Kraftstoff als Wandfilm im Saugrohr. Besonders flüssiger Kraftstoff, der nicht verdampft, führt zu HC-Emissionen. Dabei werden in den ersten Sekunden der Kaltstartphase, nur ca. 40-50% des Kraftstoffes verdampft, der restliche Teil bleibt flüssig und trägt zu einer unvollständigen Verbrennung bei. Der daraus resultierende Effekt ist, dass für ein stöchiometrisches Kraftstoff-Luft Verhältnis ($\lambda=1$) eine um bis zu 40% erhöhte Kraftstoffmenge notwendig ist [Raab07]. Die Nutzung von konventionellen Innenraumwärmeübertragern kann bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung den Warmlauf verlängern und führt auf Grund des länger anhaltenden schlechteren Abdampfens des Wandfilms zu fast 40% Mehrverbrauch in der Startphase [Yold02].

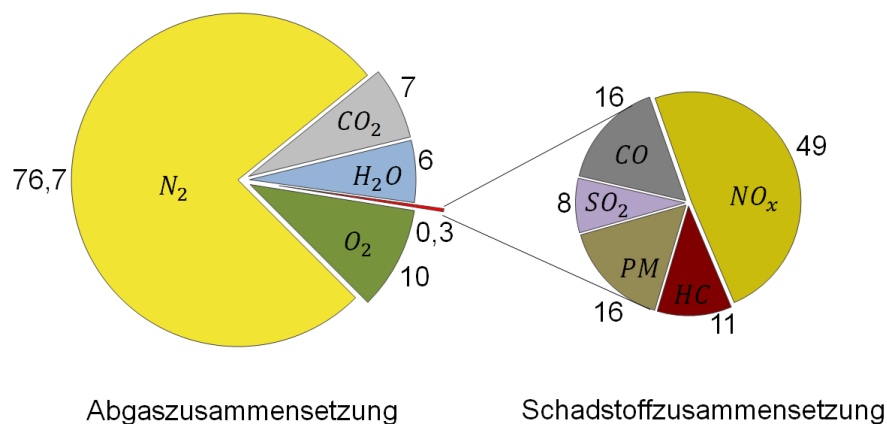
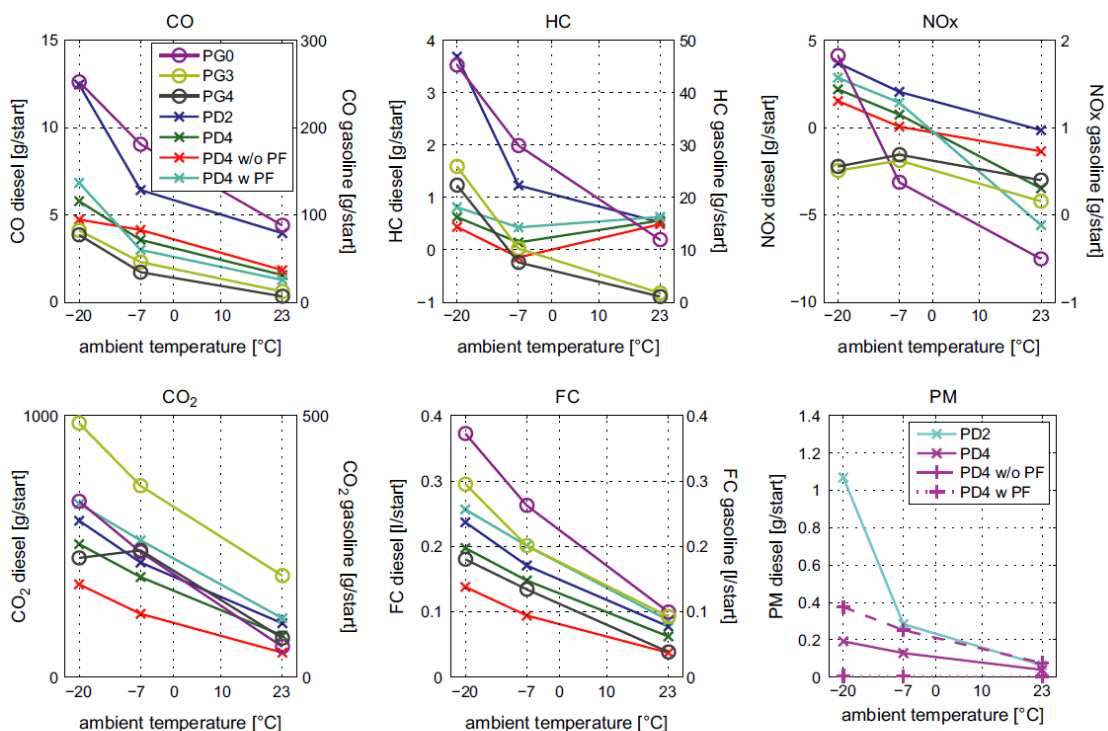


Abbildung 2-12: Mittlere Abgas- und Schadstoffzusammensetzung eines Dieselmotors ohne Katalysator im NEFZ [Maye05]

Bei der dieselmotorischen Verbrennung kommt es hingegen vermehrt zur Bildung von Stickoxiden (NO_x), Kohlenstoffmonoxiden (CO), Kohlenwasserstoffen (HC) und Partikeln (PM), wobei die HC- und PM-Bildung durch eine unvollständige Verbrennung in der Warmlaufphase dominieren. Die Aufteilung der einzelnen Anteile zeigt Abbildung 2-12.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe entstehen lokal in Gebieten, die für eine Verbrennung unzureichende Temperaturen oder Sauerstoffmangel aufweisen [Maye05]. Das kann bei geringen Wandtemperaturen, wie sie im Kaltstart vorliegen, auftreten. Die Temperatur reicht dann nicht aus, um den Kraftstoff vollständig von der Wand abdampfen zu lassen. Des Weiteren werden in den ersten Sekunden nach dem Start geringere Verdichtungsendtemperaturen erreicht. Diese führen zu einem schlechteren Durchbrennen des Kraftstoffs und erhöhen damit die Rußemissionen [Moll07].

Abbildung 2-13 zeigt Ergebnisse aus einer Studie von Weilenmann et al. 2009 zum Emissionsverhalten von Motoren bei unterschiedlichen Starttemperaturen. Grundlage war hierbei der städtische Fahrzyklus UDC, welcher eine kurze Stadtfahrt von 3 min mit 1 km Strecke simuliert. Untersucht wurden verschiedene Fahrzeuge unterschiedlicher Abgasemissionsklassen im Bereich der Otto- und Dieselmotoren.



PG0: gasoline Euro-0, PG3: gasoline Euro-3, PG4: gasoline Euro-4, PD2: diesel Euro-2, PD4: diesel Euro-4, PF: particle filter

Abbildung 2-13: Vergleich der zusätzlich emittierten Schadstoffemissionen in der Kaltstartphase verschiedener Fahrzeuge mit Otto (PG) oder Dieselmotor (PD) unter veränderten Startbedingungen im Vergleich zu Emissionen bei Betriebstemperatur von 90°C [Weil09]

Dabei zeigt sich der signifikante Einfluss der Starttemperatur auf die Rohemissionen während der Startphase. Alle Schadstoffe reagieren in ihrer Entstehung positiv auf eine erhöhte Starttemperatur. So reduzieren sich die HC-Emissionen für Ottomotoren im Start bei

einer Erhöhung der Starttemperatur von -7°C auf $+10^{\circ}\text{C}$ um fast die Hälfte. Auch Fahrzeuge höherer Emissionsklassen weisen qualitativ das gleiche Verhalten auf, nur die absolute Menge ist hierbei geringer. Das gleiche Verhalten zeigt sich auch für Dieselmotoren und ist übertragbar auf die anderen Schadstoffe.

Ergebnisse der gleichen Forschungsgruppe um Favez, Weilenmann et al. 2009 zeigen die Abnahme der totalen Emissionen (alle Einzelbestandteile sind hier addiert) über einen 45-minütigen Zyklus (Abbildung 2-14). Hierbei wird der oben zitierte Stadtzyklus fünfzehnmal in Folge gefahren. Die Emissionen wurden dabei über den jeweiligen Einzelzyklus gemittelt.

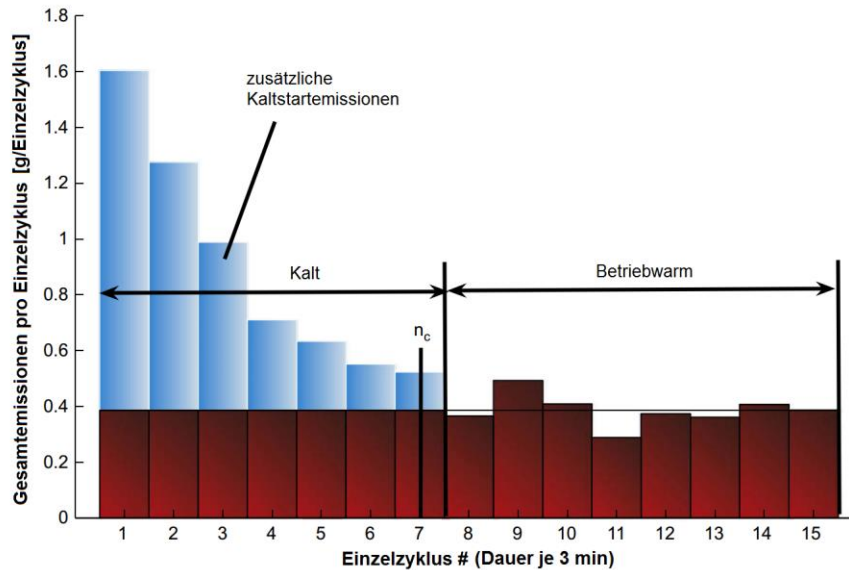


Abbildung 2-14: Verhalten der Gesamtemissionen verschiedener Fahrzeuge der Emissionierungsstufe Euro4 während der Warmlaufphase [Fave07]

Zu Beginn der Startphase zeigen sich fast viermal so hohe Emissionsmengen, welche im Verlauf zwar abnehmen, aber selbst am Ende des dritten Einzelzyklus (nach ca. 9 min) aber immer noch doppelt so hoch sind. Erst nach 21 Minuten stellt sich ein normaler Schadstoffausstoß ein.

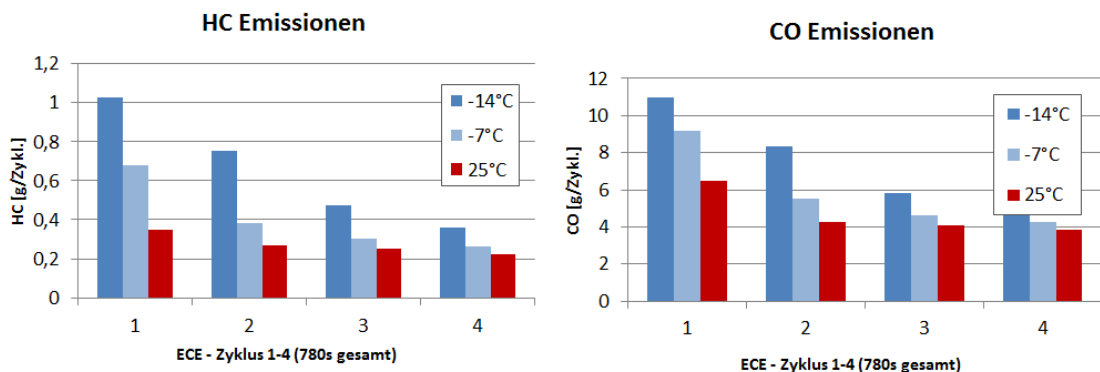


Abbildung 2-15: HC und CO Emissionen eines 2,2l CDI Motors im ECE Zyklus bei unterschiedlichen Starttemperaturen [Lind02]

Auch Lindl kommt 2002 zu ähnlichen Ergebnissen und zeigt in Abbildung 2-15 welches Emissionssenkungspotential eine leichte Temperaturanhebung, gerade im Niedertemperaturbereich mit sich bringt [Lind02]. So führt eine Erhöhung einer Anfangsstarttemperatur von 7 K im Niedertemperaturbereich von -14°C zu einer 40%igen HC Emissionsreduktion. Die Einflüsse auf den CO-Anteil sind vorhanden, aber weniger ausgeprägt, da die CO-Bildungsmechanismen nicht so stark von Starttemperatur getrieben sind. Hierfür werden eher hohe Temperaturen während der Verbrennung benötigt, um eine vollständige Umwandlung von CO zu CO_2 zu gewährleisten. Grabe schreibt dazu in seiner Dissertation 2002: „Kühlt das Reaktionsgas am Ende der Verbrennung schnell ab, so ist es möglich, dass nicht ausreichend Zeit für eine rückstandsfreie Umsetzung zur Verfügung steht“ [Grab]. Erst ein Anstieg mit längeren Phasen höherer Verbrennungstemperatur führt zur CO-Reduktion, wie man an dem starken CO-Rückgang von Zyklus 1 zu 2 in Abbildung 2-15 sehen kann.

2.6 Komfort in der Warmlaufphase

Ein nicht zu vernachlässigender Punkt in der Warmlaufphase stellt der Innenraumkomfort beim Heizen der Fahrerkabine dar. Auf Grund des hohen Wirkungsgrades erzeugen moderne Dieselmotoren sehr wenig Abwärme, so dass in der Warmlaufphase dies oft durch elektrische Zuheizter ausgeglichen werden muss [Yold02]. Thermomanagementmaßnahmen können hierbei positive Effekte auf den Innenraumkomfort haben und den Einsatz elektrischer Zuheizter reduzieren. In Abbildung 2-16 sind die unterschiedlichen Aufheizzeiten des Heizungswärmeübertragers mit und ohne Zuheizung für einen 2,2 l Dieselmotors im ECE-Zyklus dargestellt [Lind02].

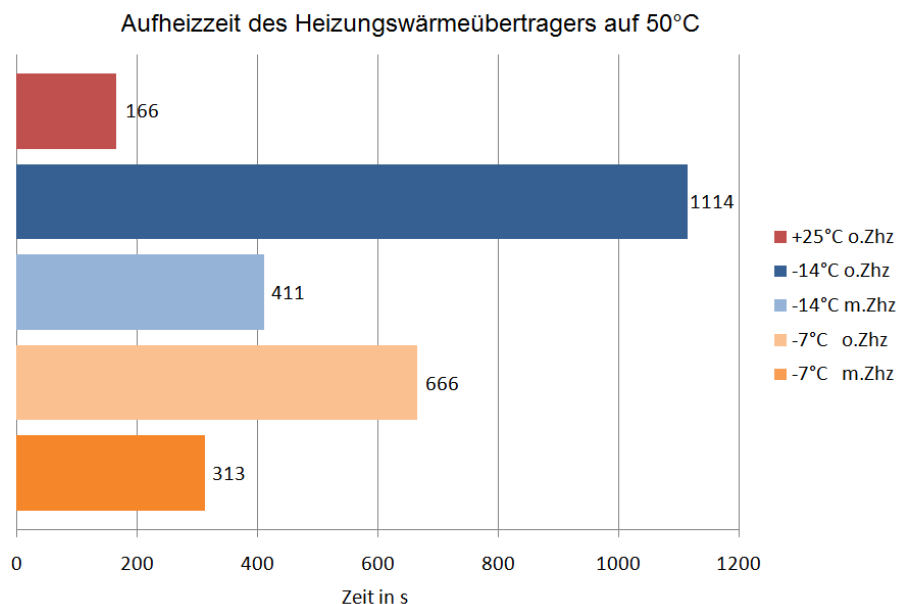


Abbildung 2-16: Aufheizzeit des Heizungswärmeübertragers auf 50°C eines 2,2l 105 kW CDI Motors im ECE - Zyklus bei unterschiedlichen Starttemperaturen mit und ohne Zuheizung (Zhz) [Lind02]

Es zeigt sich mit Nutzung eines kraftstoffbetriebenen Zuheizers, dass sich die Aufheizzeiten des Heizungswärmeübertragers teilweise mehr als halbieren. Bei einer Starttemperatur von -7°C konnte durch den Einsatz des Zuheizers die Aufheizzeit in die Nähe von 25°C gebracht werden. Zusätzlich ergeben sich dabei noch positive Effekte auf die Emissionierung, wie Kapitel 2.5. gezeigt hat. Yoldjou, Tuschinski et al. 2002 zeigen in einer Studie wie sich die Nutzung einer Innenraumheizung auf die Behaglichkeit des Fahrers auswirkt. Dazu wurde der Predicted Mean Vote (PMV)-Behaglichkeitswert für den Einsatz mit und ohne Innenraumheizer bei unterschiedlichen Starttemperaturen für die jeweilige Testdauer gemittelt (Abbildung 2-17).

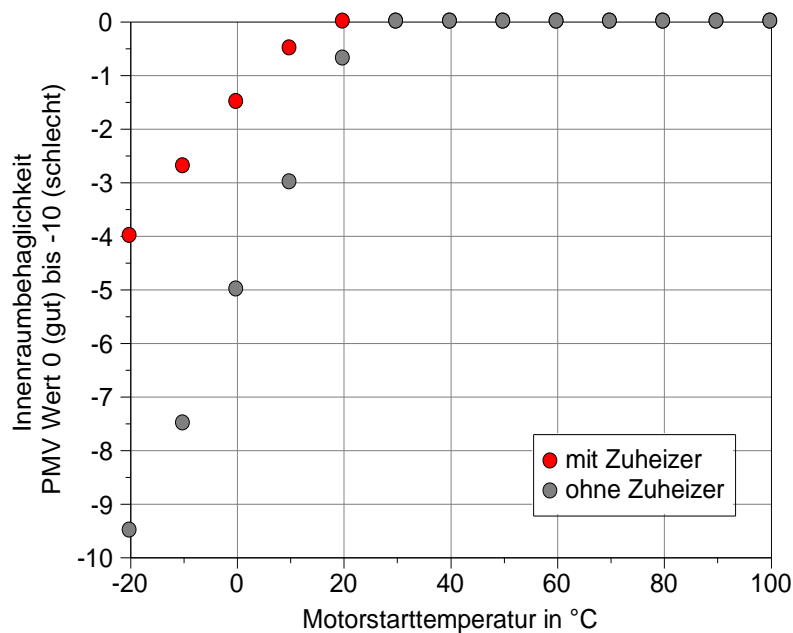


Abbildung 2-17: Einfluss der Motorstarttemperatur auf die Innenraumbehaglichkeit [Yold02]

Die Abbildung zeigt, dass gerade tiefe Temperaturen vom Menschen als überproportional unangenehm empfunden werden. Der Komfortgedanke beim Einsatz von Thermomanagementmaßnahmen soll aber nicht im Fokus dieser Arbeit stehen. Viele der später untersuchten und simulierten Maßnahmen haben aber trotzdem einen Einfluss auf den Komfort, welcher im Einzelfall geprüft werden sollte.

2.7 Thermomanagement

Thermomanagement ist die energetische Optimierung des Wärmehaushalts in Kraftfahrzeugen mit dem Ziel der Verbrauchs- und Emissionsreduzierung, unter Gewährleistung der Motorkühlung in jedem Betriebspunkt sowie der Optimierung des Innenraumkomforts.

Ziel ist es, die Wärmeströme im Motor als auch im Fahrzeug optimal zu leiten, um den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren und den Innenraumkomfort zu erhöhen [BOSCH03].

Wie in **Kapitel 2.2 Energiebilanz** zuvor beschrieben zeigen sich dabei vier Hauptansätze:

1. die gezielte Verteilung und Umverteilung der Wärme innerhalb des Motors,
2. die Reduktion der Wärmeabgabe an die Umgebung,
3. die Vorhaltung von Wärme aus dem betriebswarmen Motorzustand,
4. direkte reibungsbeeinflussende Maßnahmen und externe Energiezuführung.

Der letzte Punkt stellt einen Mischansatz dar, da hier entweder extern Energie zugeführt wird oder die Warmlaufphase durch äußere nichtthermische Maßnahmen direkt optimiert wird. In der Literatur finden sich zu diesem Thema verschiedenste Abhandlungen mit unterschiedlichsten Motivationen, sei es Verbrauchssenkung, Emissionsenkung oder Komfortsteigerung. Einige der gebräuchlichsten Maßnahmen mit dem höchsten Optimierungspotential bezogen auf den Motorwarmlauf sollen im folgenden Kapitel 2.7 vorgestellt und ihre Funktionsmechanismen erklärt werden. In den meisten Untersuchungen wurden einzelne Maßnahmen oder Effekte direkt erforscht und hinsichtlich ihres Potentials bewertet. Leider erfolgten viele Untersuchungen an unterschiedlichen Motoren oder Brennverfahren. Somit erweist sich eine vergleichende Betrachtung als relativ ungenau, da die verschiedenen Maßnahmen je nach Brennverfahren und Motorenaufbau ein deutlich anderes Optimierungspotential aufweisen können. Die Ergebnisse der verschiedenen Studien und Veröffentlichungen sind daher nicht direkt miteinander vergleichbar.

2.7.1 Wärmemanagement in der Übersicht

Im Laufe der Weiterentwicklung von Verbrennungsmotoren erfolgte auch eine Optimierung ihres thermischen Verhaltens. Stellte man in früheren Entwicklungszeiten, wie den 70er und 80er Jahren ganz pragmatische Anforderung an die Kühlsysteme, wie die reine Sicherung des Fahrbetriebs, so wurden diese Anforderungen im Zuge des Fortschritts immer komplexer. Emissionsnormen, Verschleißoptimierung, Komfortansprüche waren dabei die Haupttreiber der Entwicklung. Bezogen auf den Eingriff in die thermische Funktionsstruktur von Verbrennungsmotoren gibt es zahlreiche Publikationen. Ab dem Jahr 1998 sammelten Deußen und später Steinberg alle zwei Jahre die wichtigsten Arbeiten zu diesem Thema in einer Schriftreihe: „Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs“. Diese Sammlung bietet einen umfassenden Überblick über den allgemeinen Forschungsstand auf dem Gebiet des Thermomanagements im deutschsprachigen Raum. Zusätzlich runden die Auswertungen verschiedener Dissertationen, Veröffentlichungen in Fachmagazinen und englischsprachiger Publikationen die Technikrecherche auf diesem Gebiet ab.

Übergreifend für die Ziele im Wärmemanagement definiert Goßlau [Goß10] die Anforderungen wie folgt. Für die Schwerpunkte hohe spezifische Motorleistung bei geringem spezifischem Verbrauch in Kombination mit niedrigen Abgasemissionen, guter Klimatisierung, langer Lebensdauer bei geringen Kosten und Wartungsaufwand gibt er folgende Anforderungen an die thermischen Systeme in einem Fahrzeug an:

- Einstellen optimaler Bauteiltemperaturen bei allen Betriebs- und Umgebungsbedingungen,
- gleichmäßige, definierte Temperaturverteilung in Motoren (auch Hybridkonzepte) und Getriebe,
- wirkungsgradoptimierte Temperatureinstellung an den Nebenaggregaten,
- schnelles Erreichen der Betriebstemperatur in der Kaltstart/Warmlaufphase,
- betriebspunktabhängiges Einstellen und Halten der optimalen Schmiermitteltemperaturen.

Insgesamt umfassen die in Kapitel 2.7 aufgestellten Hauptansätze seine hier genannten Anforderungen. Eine Übersicht über die gängigsten thermischen Eingriffe gibt Abbildung 2-18.

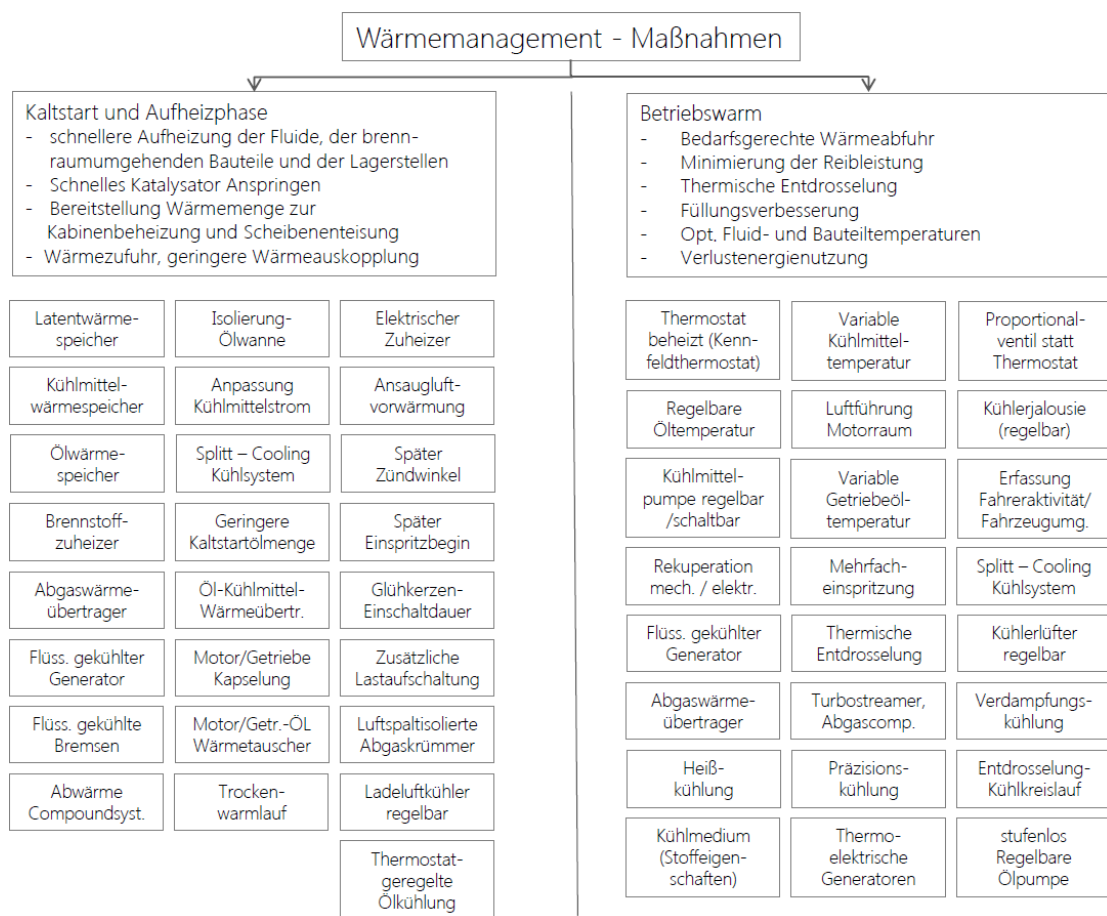


Abbildung 2-18: Übersicht Wärmemanagementmaßnahmen [Goß110]

Die hieraus relevantesten Ansätze werden im Anschluss an diese Übersicht detaillierter erläutert und im späteren Verlauf der Arbeit am Prüfstand bzw. mit Hilfe des Simulationsmodells untersucht und verglichen.

Optimierungsansätze des Abgasstranges, des Getriebes sowie des Innenraumes werden nicht betrachtet. Die Untersuchungen beziehen sich lediglich auf Maßnahmen zur Optimierung des motorischen Potentials. Es folgen die Einteilung der Maßnahmen in die vier Ansätze und deren Beschreibung.

2.7.2 Umlenkung und Steuerung von Wärmeflüssen

Der erste Hauptansatz für Thermomanagementmaßnahmen ist die zielgerichtete Lenkung von Wärmeströmen. Hierbei wird Wärme aus Bereichen des Verbrennungsmotors so umgelenkt, dass sie in wirkungsgradrelevanten Bereichen gezielt die Aufheizphase unterstützt. Es erfolgt kein Eintrag zusätzlicher oder gespeicherter Energie ins System. Die im folgenden vorgestellten Maßnahmen arbeiten nach diesem Ansatz.

Ansaugluftvorwärmung, regelbare Ladeluftkühlung

Teil- und Niedriglast führen beim Ottomotor bedingt durch die Quantitätsregelung bei stöchiometrischem Kraftstoff-Luft Verhältnis zu einem geringeren thermischen Wirkungsgrad, da sich durch den angedrosselten Zustand des Motors der Ladungswechsel negativ auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkt. Ansaugluftvorwärmung, als auch eine geregelte Ladeluftkühlung (umleiten während der Warmlaufphase) erhöhen die Ansaugluftenthalpie nach Gleichung (2-5) [Bass04]:

$$\dot{H}_{Ein} = \dot{H}_L + \dot{H}_{Kr} \quad (2-5)$$

Die Eingangsenthalpie des unverbrannten Gases setzt sich aus dem Enthalpiestrom der Luft mit:

$$\dot{H}_L = \dot{m}_{L, ein} \cdot h_{L, ein} = \rho \cdot \dot{v}_{L, ein} \cdot h_{L, ein} \text{ mit } h_{L, ein} = c_p \cdot T \text{ (für ideales Gas)} \quad (2-6)$$

und der Enthalpie des Kraftstoffes zusammen, unabhängig ob äußere oder innere Gemischbildung vorliegt:

$$\dot{H}_{Kr} = \dot{m}_{Kr} \cdot h_{Kr} \quad (2-7)$$

Die höhere Temperatur beeinflusst die Dichte ρ der Ansaugluft negativ, woraus eine gesteigerte Zylinderfüllung bei gleicher Sauerstoffkonzentration resultiert, da nur so der gleiche Mitteldruck wieder anliegt. Dies hat einen positiven Einfluss auf den Ladungswechsel, da nun für die gleiche angesaugte Luftmasse weiter entdrosselt werden muss. Der Ansaugprozess erfolgt auf einem höheren Druckniveau, was einer Senkung der Ladungswechselarbeit zur Folge hat. Weiterhin haben die höheren Temperaturen gegenüber dem Ausgangszustand eine Emissionsverbesserung in der Warmlaufphase zur Folge. Sie fördern die Gemischbildung und senken die HC- als auch Rußemissionen. Die Ölverdünnung durch den Kraftstoffeintrag nimmt ab und die allgemeinen Abgasnachbehandlungssysteme können zeitlich gesehen früher effektiv arbeiten. Hinweise hierauf liefert ein Blick auf das Emissionsverhalten in der Warmlaufphase. Yao Chin-de et al. (2009) geben für eine von 9°C auf 30°C erwärmte Ansaugluft an, dass die HC- Emissionen während einer Kaltstartphase von 40 s um 46% und die CO-Emissionen um 36% sinken. Ähnliche Werte mit 36% bzw. 11% wurden für Ethanol betriebene Motoren gemessen [Yao09]. Auch wenn Motoren mit direkter Einspritzung im Bereich der Ottokraftstoffe immer weiter an Bedeutung gewinnen, so stellen weltweit betrachtet Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung (PFI) unverändert die vorherrschende Form des Verbrennungsmotors dar [Cont15]. Darüber hinaus werden auch zukünftig im Bereich der Gasmotoren Systeme mit äußerer Gemischbildung dominieren. Der bei diesen Motoren z.T. auftretende

Methanschluß im Warmlauf gestaltet sich aus Emissionssicht hierbei allerdings noch problematischer.

Späte Lage der Hauptverbrennung

Variationen des Einspritzbeginns bzw. des Zündwinkels werden oftmals genutzt, um Aufheizvorgänge in der Warmlaufphase zu beschleunigen. Dies geht meist mit der Reduktion des Verbrennungswirkungsgrades einher. Denn von daher kann man diese Maßnahme nur bedingt dem Thermomanagement zuordnen, da die zusätzliche Energie zur Motorerwärmung nicht aus einer intelligenten Wärmeumverteilung kommt, sondern aus einer zusätzlichen Energiefreisetzung durch die Erhöhung der umgesetzten Kraftstoffmenge. Hintergrund ist eher der Vorteil auf der Emissionierungsseite durch ein frühzeitigeres Erreichen der Betriebstemperatur des Katalysators. Brückner und Konieczny weisen 2010 auf dem 19. Aachener Kolloquium für Fahrzeug und Motorentechnik darauf hin, dass bei motorischen Katheizmaßnahmen nur etwa 25% der eingesetzten Kraftstoffenergie zum Aufheizen des Katalysators genutzt wird. Als Hauptgrund für die thermischen Verluste werden die zusätzliche Aufheizung des Massenstroms und der nicht an der Katalyse beteiligten Abgaskomponenten (Abgaskrümmen, Rohre, Zylinderkopf, Motorblock) genannt. Die Autoren empfehlen daher eher eine direkte elektrische Aufheizung des Katalysators [Brüc10].

Zusätzliche Lastaufschaltung

Ähnlich verhält es sich mit der zusätzlichen Lastaufschaltung. Auch hier hilft der zusätzliche Wärmeeintrag das Aufheizverhalten zu beschleunigen, was aber wiederum zu einem erhöhten Kraftstoffbedarf führt. Da der Wirkungsgrad bei Otto- als auch Dieselmotoren mit höherer Last steigt, kann es sinnvoll sein, eine Lastpunktverschiebung während der Warmlaufphase durchzuführen. Hierbei können eine schnellere Ölerwärmung mit gleichzeitiger Reibungssenkung, als auch das bessere thermodynamische Verhalten des Brennverfahrens den Mehrverbrauch aus der Lastpunktverschiebung kompensieren. Je nach Bilanzgrenze und Verwendungsart findet die zusätzlich erzeugte Leistung unterschiedlich Eingang in die Gesamtenergiebilanz. Wird für die Lastaufschaltung z.B. ein zusätzlicher elektrischer Innenraumheizer betrieben, führt dies zwar zu Komfortgewinn, hat aber keinen direkten positiven Einfluss auf die Fahrzeugemissionen. Nutzt man hingegen Systeme zur Energiespeicherung, z.B. erhöhter Ladestrom für die Systembatterien in einem Elektro-Hybridfahrzeug für die Lastaufschaltung, so ist die eingebrachte Zusatzenergie aus der Aufheizphase später wieder nutzbar und senkt den absoluten Verbrauch während eines Fahrzyklus.

Split-Cooling

Um den Verbrennungsmotor vor thermischer Überlastung zu schützen, ist dieser meist flüssigkeitsgekühlt. Über das Kühlmittel wird Wärme abgeführt um die brennraumbegrenzenden Bauteile vor Überhitzung zu schützen. Diese Wärmeabfuhr wird auch als Wandwärmeverlust bezeichnet und ist rechnerisch die Energiedifferenz aus

Brennverlauf und Heizerlauf. In der Teillast ist die Bauteilbelastung im Allgemeinen niedriger, sodass hier durch eine höhere Kühlwassertemperatur die Wandwärmeverluste reduziert werden können. Dieser Ansatz wird auch als Heißkühlung bezeichnet. Im Split-Cooling Verfahren ist es nun möglich durch eine gezielte Trennung der Kühlkreisläufe des Zylinderkopfes und dem des Motorblocks, verschiedene Bauteilbereiche, je nach Belastungssituation, unterschiedlich zu temperieren und damit die Wandwärmeverluste der jeweiligen Bauteilgruppe zu reduzieren.

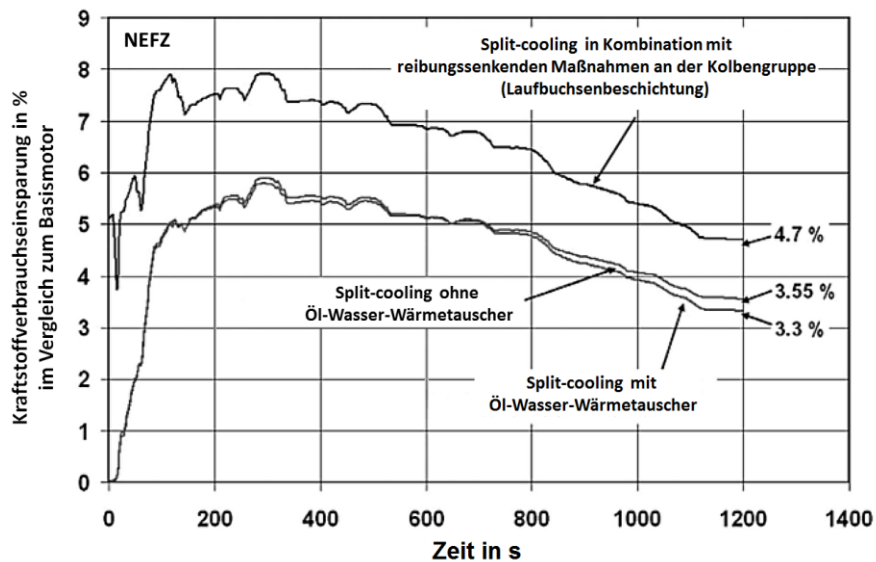


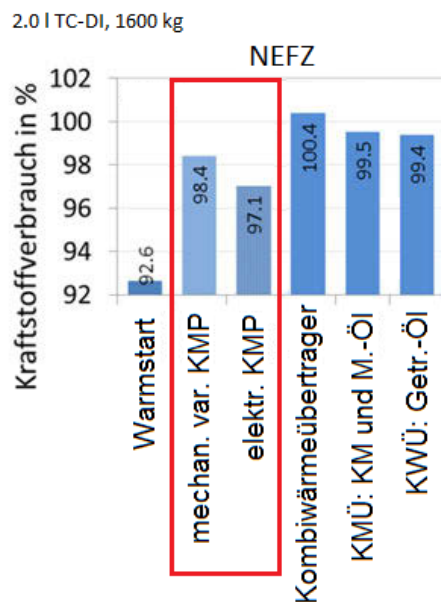
Abbildung 2-19: Verbrauchsreduktion durch Split-Cooling an einem 2I R4 Otto DI Motor im NEFZ [Dohm06]

Abbildung 2-19 zeigt das Ergebnis der Untersuchung mit Split-Cooling als Thermomanagementmaßnahme, inklusive einer Variation der Ölkühleranbindung im Kühlmittelkreislauf und einer zusätzlichen Reibungsreduzierung an der Kolbengruppe. Die Potentiale im Bereich des Split-Cooling liegen dabei nach Dohmen et al. (2006) bei etwa 3,3% bis 3,55%, je nach Einbindung des Ölkühlers, welcher hierbei ein klassischer Luft-Öl-Wärmeübertrager ist [Dohm06]. Auch Maassen et al. (2005) weisen ein ähnliches Potential aus. „Es wird deutlich, dass die Kraftstoffeinsparung von zirka 3,8% über dem gesamten NEFZ-Zyklus zu zwei Dritteln in den ersten Zyklen, das heißt im Warmlauf, erzielt wird. Hier liegt das Potential zur Verbrauchsreduzierung bei zirka 5% bezogen auf den ECE-Verbrauch [Maas05]“. Die Mechanismen des Splitt-Cooling sind gerade während der Aufheizphase ähnlich denen des angepassten Kühlmittelstroms.

Anpassung Kühlmittelstrom

Eine regelbare Kühlmittelpumpe bietet in der Warmlaufphase, sowie im Dauerbetrieb Potentiale im Bereich der Einstellung von optimalen Bauteiletemperaturen mit den dazugehörigen Wandwärmeverlusten und einer Reduktion der Pumpenantriebsleistung.

Hierbei können je nach Lastsituation, Fahrzustand und den äußeren Temperaturbedingungen die optimalen Kühlmittelvolumenströme und damit die optimale innermotorische Temperaturumgebung geschaffen werden, welche einen wirkungsgradoptimalen Betrieb des Motors mit hinreichendem Bauteilschutz gewährleistet. So führen bei der heutigen Motorenentwicklung abzudeckende Grenzfällenwendungen zu einem nicht optimalen Betriebsverhalten vieler Systeme, wenn diese unter Normalkonditionen eingesetzt werden. Am Beispiel der Wasserpumpe verdeutlicht, wären dies Dimensionierungsgrenzen, welche eine Extremsituation wie eine Hochgeschwindigkeits-Vollastfahrt im Sommer mit einem plötzlichen eintretenden Stau abdecken müssen. In solchem Fall muss der Volumenstrom eines unregulierten Kühlsystems bei Leerlaufdrehzahl in Kombination mit Zusatzlüftern den Motor thermisch soweit stabil halten können, dass es zu keinem Bauteilversagen kommt. Ein variabler Kühlmittelstrom kann solche Anwendungsfälle optimal bedienen. Bezogen auf die Aufheizung lassen sich gegenüber dem betriebswarmen Motorbetrieb mit einem geregelten Kühlmittelstrom ganz andere Betriebsstrategien nutzen. So haben verschiedene Untersuchungen gezeigt, dass die Reduktion des Kühlmittelstroms bis hin zum stehenden Medium die Warmlaufphase verkürzt.



KMP: Kühlmittelpumpe, KM: Kühlmittel, M.-Öl: Motoröl,
KMÜ: Kombinationswärmeübertrager, Getr.-Öl: Getriebeöl

Abbildung 2-20: Simulation des Kraftstoffverbrauchspotentials für Maßnahmen des Thermomanagements [Dism14]

Aus Studien der Firma Pierburg geht hervor, dass eine Reduktion des Volumenstroms durch eine elektrische angetriebene regelbare Kühlmittelpumpe Einsparungen von bis zu 2,9% im NEFZ ermöglicht (Abbildung 2-20) [Dism14].

Ein reduzierter Volumenstrom kann auch ohne regelbare Kühlmittelpumpe über die Nutzung eines einfachen Absperrventils erzeugt werden. Zusätzliche positive Effekte wie die

geringere Pumpenantriebsleistung können dabei aber nicht genutzt werden, daher ist eine stufenlose Regelung der Kühlmittelpumpe von Vorteil.

Entdrosselung des Kühlkreislaufs

Bei der Entdrosselung des Kühlkreislaufes verhält es sich ähnlich wie mit dem regelbaren Kühlmittelstrom. Hierbei werden die Durchflusswiderstände im Kühlsystem optimiert, und verringert. Dies führt zu einem widerstandsfreieren Durchströmen und einer Reduktion der Wasserpumpenantriebsleistung.

Reduzierte Öl- und Kühlwassermenge im Kaltstart

Alle Bauteilmassen oder Medien benötigen zur Aufheizung eine spezifische Energiemenge. Diese ist abhängig von der eigentlichen Masse des Objektes, der spezifischen Wärmekapazität und letztendlich von der Temperaturdifferenz, bzw. von der Größe des Temperaturzugewinns. Jede zusätzlich ins System eingebrachte Masse muss während des Warmlaufs mit erwärmt werden. Dies gilt gleichermaßen für Bauteile als auch die Medien Wasser und Öl. Gerade Wasser hat, bedingt durch seine hohe spezifische Wärmekapazität von 4,2 kJ/(kgK) einen starken Einfluss auf das Aufheizverhalten. Eine Reduktion führt daher zu einem geringeren Energiebedarf und einer Verkürzung der Kaltstartphase. Eventuelle Ansätze können hierbei von einer Kühlmittelreduktion bis hin zum wasserlosen Betrieb im Warmlauf führen. Ähnliches gilt für das Schmiermittel, welches jedoch auf Grund seiner chemischen Zusammensetzung eine deutlich geringe Wärmekapazität hat. In Kombination mit der etwa 1/5 bis 1/6 geringeren Dichte von Öl gegenüber Wasser bietet sich dabei, bezogen auf eine volumetrische Reduktion beider Medien, beim Öl aber ein deutlich kleineres Einsparpotential.

Variation der Kühlwasserzusammensetzung

Die Aufgaben des Kühlwassers zur Wärmeabfuhr und zum thermischen Bauteilschutz wurden in den vorherigen Absätzen beschrieben. Wasser ist nach Kormann (2006) dank seiner hohen spezifischen Wärmekapazität und seiner geringen Viskosität ein nahezu optimales Wärmeübertragungsmittel. Als Frostschutz für eine Niedertemperaturanwendung dosiert man in der Regel zwischen 30-50% Ethylenglykol als auch Inhibitoren für den Korrosionsschutz [Korm06]. Je nach Zusammensetzung des Kühlmittels variiert dabei die spezifische Wärmekapazität. Für reines Ethylenglykol liegt diese bei 2,3 kJ/(kgK), was ungefähr nur halb so viel ist, wie für reines Wasser. Für die Standardmischung mit 45% Ethylenglykol bei 20°C ergeben sich 3,3 kJ/(kgK) [Glyk07]. Für die Absicherung von extremen thermischen Belastungen ist eine hohe spezifische Wärmekapazität der Kühlmittelmischung von Vorteil, jedoch ist dies während der Warmlaufphase eher hinderlich. Hier würden sich merkliche Vorteile für eine Kühlmittelzusammensetzung mit mehr Glykolgehalt ergeben. In Kombination mit anderen Maßnahmen wie einem angepassten, stark reduzierten Kühlmittelstrom können sich daraus signifikante Verbrauchssenkungspotentiale ergeben. Kormann et al. (2006) schreiben in diesem Zusammenhang über einen Ansatz der Mikrostrukturierung von Metallen durch Flammgespritzen. Zusammen mit Ramstorfer et al. (2007) weist er darauf hin, dass mikrostrukturierte Bauteile, oberflächennahe Turbulenzen

und eine Ausbildung von Siedekeimen fördert, womit eine Temperaturabsenkung von 10 bis 20°C einhergeht. Die ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und den jeweiligen Turbulenzzuständen und Wandwärmeübergangskoeffizienten (Abbildung 2-21).

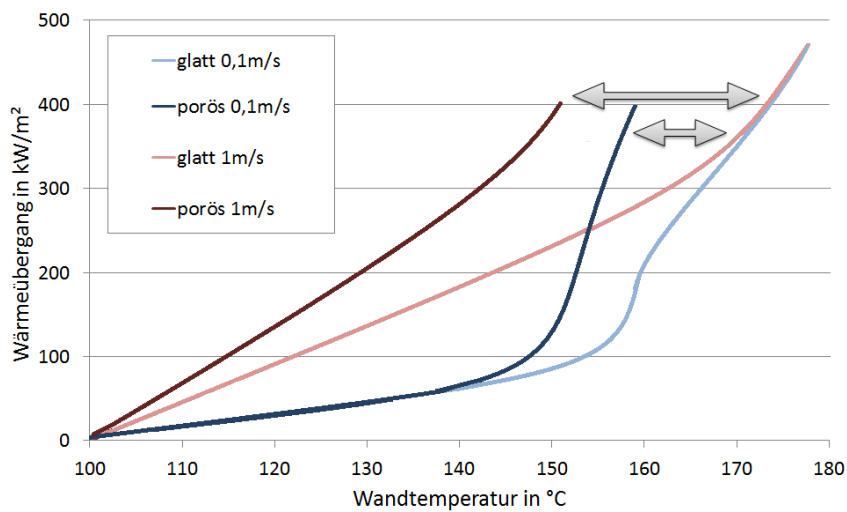


Abbildung 2-21: Vergleich Wärmeübergang von porösen und glatten Oberflächen [Korm06]

Korman et al. und Ramstorfer et al. haben eine beheizte Graugussoberfläche mit 100°C heißem Kühlwasser angeströmt. Es zeigt sich, dass in den durchgeführten Versuchen die mikrostrukturierten Oberflächen deutliche Vorteile im Wärmeübergangsverhalten haben. Bei gleichen Wandtemperaturen kann die Oberfläche mit Mikrostruktur deutlich mehr Wärme abführen, bzw. um die gleiche Wärmabfuhr zu gewährleisten, können kleinere Volumenströme genutzt werden.

Mit solchem Ansatz wäre es denkbar, hoch belastete Bauteile lokal besser zu kühlen, bei gleichzeitiger Erhöhung der globalen Kühlwassertemperatur. Dies könnte auf der einen Seite durch ein geändertes Thermostatverhalten erfolgen oder aber durch eine Kühlmittelzusammensetzung mit kleinerer spezifischer Wärmekapazität. Damit hätte man bei gleicher Wärmeabfuhr von hochbelasteten Bauteilen im Dauerbetrieb, einen Vorteil in der Warmlaufphase, da sich das Kühlmittel und der Motor nun deutlich schneller erwärmen würden [Korm06] [Rams07]. In Kapitel 6.1.2 werden Ergebnisse zum Potential von Kühlwasservariationen gezeigt.

Flüssigkeitsgekühlter Generator

Ein Teil der Reibleistung des Motors entsteht durch die Nebenaggregate. Da auch ihr Antrieb wirkungsgradbehindert ist, teilt sich die eingebrachte Leistung in einen nutzbaren Anteil und einen Verlustanteil auf. Die maximale Abgabeleistung der Lichtmaschine eines Oberklasse-PKW liegt bei ca. 3 kW. Bei 14 V Bordspannung kann somit ein elektrischer Strom von bis zu 210 A fließen.

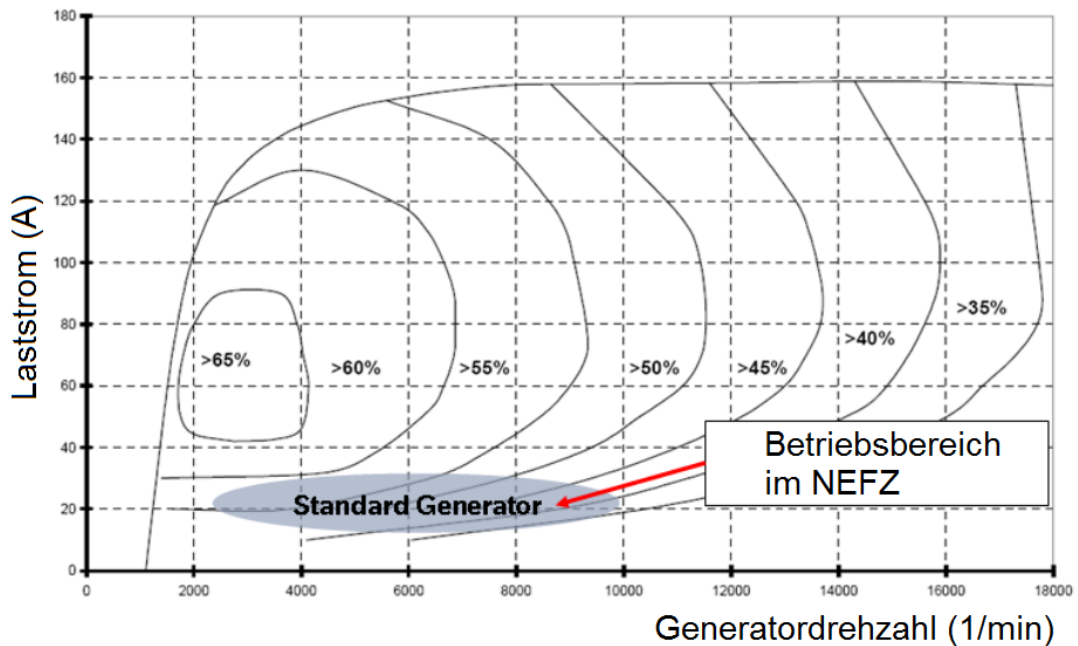


Abbildung 2-22: Wirkungsgrad einer Standardlichtmaschine [Bosc07]

In einem aktuellen Fahrzyklus, wie dem FTP75 im Winterbetrieb (US Normzyklus welcher im Vergleich zum NEFZ etwas höherlastiger ist), stellt sich eine mittlere Generatorauslastung von etwa 200%-40% ein. Bezogen auf die Generatorkennlinie einer Standardlichtmaschine in Abbildung 2-22 zeigt sich für eine mittlere Drehzahl von 6000 1/min mit geringer Last ein Wirkungsgrad von 50-55%. Nach der Gleichung (2-8) ergeben sich daraus:

$$P_{In} = \frac{P_{Out}}{\eta} = \frac{40A \cdot 14V}{0.55} = 1kW \quad (2-8)$$

Antriebsleistung. Bei einem durchschnittlichen Wirkungsgrad von ca. 55% fällt demnach fast die Hälfte der eingetragenen Energie ins System als Abwärme an. Damit entspräche das zur Verfügung stehende Wärmepotential ca. 500 W für einen Mittelklasse PKW. Eine Flüssigkeitskühlung dieses Nebenaggregates könnte damit einen entscheidenden Vorteil zur Verkürzung der Aufheizphase beitragen. Es zeigt sich, dass gerade im Winterbetrieb eine hohe Generatorauslastung mit viel Abwärme anfällt. Dies ist insofern positiv, da insbesondere bei sehr niedrigen Temperaturen die Ölviskosität überproportional hoch ist und sich externe Ölerwärmungseffekte dann besonders positiv bemerkbar machen.

Abgaswärmeübertrager / TEG

Betrachtet man in Abbildung 2-8 die Energieflüsse an einem Verbrennungsmotor, so erkennt man den hohen Energieanteil, welcher den Motor ungenutzt über das Abgas verlässt. Aus diesem Grund gab es in den letzten Jahren vermehrte Anstrengungen dieses Potential nutzbar zu machen. Dies gestaltet sich als sehr komplex, da dem Abgasmassenstrom einige wichtige Funktionen zukommen. Hauptaugenmerk beim Abgasstrom ist zuerst die Entleerung des Zylinders, welcher eng mit der Ausschiebearbeit verknüpft ist. Als nächstes wäre die Abgasnachbehandlung zu nennen, gerade der Warmlauf ist der emissionsreichste Arbeitszustand eines Verbrennungsmotors. Viele der reglementierten Schadstoffe entstehen

während der Aufheizphase, da die Katalysesysteme erst ab Erreichen ihrer Betriebstemperatur ihre volle Funktionsfähigkeit besitzen. Ein thermischer Eingriff zur Optimierung der Aufheizphase führt immer zu einer Kompromissentscheidung zwischen Wärmeentnahme während der Aufheizung der Abgasnachbehandlungssysteme mit einhergehender Verschlechterung der Abgaswerte und der eigentlichen absoluten Senkung der Emissionen. Es entsteht also eine Verschiebung von Abgasqualität hin zu einer geringeren Abgasmenge. Die Multiplikation aus Abgasqualität und Menge ist dabei entscheidend für die Einhaltung der Grenzwerte und muss im Einzelfall geprüft werden. Ein weiterer Aspekt, der dem Abgas zukommt, ist die Nutzung der mitgeführten Enthalpie für die Abgasturboaufladung. Thermische Eingriffe z.B. über einen Abgaswärmeübertrager vor der Turbine, würden das Energieangebot für die Turbine reduzieren, was eine Senkung der Fahrzeugdynamik zur Folge hätte. Trotzdem bietet der Abgasstrom mit seinen vergleichsweise hohen Temperaturen Möglichkeiten zur thermischen Optimierung. Dismon et al. (2014) untersuchen den Einsatz eines Abgaswärmeübertragers zur Aufheizung von Kühlwasser, Motor- und Getriebeöl (Abbildung 2-23).

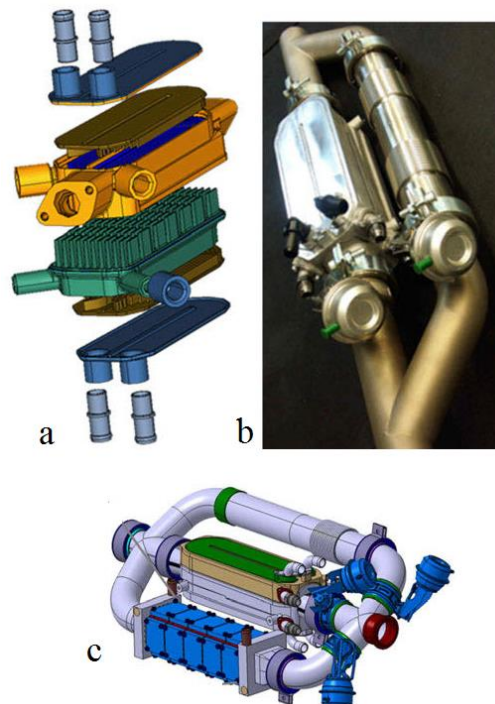


Abbildung 2-23: Abgaswärmeübertrager der Firma Pierburg mit a) Kombinationswärmeübertrager b) Systeme mit By-Pass-Steuerung c) KWT mit TEG-Modul [Dis14]

Mit dem von ihnen vorgestellten Modul kann entweder Abgaswärmeenthalpie auf das Kühlwasser, Motor- oder Getriebeöl übertragen werden, oder mittels der thermoelektrischen Generatoren direkt in Strom umgewandelt oder in den normalen Abgasstrang geleitet werden.

Durch die zusätzlichen Leitungen und die im Kombiwärmeübertrager enthaltenen Volumina ist eine zusätzliche Menge an Kühlflüssigkeit erforderlich, die zunächst zu einem verlangsamten Aufheizen des Antriebs führt. Die Beaufschlagung des Getriebeöls kann dies

wieder kompensieren, sodass sich entsprechend Abbildung 2-24 Einsparungen um 0,5% im NEFZ ergeben. Eine Umwandlung in Strom über thermoelektrischen Generatoren ist dabei deutlich effektiver. Auf Basis des Seebeck-Effektes entsteht in einem Stromkreis aus zwei verschiedenen Metallen auf Grund einer Temperaturdifferenz eine Spannung. Hieraus kann dann eine elektrische Leistung abgenommen werden und dem Fahrzeugsystem zugeführt werden [Eder08].

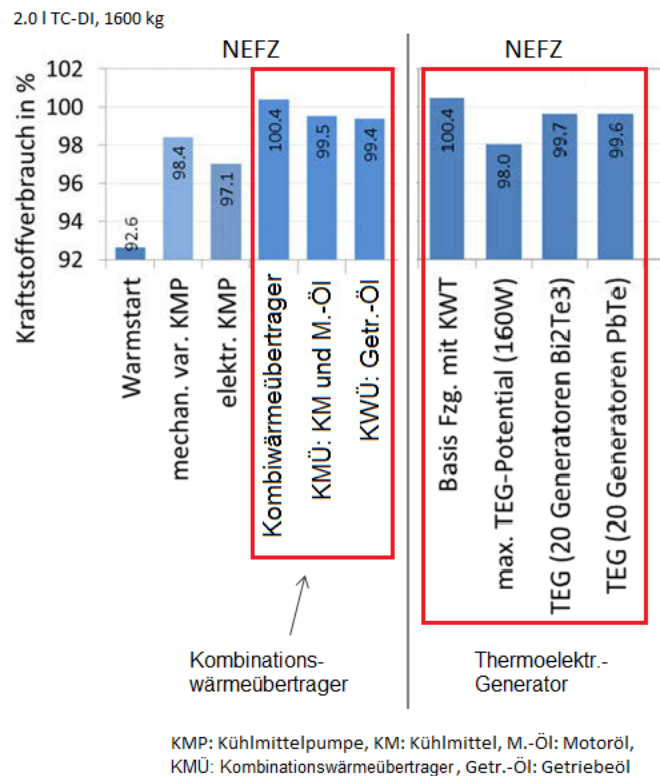


Abbildung 2-24: Verbrauchssenkungspotential des Kombinationswärmeübertragers und TEG (GT Simulation) [Dism14]

So geben Dismon et al. (2014) als maximales Einsparpotential etwa 2% aus. Auch andere Studien von Koppers et al. (2013), welche den Einsatz von TEG simulieren, kommen auf Einsparungen von 2,7% im NEFZ [Kopp13]. Im realen Betrieb können diese Potentiale noch nicht realisiert werden, da alle TEG-Werkstoffe nur einen eingeschränkten Arbeitstemperaturbereich haben. Aus Temperaturschutzgründen muss ab einer bestimmten Grenztemperatur der Abgasmassenstrom an den TEGs vorbeigeführt werden. Es ergeben sich somit Einspareffekte im Bereich von 0,5% bis 0,6% für den NEFZ. Trotz allem bietet sich das Abgas für solche thermische Maßnahmen an, da ein Wärmeübertrager im Abgas ein hohes Temperaturgefälle vorfindet, wodurch sich grundsätzlich auch bei kleineren Übertragungsflächen ein hohes Energiepotential nutzen lässt. Hierfür bedarf es noch an weiterer Forschung, besonders im Bereich thermoelektrischer Materialien. Sollten sich aber die Emissionsgrenzwerte weiter verschärfen und die Strafzahlung im Falle eines Verstoßes gegen die Grenzwertaufgaben des jeweiligen Absatzmarktes erhöhen, könnten solche Systeme zukünftig Einzug in Serienfahrzeuge erhalten.

Öl-Kühlwasserwärmeübertrager

Der Öl-Kühlwasserwärmeübertrager stellt eine thermische Weiterentwicklung des normalen Ölkühlers dar. Hierbei ist das Medium zur Wärmeübertragung nicht die Umgebungsluft, sondern das Kühlmittel des Motors. Vorteile dieses Systems finden sich neben einer kompakten Bauweise im Verhalten während der Aufheizphase. Aus Kapitel 2.4 geht hervor, dass der Öltemperatureinfluss auf die Reibleistung höher ist als der des Kühlwassers. Jedoch erfährt das Kühlwasser auf Grund des höheren Wärmeeintrags aus der Verbrennung einen schnelleren Temperaturzuwachs als das Öl (Abbildung 2-25).

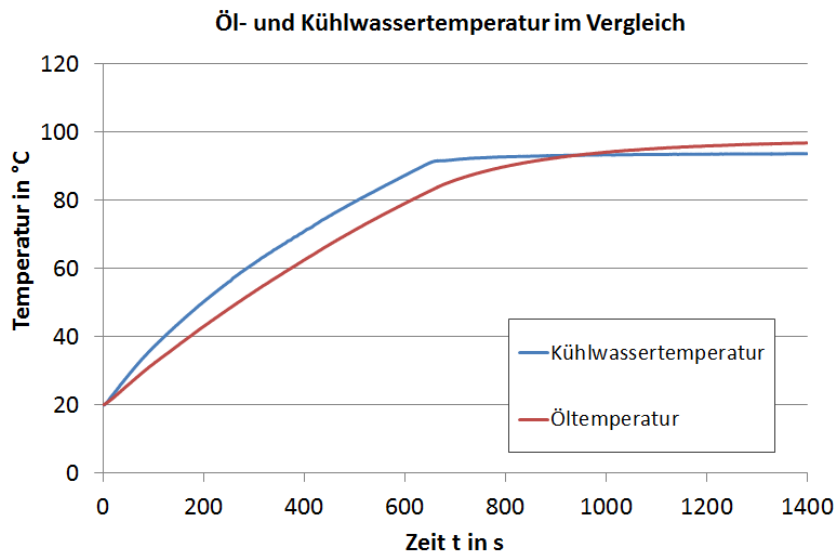


Abbildung 2-25: Öl- und Kühlwassertemperatur im Vergleich: Betriebspunkt 1500 1/min mit 50Nm

Der Öl-Kühlwasserwärmeübertrager überträgt während der Warmlaufphase Wärme des Kühlwassers in das Motoröl und beschleunigt damit die Ölerwärmung, wodurch sich positive Effekte auf die Reibung ergeben. Erst ab Erreichen der Betriebstemperatur mit Regelung der Wassertemperatur durch das Thermostat, hier bei etwa 950 s ändern sich die Temperaturverhältnisse, und es erfolgt eine Ölkühlung über das Kühlwasser, was für den sicheren Betrieb bei Hochlastanwendung wichtig ist. Der Öl-Kühlwasserwärmeübertrager stellt damit eine energetische Verbindung zwischen dem Kühlwasser und dem Öl her, wodurch Thermomanagementmaßnahmen welche die Kühlmitteltemperatur positiv beeinflussen auch Auswirkungen auf die Öltemperatur haben. Die Nutzung eines Öl-Wasser-Wärmeübertragers ist dabei in fast allen Fahrzeugen heute Standard.

2.7.3 Reduktion der Wärmeabgabe

Alle thermischen Verluste beim Betrieb eines Verbrennungsmotors gelangen am Ende über Austauschmedien an die Umgebung. Sei es durch erwünschte Wärmeabgabe zum Bauteilschutz über Wärmeübertrager oder ungewollt für manche Betriebspunkte über Strahlung und freie Konvektion. Selbst ein optimales Thermomanagement mit bestmöglicher Wärmeoptimierung und Ausnutzung kann nicht verhindern, dass es zur Wärmeabgabe und

damit zum Wärmeverlust an die Umgebung kommt. Zusätzlich erhöht die eigentliche Fahrzeugbewegung die Kontaktgeschwindigkeit der Umgebungsluft mit den Bauteilen, sodass der Wärmeübergangskoeffizient steigt. Die Oberfläche eines Verbrennungsmotors besteht aus einer sehr komplexen Struktur. Um im Modell den konvektiven Wärmeübergang berechnen zu können kann mit vereinfachten Annahmen der laminar (nach Pohlhausen – Gleichung (2-9)) oder turbulent (Petukhov-Popov – Gleichung (2-10)) überströmten Platte gearbeitet werden [Jany08].

$$\text{(laminar)} \quad Nu_{lam} = 0,664 \cdot Re_L^{0,5} \cdot Pr^{0,3} \quad (2-9)$$

$$\text{(turbulent)} \quad Nu_{turb} = \frac{0,037 Re_L^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443(Pr^{2/3} - 1) \cdot Re_L^{-0,1}} \quad (2-10)$$

mit $Re_L = \frac{w_\infty \cdot L}{\nu}$ und $L = \text{Überströmlänge}$ [Spin15]

Für andere spezifische Motorbereiche, wie die Abgasanlage oder die Kühlwasserverschlauchung, ist es notwendig, hierfür angepasste Ansätze zu verwenden. Isolation der Oberflächen zur Senkung der Temperaturen an der Kontaktstelle von Bauteilelementen mit der Umgebungsluft stellen ein probates Mittel dar, um die Energieverluste durch Konvektion als auch Strahlung zu reduzieren. Der Strahlungsanteil lässt sich dabei aber nur begrenzt verringern, da er nach der Definition in Gleichung (2-11)

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \epsilon' \cdot C_s (T_1^4 - T_2^4) \quad (2-11)$$

maßgeblich von den in Kontakt stehenden Oberflächen abhängig ist. Diese werden durch Isolationsprozesse im Allgemeinen eher noch vergrößert. Parallel dazu sinkt aber auch die Oberflächentemperatur. Der höhere Anteil der Wärmeübertragung erfolgt aber über die erzwungene Konvektion.

Isolation des Motors, des Getriebes und der Ölwanne

Hierbei erfolgt über den Einsatz von Dämmstoffen eine motornahe bzw. motorferne Kapselung. Alle Isolationsmaßnahmen haben die Senkung der Oberflächentemperatur an der Außenseite des Isolationsmaterials gemeinsam und verringern dadurch den abgeführten Wärmestrom. Bauteilnahe Kapselungen sind bauteilfernen Lösungen, beim Einsatz gleichwertiger Isolationsmaterialien, in ihrem Isolationsverhalten grundsätzlich überlegen. Package-Gründe oder die Notwendigkeit von äußerer Zugänglichkeit für Instandhaltungs- und Wartungsmaßnahmen machen aber den Einsatz einer bauteilnahen Isolation oftmals unmöglich. Weiterhin sind hohe Isolationseffekte zwar positiv für das Aufheizverhalten, können aber auf Grund von überkritischen Betriebszuständen in der Vollast negative Auswirkungen haben. Eine Isolation ob bauteilnah oder bauteilfern ist ein Kompromiss aus Abwärmeverlustreduktion und Bauteilschutzanforderungen. Je nach Ansatz gibt es Vollkapselungen von Motor und Getriebe oder Kapselungen von Teilbereichen wie der Ölwanne. Isolationsprozesse unterstützen nicht nur den Motorwarmlauf, sondern verhindern auch ein zu schnelles Auskühlen, sodass Wärme vorgehalten werden kann. Versuche mit

Kapselungen im Bereich der Akustik an der Universität Magdeburg durch Duvigneau und Luft (2016) haben parallel dazu Vorteile im Abkühlverhalten gezeigt [Duv16].

Luftspaltisolierte Abgaskrümmen

Ansätze zur Isolation des Krümmers verfolgen in erster Linie die Reduktion der Schallemissionen, welche durch die Verbrennung und das Abströmen der Gase ins Abgassystem entstehen. Bezogen auf die Aufheizphase können sich darüber hinaus positive Effekte auf das Erwärmungsverhalten der Abgasnachbehandlungssysteme ergeben, was eine Emissionsreduktion aller Schadstoffe zur Folge hat. Die zusätzliche thermische Belastung aller Bauteilkomponenten im Abgasstrang für Hochlastanwendungen muss aber abgesichert werden. Weiterhin wird durch die Reduktion der Verlustwärme des Abgases das Energieangebot für eine mögliche Abgasturbolaufladung höher, welche die Dynamik und das Ansprechverhalten des Motors fördern. Im Bereich des Motorsports werden Abgassysteme teilweise aus diesen Gründen mittels spezieller Hitzeschutzbänder umwickelt. Zusätzlich senkt eine Isolation der motornahen Abgasanlage die thermische Belastung aller Komponenten im Motorraum [Hadl04].

2.7.4 Vorhaltung von Wärme

Während der Aufheizphase benötigen die einzelnen thermischen Massen Wärme, welche im Normalfall als Verlustenergie aus der eigentlichen Verbrennung stammt. Nach Erreichen der Betriebstemperatur bietet sich ein Überangebot an Abwärme an, welche dann gesteuert durch das Öffnungsverhalten des Thermostaten über einen Kühlwasserwärmeübertrager an die Umgebung abgegeben wird. Wenn man in diesem Betriebsabschnitt die Abwärme speichert und diese dann wärmeisoliert aufbewahrt, kann man sie zu einem späteren Zeitpunkt während einer erneuten Aufheizphase wieder nutzen. Als Speicherform bieten sich dabei Schichtenspeicher mit Vakuum- oder Kunststoffisolation oder Latentwärmespeicher an.

Ölwärmespeicher/Kühlmittelspeicher/Latentwärmespeicher

Grundsätzlich kann im Bereich der Wärmespeicher zwischen den direkten und indirekten Wärmespeichern unterschieden werden. Die direkten Speicher (Isolationsspeicher) arbeiten mit dem eigentlichen Medium welches die Wärme führt, die indirekten wandeln die Wärme zur Speicherung (Latentwärme- oder Sorptionsspeicher).

Bei den beiden ersten Formen werden die Medien, welche thermische Energie in sich tragen, direkt gespeichert. Dies geht immer auch mit einer Erhöhung der absoluten Masse der Medien einher. So vergrößert sich die Kühlwassermenge mit Einsatz eines Kühlmittelwärmespeichers genau um die Speichermenge und den Anteil aus den in den Zuleitungen befindlichen Massen. Dies würde die Vorteile der eigentlichen Speicherung teilweise wieder kompensieren. Dieses Problem kann mittels Ventilsteuerung und By-Pass-Funktion im Wasserkreislauf umgangen werden. Ein anderer Weg besteht in der Umwandlung von thermischer Energie in chemische Energie und deren Rückwandelung im Falle der späteren Nutzung. Latentwärmespeicher fanden Ende der 90er zwischenzeitlich

Eingang in Serienfahrzeuge der BMW AG. Bereits 1998 stellten Hofmann und Indra (1998) die Ergebnisse eines konventionellen Isolationsspeichers und dessen Auswirkungen auf den Motorwarmlauf vor [Hofm98]. Ihr Kanalspeicher arbeitet dabei nach dem Ansatz der Verringerung der Mischungsvorgänge während der Entladung, sodass ein möglichst hohes Temperaturpotential genutzt werden kann. Mit 7,5 Liter Füllmenge erfolgt ein kompletter Austausch des Kühlwassers bei Motorstart. Es zeigt sich, dass hierbei ein Verbrauchsvorteil zwischen 2% und 3% für den gesamten Fahrzyklus erzielt werden kann.

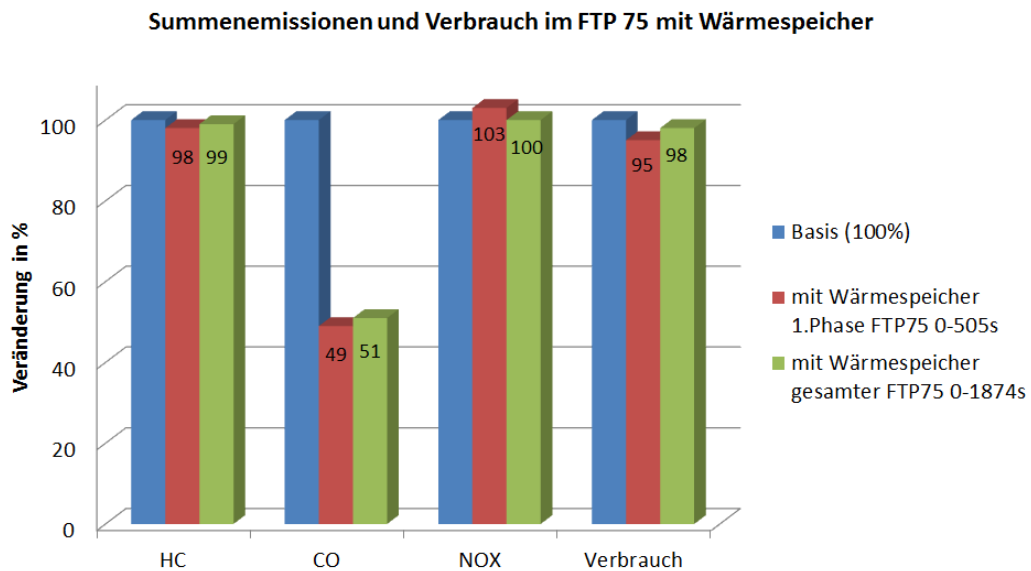


Abbildung 2-26: Summenemissionen und Verbrauch während des FTP-75 Fahrzyklus (Starttemperatur 20°C, Opel 2.0-16V Ottomotor) [Hofm98]

Wie schon in Kapitel 2.5 beschrieben, zeigen sich durch die zeitlich schnellere Erwärmung bzw. unterschiedliche Starttemperaturen Emissionsvorteile. Der Anteil der CO-Emissionen wird hierbei gegenüber der Basismessung halbiert. Im Bereich der unverbrannten Kohlenwasserstoffe zeigt sich nur ein leichter Vorteil von 1-2%, während die NO_x- Verbindungen kaum Verbesserungen zeigen, bzw. in der 1.Phase sogar leicht ansteigen. Einen direkten Vergleich von Isolations- und Latentwärmespeichern führte Haupt in seiner Dissertation 2013 durch. Die nachfolgende Abbildung 2-17 zeigt den Einsatz beider Speichervarianten im direkten Vergleich an einem 3er BMW [Haupt13].

Latentwärmespeicher bieten durch den Ansatz der energetischen Umwandlung der Wärme und einer damit verbundenen besseren Speicherfähigkeit gegenüber der einfachen Medienisolation deutliche Vorteile. Mittels Latentwärmespeicher kann bei gleichem Gewicht fast die doppelte Menge Kraftstoff während des NEFZ gespart werden als mit normalen Isolationsspeichern.

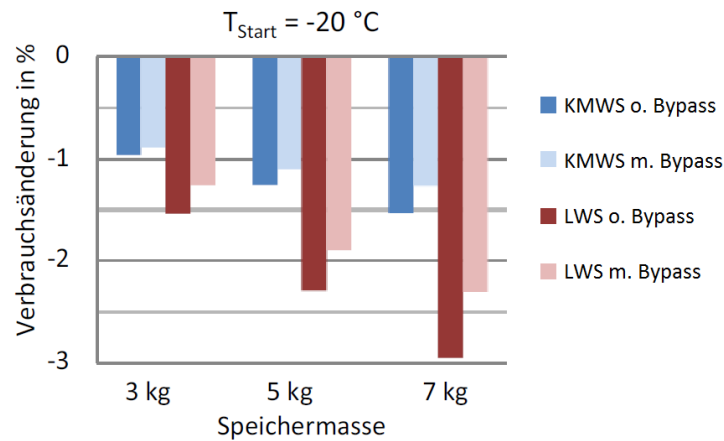


Abbildung 2-27: Veränderung des Kraftstoffverbrauchs im NEFZ gegenüber der Referenz bei Verwendung von Kühlmittelwärmespeicher (KMWS) und Latentwärmespeicher (LWS) mit und ohne Bypass im BMW 335i (3.0 R6 225kW Ottomotor) bei aktivierter Heiz- / Klimaanlage [Haupt13]

Das Einsparpotential liegt laut Haupt hierbei zwischen 1% und 3% je nach Speicherform und Größe. Entscheidend für den Einsatz einer speziellen Speicherart sind die Punkte Bauraum, technische Komplexität, Gewicht und Kosten.

2.7.5 Direkt reibungsbeeinflussende Maßnahmen und externer Energieeintrag

Eine thermische Optimierung der Warmlaufphase geht meist mit einem höheren Energieeintrag oder der intelligenten Umverteilung von Energie einher. Jedoch kann auch der Start auf einem absolut hohen Energieniveau als Thermomanagementmaßnahme genutzt werden. Einige Maßnahmen verfolgen den Einsatz externer Energiequellen zur Ölerwärmung wie z.B. elektrische oder kraftstoffbetriebene Zuheizter. Eine Optimierung der Warmlaufphase kann auch durch die gezielte Nutzung von reibungssenkenden Maßnahmen erfolgen. Dabei kommen zukünftig sehr niederviskose Leichtlauföle zum Einsatz.

Zuheizer

In kalten Gegenden wie z.B. in Teilen Kanadas werden Zusatzheizer genutzt um zusätzlich vor Motorstart Wärme ins System zu bringen. Zuheizter, ob elektrisch oder kraftstoffbetrieben, verfolgen unterschiedliche Ziele. Am bekanntesten dürfte der Einsatz von kraftstoffbetriebenen Zuheiztern als Standheizung sein. Hier steht der Komfortgedanke an erster Stelle (siehe Kapitel 2.6). Trotzdem führt die Aufheizung zu einem besseren Betriebsverhalten bei Motorstart. Hinweise hierauf gibt das Kapitel 2.5. Hier wurde verdeutlicht, dass die Schadstoffemission bei einer Starttemperatur von 25°C gegenüber einer Starttemperatur von -7°C, wie in kalten Gegenden im Winter üblich, nur noch halb so groß ist. Durch den direkten Zusammenhang von Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen sind auch Verbrauchsvorteile zu erwarten. Bilanziell gesehen kann durch den Wegfall einer Aufheizphase der zusätzlich benötigte Kraftstoff eines brennstoffbetriebenen Zuheizters teilweise kompensiert werden. Vereinzelt werden auch elektrische Zuheizter genutzt. Diese werden zumeist durch einen externen Anschluss (z.B. Stromanschluss eines Hauses) mit

Energie versorgt. Dabei kann der Wärmeeintrag über das Kühlwasser oder auch über das Öl erfolgen. Beim Energieeintrag direkt in den Schmierstoff muss auf die Oberflächentemperaturen der Heizelemente geachtet werden. Diese sollten nicht zu hoch ausfallen, da ansonsten das Öl an der heißen Oberfläche geschädigt wird. Ab einer Temperatur von 170°C beginnt das Öl zu cracken, das bedeutet, dass die Polymerstruktur beschädigt wird. Dies führt zu einer schnellen Ölalterung und einer Verschlechterung der Schmiereigenschaften. Der Energieeintrag sollte daher über eine große Fläche mit Temperaturen unter 130°C erfolgen, da ansonsten eine schnelle Ölalterung eintritt.

Leichtlauföle

Leichtlauföle sehr niedriger Viskositätsklasse verbessern gerade bei tiefen Temperaturen das Motorgrundreibungsniveau. Dies erfolgt durch im Öl enthaltene Additive mit Polymerstruktur, welche die Viskositätsabnahme bei höheren Temperaturen verringern. Somit kann ein dünnflüssigeres Grundöl genutzt werden, was zu einem verbesserten Reibungsverhalten bei tiefen Temperaturen führt.

2.7.6 Weiterführende Ansätze

Simulationsmodelle und deren konsequente Weiterentwicklung können nicht nur während der Motorauslegung bzw. Grundkonstruktion genutzt werden, sondern bieten sich gleichzeitig auch als indirektes Thermomanagementtool im Fahrzeug an. Hierbei können die Modelle in Echtzeit im laufenden Fahrzeugbetrieb genutzt werden, um den im kommenden Fahrstreckenabschnitt zu erwartende Wärmeeintrag und den Kühlbedarf zu berechnen. Richter schreibt hierzu: „Bedingt durch die thermische Trägheit von Bauteilen und Fluiden sowie instationäres Fahrverhalten wird durchschnittlich eine niedrigere Temperatur eingestellt, als hinsichtlich der Grenzwerte von Bauteilen und Kühlmittel möglich wäre.“ [Rich06] Weiterhin schreibt er, dass eine Projektion der Motortemperatur mit neurophysikalischen Modellen helfen kann, die Kühlleistungserhöhung optimal zu verzögern. Dies bedeutet, dass die Trägheit eines Regelsystems, wie dem des Kühlkreislaufes, passend zum Fahrverhalten und Streckentyp Einfluss findet bei der Steuerung der einzelnen Kühlkreislaufkomponenten. Hierfür werden Daten zum Fahrstreckenprofil als auch zum Fahrertyp benötigt. Das Streckenprofil lässt sich aus aktuellem Kartenmaterial moderner Navigationssysteme entnehmen oder über Ansätze neuronaler Netze mit ähnlichen Vergleichsstrecken. Der Fahrertyp und sein voraussichtliches Fahrverhalten lassen sich über einen Lastindex aus Drehzahl (Drehzahlsensor) und Last (Drosselklappenwinkel, Einspritzdauer, angesaugte Luftmasse, Winkel Fahrerpedal) bestimmen. Der Lastindex im Bezug zum Streckenabschnitt gibt Aufschluss über den zu erwartenden Wärmeeintrag und daraus abgeleitet dann den Kühlbedarf mitsamt Regelung. Untersuchungen an einem BMW 330i (3 l R6 Ottomotor 190 kW) zeigten eine Verbrauchsreduktion von etwa 1% im NEFZ. Ausschlaggebend hierfür war eine Anhebung der durchschnittlichen Bauteiltemperaturen um etwa 7 K [Rich06].

3 Zielsetzung

Im Kapitel 2.3 wurden die Grundlagen zum Thema „Motorwarmlauf“ erläutert. Aus den Daten verschiedener Experimente, Untersuchungen und Simulationen lässt sich ein erhöhter Optimierungsbedarf für die Motorwarmlaufphase ableiten. Auf Grund des Mangels der Vergleichbarkeit von Ergebnissen ist es sinnvoll, verschiedene Thermomanagementmaßnahmen aus der Literatur aufzugreifen, teilweise weiterzuentwickeln und in Kombination mit neuen Ansätzen an einem Versuchsträger umzusetzen, um eine Vergleichbarkeit und am Ende eine Bewertbarkeit der Maßnahmen vornehmen zu können. Dies war vorher durch die Untersuchungen an unterschiedlichen Motoren mit verschiedenen Konzepten und Brennverfahren so in diesem Umfang nicht gegeben. Die hier durchgeführten Untersuchungen sollen das Optimierungs- und Verbrauchseinsparpotential einzelner Thermomanagementmaßnahmen aufzeigen. Der Fokus liegt hierbei auf einfach umzusetzenden Maßnahmen, welche nur geringe Anpassungen eines Serienmotors erfordern und somit zukünftig Bestandteil von Thermomanagementkonzepten sein könnten. Für die Versuche soll ein Versuchsträger mit Messtechnik bestückt werden, sodass das Aufheizverhalten entlang einer Zylindereinheit sehr detailliert für verschiedene Bereiche gemessen werden kann.

Im FVV-Projekt „Motorwärmetausch“ wurde ein thermisches 1-D-Simulationsmodell erstellt, welches im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelt wird. Mit Hilfe dieses Modells sollen zusätzliche Maßnahmen und Ansätze erforscht werden, welche auf Grund ihrer Komplexität und dem dazugehörigen Änderungsaufwand nicht an dem hier genutzten Prüfstand untersucht werden können. Die Anpassungen am Modell sollen neben der direkten Koppelung eines Verbrennungsmodells, eine aktive Drehmomentenregelung, eine direkte Kraftstoffverbrauchsbestimmung, eine Erweiterung zur Abbildung von Kolbenbodenkühlungseffekten, einen Ansatz für eine Nockenwellenphasenverstellung, sowie eine Modellvalidierung mit Prüfstandsreferenzdaten beinhalten. Weiterhin soll eine Übertragbarkeit des Modells auf andere Motoren übersucht werden.

Die Arbeit soll einen ganzheitlichen wissenschaftlichen Überblick und Vergleich über das Optimierungspotential verschiedener Thermomanagementmaßnahmen, bezogen auf einen Referenzmotor im Motorbetriebskennfeld des NEFZ geben. Die Optimierung der Warmlaufphase mit Hilfe von Thermomanagementmaßnahmen ist ein wichtiger Schritt bei der Erreichung zukünftig geforderter Abgasemissionsziele.

4 Versuchsträger, Messtechnik und Auswerteverfahren

Für alle Messungen wurde ein Versuchsträger der Volkswagen AG genutzt. Es handelt sich hierbei um einen aktuellen 4 Zylinder Common - Rail - Dieselmotor mit 2.0 Liter Hubraum (Tabelle 4-1, Abbildung 4-1).

Tabelle 4-1: Daten des Versuchsträgers

Bezeichnung	CBAB
Zylinder	4 in Reihe
Ein/Auslassventile	2/2
Hubraum	1968 cm ³
Hub	95,5 mm
Bohrung	81 mm
Hub/Bohrung	1,179
Verdichtung	16,5 : 1
Zylinderabstand	88 mm
Pleuellänge	144 mm
Zündfolge	1-3-4-2
Leistung	103 KW
Drehmoment	320 Nm



Abbildung 4-1: 2.0 I CR - Dieselmotor

4.1 Prüfstands Aufbau und Messtechnik

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen den Aufbau des Versuchsträgers am Prüfstand sowohl real als auch schematisch (Abbildung 4-3).

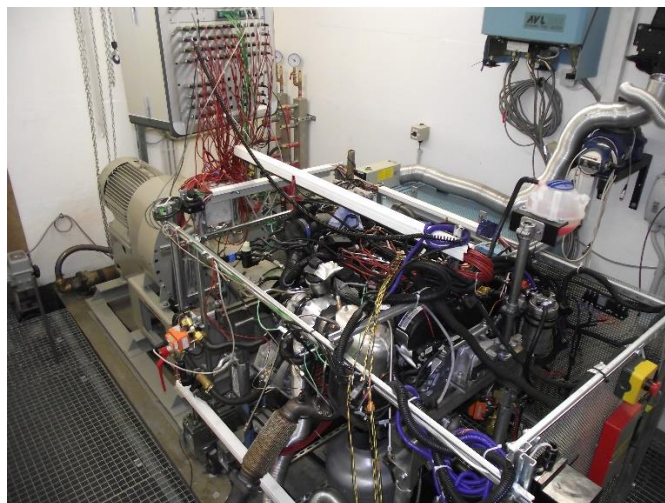


Abbildung 4-2: Prüfstands Aufbau

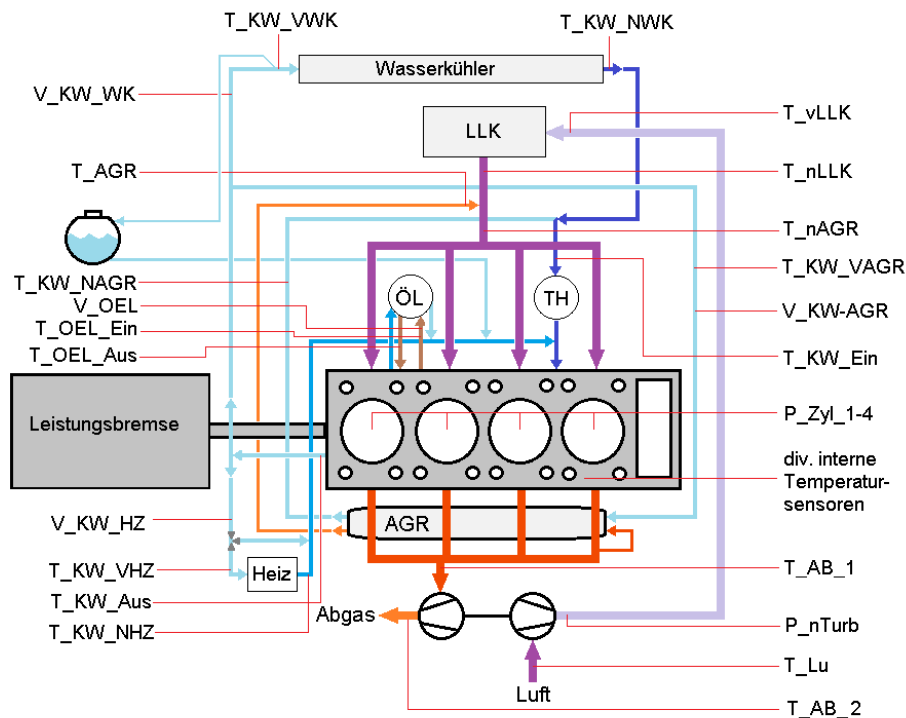


Abbildung 4-3: schematischer Prüfstandsbauplan mit allen externen den Versuchsträger umgebenden Messensoren

Leistungsbremse

Der Aufbau erfolgte nach dem klassischen Längsaufbau eines Motorprüfstandes, das heißt, der Versuchsträger wird in Längsrichtung zur Prüfstandsbremse aufgebaut. Die Drehstromasynchronmaschine kann zur Aufnahme der Leistung des Versuchsträgers, aber auch als Antriebsaggregat für Schleppversuche genutzt werden. Der Versuchsträger hängt in einem stabilen, rollbaren Motorgestell.

Getriebe und Kardanwelle

Das Schaltgetriebe des Motors wird durch einen Getriebeadapter ersetzt. Hier verbindet eine im Adaptergehäuse extra gelagerte Welle die Kurbelwelle mit der Kardanwelle der Arbeitsmaschine und ersetzt somit das Getriebe. Es entsteht eine 1:1-Übersetzung, welche bei den meisten Getrieben der Nutzung des 4 Ganges entsprechen würde. Die Kardanwelle mit Längenausgleich und Hardyscheibe zur Kompensation von Drehunförmigkeiten verbindet den Versuchsträger mit der Prüfstandsbremse. Aufgrund der großen Massenträgheit und hieraus resultierenden Drehschwingungsanregungen des Motors, war es notwendig, das serienmäßige Zweimassenschwungrad durch ein Einmassenschwungrad zu ersetzen.

Fluidkreisläufe

Da der Schwerpunkt auf der Untersuchung des Warmlaufverhaltens liegt, wurde beim Prüfstandaufbau auf eine besonders fahrzeugnahe Aufbauweise Wert gelegt. Dies bedeutet, dass z.B. der gesamte Kühlkreislauf, die Ansaug- und Ladeluftstrecke sowie der Ölkreislauf mit originalen Fahrzeugteilen aufgebaut wurde. Der fahrzeugnahe Aufbau ist deshalb

wichtig, weil nur hierdurch sichergestellt werden kann, dass es zu keiner Veränderung der Mediensysteme für Wasser, Öl und Luft kommt. Veränderungen des Wasserkreislaufes (externer Wasser – Wasser Wärmeübertrager) würden zu einer Erhöhung der ursprünglichen Kühlwassermenge führen, welche wiederum das Warmlaufverhalten stark verändert, da nun mehr Kühlwassermenge mit erwärmt werden muss. Weiterhin würde eine Vorwärmung des großen Kühlwasserkreislaufes ausbleiben, da ein Wasser-Wasser-Wärmeübertrager die eingebrachte Vorwärmung dem großen Kreislauf immer entziehen würde. Auch dies würde das zeitliche Verhalten des Warmlaufes stark verändern. Gleiches gilt, wenn auch nicht ganz so maßgeblich, für die anderen Medien Öl und Luft. Zur Kühlung der Ladeluft wird ein Luft-Wasserkühler anstelle eines normalen Luft-Luft Kühlers genutzt. Somit wird eine gleichbleibende Wärmeabfuhr aus der Ladeluft gewährleistet und die eingebrachte Enthalpie der Ladeluft bleibt konstant. Für eine präzise Messung des Kraftstoffmassenstroms wird dieser extern konditioniert.

Kühlung

Die Wärmeabfuhr am Kühlwasser erfolgt über den Serienfahrzeugkühler. Ein PID gesteuertes Lüfterverhalten sorgt im Zusammenspiel mit dem Thermostaten dafür, dass die Wassereingangstemperatur konstant gehalten wird und somit Motortemperaturzustände wie bei einem Serienfahrzeug abgebildet werden können.

Zur Kühlung des Motoröls konnte der serienmäßig verbaute Öl-Wasser-Wärmeübertrager genutzt werden, welcher lediglich zur einfacheren Installation von Messsensoren räumlich vom Gehäuse getrennt aufgebaut wurde (siehe Anhang 9.3).

Messtechnik

Die Temperaturen werden durch Pt-100 Widerstandstemperatursensoren als auch Typ K Thermoelemente (NiCr-Ni) aufgenommen. Widerstandsmessverfahren haben eine höhere Messgenauigkeit als Thermoelemente, besitzen aber in der Regel eine etwas längere sensorabhängige Antwortzeit. Für die hier durchgeführten Untersuchungen ist ihre Dynamik ausreichend. Lediglich im Bereich sehr hoher Temperaturen über 600°C ist der Einsatz von Thermoelementen zu empfehlen. Beide Systeme ermöglichen eine punktgenaue Messung der Temperaturen und sind mechanisch sehr robust. Für die Ermittlung der Volumenströme am Versuchsträger wurden Ultraschalldurchflussmesser der Firma Kobold (DUK 21G6HF300L) genutzt, da dieses Messverfahren die widerstandsfreie Volumenstrommessung ermöglicht [Kar102]. Die Aufnahme der Zylinderdrücke erfolgt mittels piezoelektrischer Druckaufnehmer der Firma AVL.

Positionen der Temperaturmessstellen

Um eine verlässliche Aussage über das Warmlaufverhalten eines Motors und die Erwärmung der kritischen Bereiche machen zu können, sind genaue Kenntnisse über die Temperaturverteilung und die daraus resultierenden Wärmeströme wichtig. Hierfür gilt es, charakteristische Punkte im Motor zu messen, welche eine hohe Aussagekraft für den Erwärmungsprozess haben.

Die Hauptmessstellen zur Kontrolle der Bauteiltemperaturen und Wärmeströme befinden sich im Zylinderkopf, im Zylinderblock und im Bereich der Nocken- und Kurbelwelle. In Summe sind 71 Sensoren verbaut. Abbildung 4-4 zeigt einen Überblick über die Sensorpositionen.

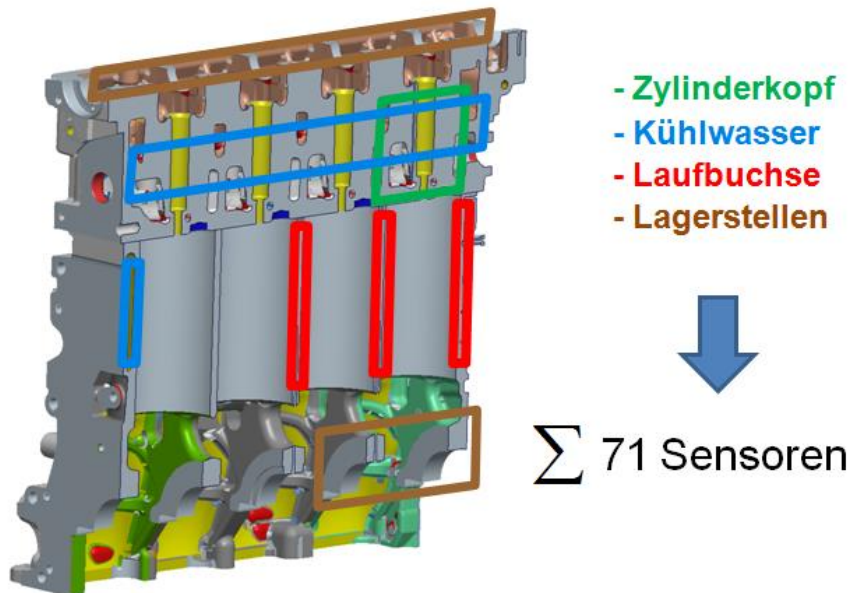


Abbildung 4-4: Übersicht der Bereiche mit verbauten Sensoren

Entscheidend für ein optimales Warmlaufverhalten sind hier der Wärmeeintrag ins Öl an den Reibstellen sowie die Verteilung der Wärmeströme aus dem Wärmeeintrag der Verbrennung in das Zylinderkurbelgehäuse (Laibuchse) und den Zylinderkopf (Feuerdeck). Grundsätzlich kann zwischen Messstellen im Bereich der Reibstellen (Wärmeeintrag ins Öl) und Messstellen zur Aufnahme der Wärmeströme ins Kühlwasser als auch Wärmeströme zur Motoraußenseite mit freier Konvektion, unterschieden werden.

Eine detaillierte Auflistung aller Messstellen mit Informationen und technischen Hintergründen zu deren Positionen, sowie Informationen zur Fertigung und Bearbeitung der einzelnen Bauteile finden sich im Anhang (Kapitel 9.1).

Prüfstandssteuerung

Zur Steuerung des Versuchsträgers erfolgt die Vorgabe von Drehmoment und Drehzahl. Diese beiden Variablen werden physikalisch durch die Leistungsbremse umgesetzt. Zur Steuerung und Datenerfassung wird die Software Labview genutzt. Die Messdaten der Sensoren werden über einen Analog-Digital-Wandler der Firma Gantner übertragen.

4.2 Auswahl der Betriebspunkte

Die folgenden Warmlaufuntersuchungen wurden in stationären charakteristischen Lastpunkten, welche im normalen Fahrzeugbetrieb auftreten, durchgeführt. Einen Anhaltspunkt zur Bestimmung dieser Lastpunkte liefert der NEFZ. Dieser Fahrzyklus bildet

ein reproduzierbares durchschnittliches Belastungsprofil eines Fahrzeugs ab. Aus Vergleichsdaten einer realen Messfahrt mit einem Versuchsfahrzeug, nach NEFZ Vorgaben, wurden Drehmoment und Drehzahlverläufe extrahiert (Abbildung 4-5).

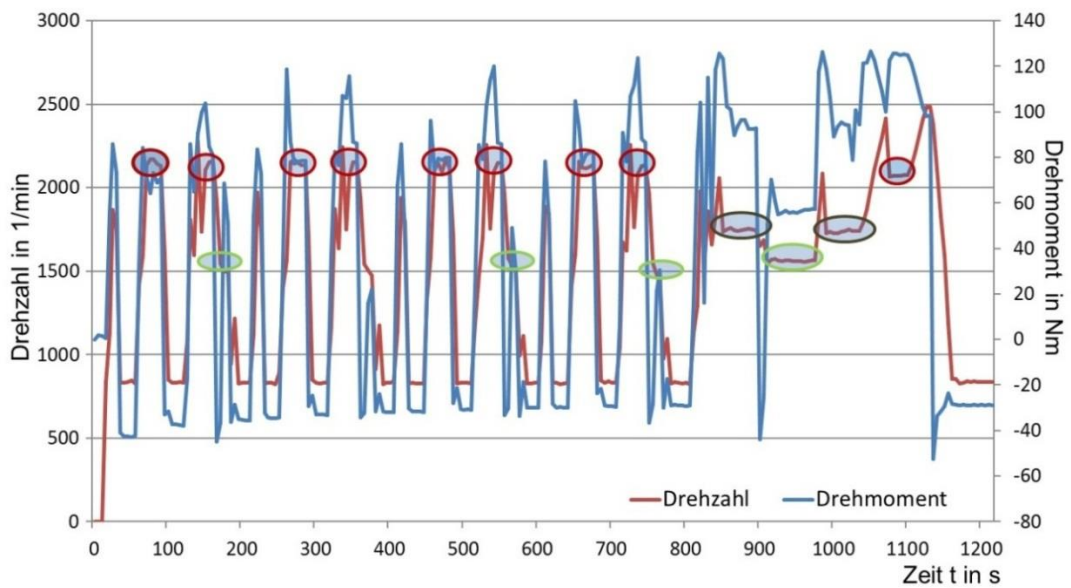


Abbildung 4-5: Drehzahl- und Drehmomentverlauf im NEFZ Fahrzyklus

Anschließend wurde die zeitliche Verteilung der Mitteldrücke über der Drehzahl abgeleitet. Es zeigen sich vier für den Fahrzyklus charakteristische Lastpunktebereiche.

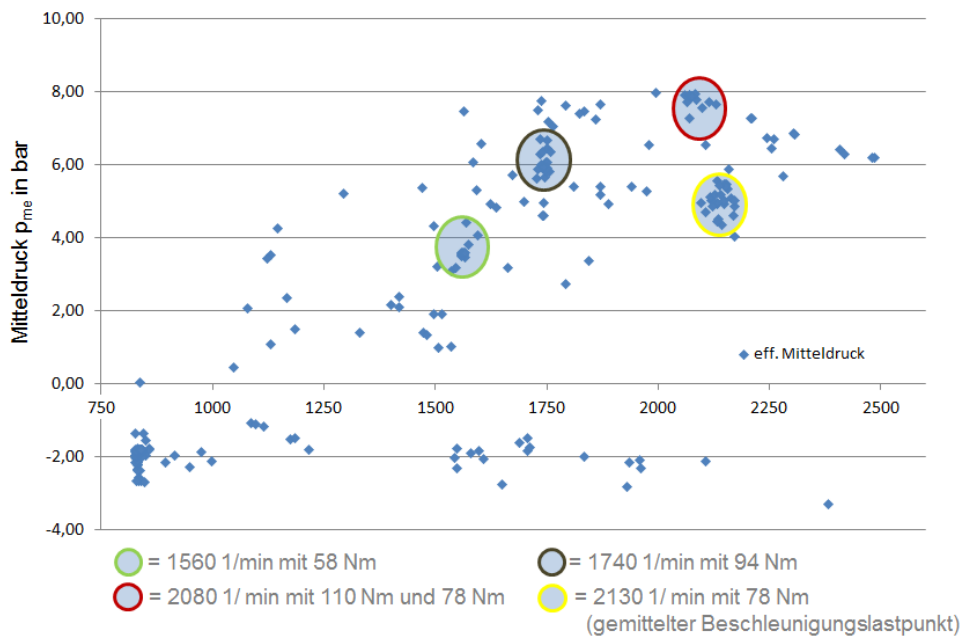


Abbildung 4-6: Zeitliche Verteilung von effektiven Mitteldruck und Drehzahl im NEFZ

Aus der Häufigkeitsverteilung in Abbildung 4-6 wurden im Anschluss vier konkrete Lastpunkte definiert. Diese Punkte haben sowohl unterschiedliche Drehmomente (Mitteldrücke) als auch Drehzahlen. So sind Thermomanagementeffekte jedoch nicht unter

dem Gesichtspunkt der Konstanzhaltung eines Parameters technisch bewertbar, sodass Drehmoment oder Drehzahleinflüsse nicht separat bewertet werden können.

Hierfür wurden die aus dem NEFZ abgeleiteten Lastpunkte in einer Matrix zusammengefasst (Abbildung 4-7).

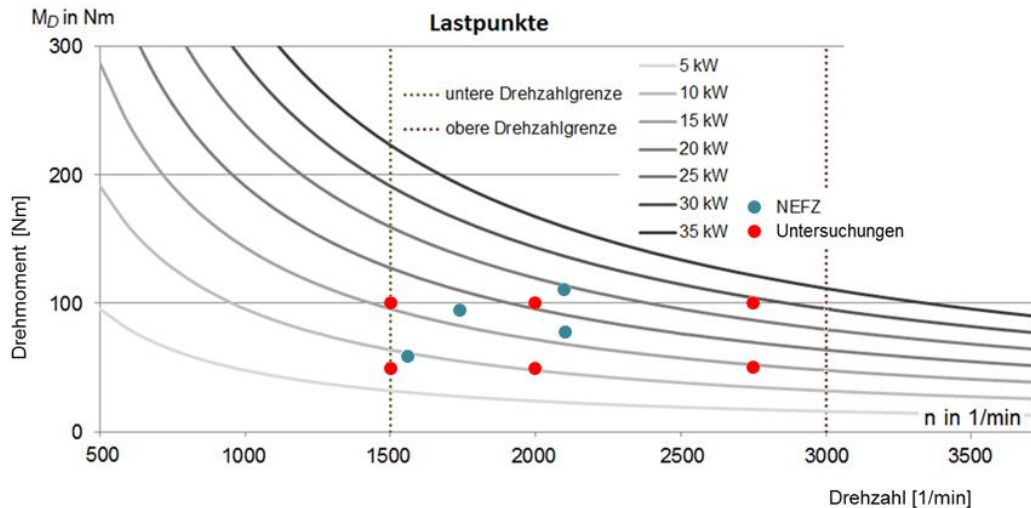


Abbildung 4-7: Vergleich des Versuchs und NEFZ Lastspektrums

Die daraus resultierenden 6 Lastpunkte orientieren sich stark an den gemittelten NEFZ Lastpunkten, ermöglichen es aber last- bzw. drehzahlspezifische Effekte zu untersuchen. Zwei der Lastpunkt sind außerhalb des NEFZ-Zyklus gewählt und etwas höherlastig. Eine größere Anzahl an Lastpunkten würde in Verbindung mit den langen Abkühlzeiten bei Warmlaufuntersuchungen zu einem nicht bewältigbaren Versuchsaufwand führen.

4.3 Systematische Messungen (Messmethodik)

Das Aufheizen des Motors erfolgt nach folgendem Schema: Der Motor wird nach einer Abstellphase des Fahrzeugs mit Umgebungstemperatur, in den nachfolgenden Untersuchungen mit 20°C angenommen, gestartet. Die aus dem NEFZ abgeleiteten Lastpunkte werden für einen Zeitraum von mindesten 1200 Sekunden abgefahren (Abbildung 4-8). Während der Aufheizphase wirken die Bauteile und die Medien als Wärmesenke. Die aus der Verbrennung abgeführte Verlustwärme heizt den Motor bis zu einer festgesetzten und geregelten Betriebstemperatur hoch. Anschließend wird die Verlustwärme aus der Verbrennung über Wärmeübertrager an die Umwelt abgegeben und es stellt sich ein stationärer Zustand ein.

Die Verlustwärme aus der Verbrennung wird vollständig nach außen abgeführt und es kommt zu keiner Veränderung der inneren Energie von Bauteilen und Medien. Ist dieser Zustand erreicht, ist die Aufheizphase abgeschlossen.

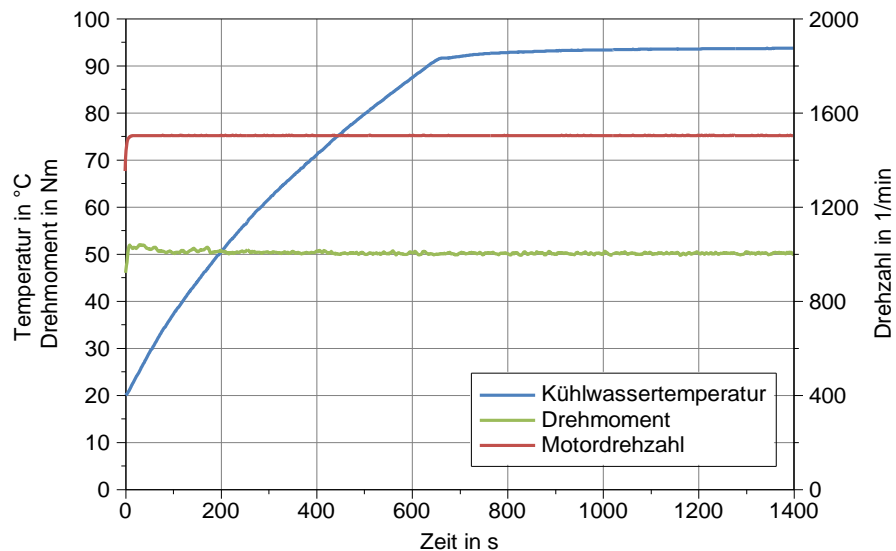


Abbildung 4-8: Versuchsablauf

Anschließend wird der Versuchsträger über einen ausreichenden Zeitraum auf Umgebungstemperatur herunter gekühlt und der Versuchsablauf mit einem anderen Lastpunkt erneut gestartet. Es zeigt sich, dass bei etwa 20°C Umgebungstemperatur in der Prüfkabine die mittlere Abkühlzeit bei etwa 10 bis 12 Stunden liegt (Siehe Kapitel 6.1.7).

4.4 Reproduzierbarkeitsuntersuchungen

Das Aufheizverhalten wurde im Vorfeld in den vier verschiedenen Lastpunkten der direkten NEFZ Mittelung (siehe Kapitel 4.2) jeweils 10-mal vermessen. Die Wiederholversuche einzelner Lastpunkte sind notwendig, um eine Aussage über die Schwankungsbreite der Messergebnisse zu erhalten und hieraus ein mittleres Aufheizverhalten für den jeweiligen Lastpunkt zu bestimmen.

Ein Maß für die Reproduzierbarkeit ist u.a. die Standardabweichung. Sie entspricht der durchschnittlichen Abweichung vom arithmetischen Mittelwert einer untersuchten Stichprobe (Gleichung (4-1)) [Eck08].

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \quad (4-1)$$

Abbildung 4-9 zeigt den Kühlwassertemperaturverlauf dreier Aufheizmessungen des gleichen Lastpunktes über einen Zeitraum von 1000 s. Im unteren Bereich des Diagramms ist die Standardabweichung zu jedem Zeitpunkt aufgetragen. Die Standardabweichung beträgt im Mittel 0,5 K.

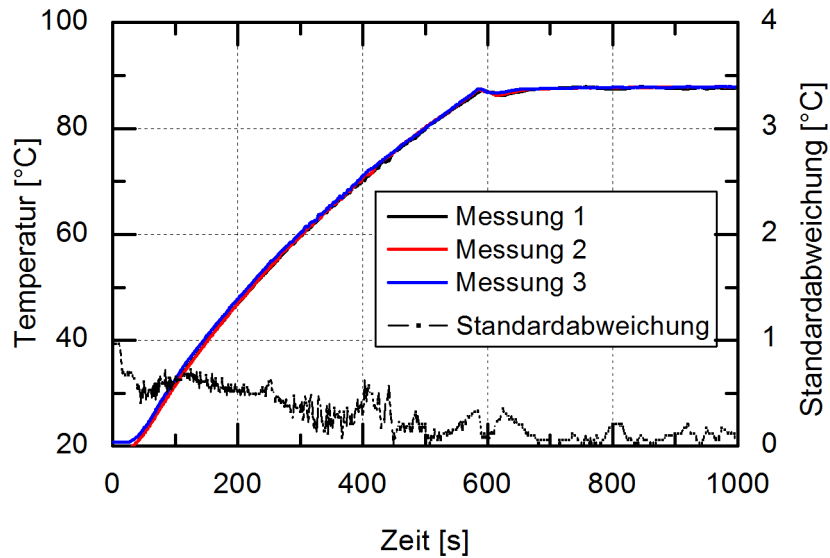


Abbildung 4-9: Standardabweichung der Kühlwassereintrittstemperatur im Betriebspunkt 1560 1/min und 58 Nm [VZST13a]

Um eine Aussage über die absolute Abweichung von Messwerten im Bezug zum erwarteten Mittelwert zu treffen, wird der mittlere Variationskoeffizient genutzt (Gleichung (4-2)). Er ist, genauso wie die Standardabweichung, Teil der deskriptiven Statistik, welche für die Auswertung und Veranschaulichung von Messwerten genutzt wird.

$$\overline{\text{VarK}} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{s(t)}{\bar{x}(t)} \quad (4-2)$$

Der Variationskoeffizient beschreibt die prozentuale Streuung einer Größe um ihren Mittelwert je Zeitschritt. Wird dieser Koeffizient über den gemessenen Zeitraum gemittelt, so erhält man eine gesamtheitliche Aussage zur prozentualen Abweichung eines Messensors über den gesamten Versuchszeitraum. In Abbildung 4-10 sind für die vier Lastpunkte die mittleren Variationskoeffizienten von 32 ausgewählten Messensoren dargestellt.

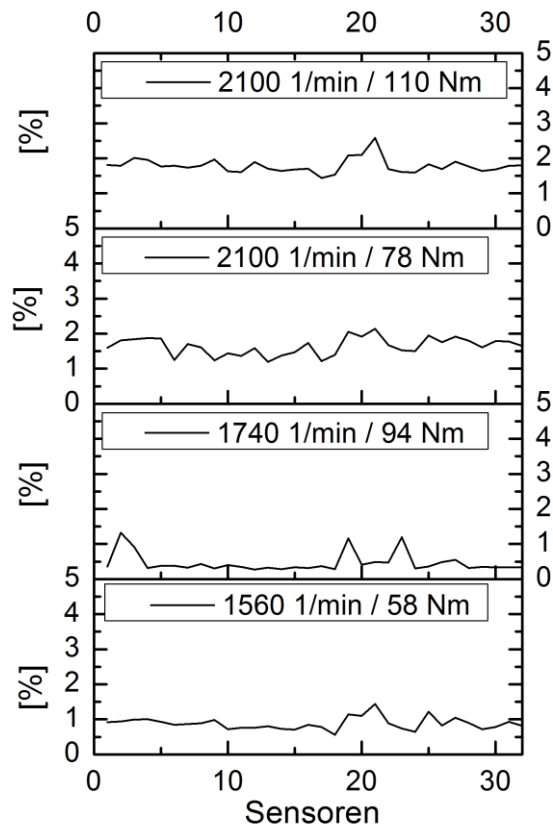


Abbildung 4-10: Darstellung des mittleren Variationskoeffizienten für 32 ausgewählte Sensoren [VZST13a]

Im Verlauf der Untersuchungen zeigt sich ein reproduzierbares Aufheizverhalten mit einer mittleren Standardabweichung von etwa 1 K über alle Lastpunkte, was einem mittleren Variationskoeffizient von etwa 1,5% bis 2% entspricht [VZST13a].

5 Das thermische Motormodell

Im Rahmen des Forschungsvorhabens "Simulation des Wärmetransportes in Verbrennungsmotoren zur Reduzierung der Reibung und CO₂-Emissionen unter Warmlaufbedingungen (Motorwärmetausch)" wurde in Zusammenarbeit vom Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik und dem Institut für Mobile Systeme ein Simulationswerkzeug erstellt, welches die Wärmeflüsse und das Aufheizverhalten einzelner Motorbauteile berechnet. Um die in dieser Arbeit zu untersuchenden Thermomanagementmaßnahmen simulieren zu können, war es notwendig, das Modell umfangreich zu erweitern. Im folgenden Kapitel werden der Aufbau des Simulationsmodells sowie die Modellerweiterung beschrieben. Eine ausführlichere Darlegung der Zusammenhänge des Grundmodells kann der Dissertation von Varga [Varg14] entnommen werden. Das Simulationsmodell bildet den in **Kapitel 4** beschriebenen Versuchsträger ab und wird für die Simulation von sehr aufwendigen Maßnahmen genutzt, welche sich nicht am Versuchsträger untersuchen ließen.

5.1 Software zur numerische 0D/1D Simulation

Für die Simulation motorischer Zustände wird im Allgemeinen kommerzielle Simulationssoftware genutzt, mit welcher multidisziplinäre physikalische und technische Systeme abgebildet werden können. Mit Hilfe validierter analytischer Modelle können einzelne Komponenten, als auch deren Zusammenwirken in einem komplexen technischen System beschrieben werden. Im Vergleich zur 3D-CAE-Modellierung bietet die 1D-Simulation die Möglichkeit, das Verhalten zu simulieren, bevor detaillierte CAD-Geometrie vorhanden ist. Die Modelle stehen in elementaren oder anwendungsorientierten Bibliotheken zur Verfügung. Die Bibliotheken umfassen die Bereiche der Hydraulik, Pneumatik, Thermodynamik, Elektrik und Mechanik, um das Verhalten eines mechatronischen Systems abbilden zu können. In der vorliegenden Arbeit wurde für Simulationsaufgaben die Software AMESIM der Firma Siemens genutzt.

5.2 Aufbau des thermischen Netzwerkes

Ausgehend von einem Vier-Zylinder-Reihenmotor wurde für die Simulation des Motorwarmlaufes eine repräsentative Zylindereinheit abgebildet. Dies spart Simulationszeit und Modellierungsaufwand. Hierbei wurden die Hauptbestandteile des Motors modelliert. Angefangen vom Zylinderkopf, über das Kurbelgehäuse bis hin zu Kurbelwelle, Kolben und Pleuel. Das Simulationsmodell beinhaltet 18 Punktmassen sowie entsprechende Kapazitäten für die Medien Kühlwasser und Öl.

In Abhängigkeit der Lage der Temperatursensoren im Versuchsträger und unter Berücksichtigung thermodynamischer Zusammenhänge wurde die repräsentative Zylindereinheit wie folgt zerlegt (Abbildung 5-1).

Das Zylinderkurbelgehäuse wurde beispielsweise auf Höhe der Laubbuchsen (LB) in einen brennraumnahen (BR) und einen Außenbereich (außen), sowie vertikal in vier Abschnitte unterteilt.

Die Unterteilung richtete sich nach dem Einbau und der Position der Messensoren (siehe Kapitel 9.1), damit ein Vergleich von Mess- und Simulationswerten möglich ist.

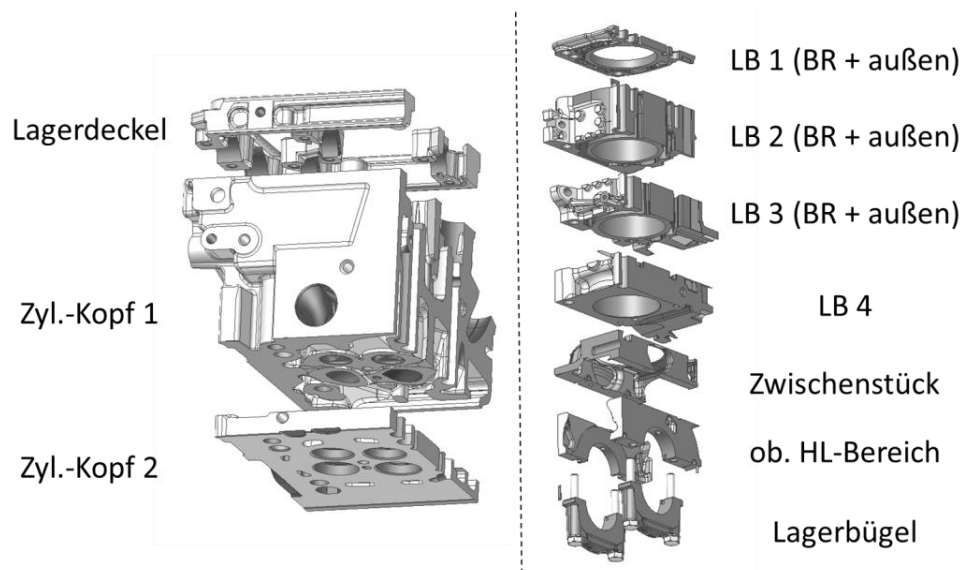


Abbildung 5-1: Bauteilerlegung der repräsentativen Zylindereinheit

Im unteren Abschnitt des Kurbelgehäuses wurde versucht, den oberen Lagerrückenbereich der Hauptlager geometrisch dem Lagerbügel anzunähern, damit Aussagen hinsichtlich des Wärmeflusses getroffen werden können.

Im Zylinderkopf wurde eine Unterteilung in einen brennraumnahen Bereich, mit dem angrenzenden Feuerdeck und einen Abschnitt, welcher den starken Einfluss des Kühlwassers berücksichtigt vorgenommen. Eine weitere Substrukturierung des Zylinderkopfes wäre aufgrund der konstruktiv aufwendigen Geometrie mit erheblichem Mehraufwand verbunden.

Jede Punktmasse wird in Abhängigkeit ihres Volumens und ihrer charakteristischen Abmessungen geometrisch im System beschrieben. Die entsprechenden Daten hierfür wurden aus den zugehörigen Konstruktionszeichnungen ermittelt. Der Werkstoff wird über die temperaturabhängigen thermophysikalischen Stoffdaten, d.h. Dichte, Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität definiert.

5.2.1 Medienkreisläufe

In Anbetracht der Zielsetzung, den Wärmefluss im Motor zu beschreiben, wurden der Kühl- und der Schmierstoffkreislauf mit einem begrenzten, aber hinreichenden Detaillierungsgrad modelliert.

Kühlkreislauf

Der Kühlkreislauf wird mit Pumpe, Thermostaten und Öl-Wasser-Wärmeübertrager abgebildet. Die Pumpe ist über ein entsprechendes Kennfeld definiert und der Thermostat

wird mit seiner Öffnungscharakteristik und dem Wärmeübergang an das enthaltene Wachs beschrieben. Bei dem Fluid handelt es sich um ein Gemisch aus 60% Wasser und 40% Glykol.

Als starke Abweichung zum realen Versuchsaufbau kann der Wegfall des Kühlers im Modell angesehen werden. Da diese Komponente jedoch sehr wichtig für das Temperaturniveau nach dem Öffnen des Thermostaten ist, wurde das Kühlerverhalten vereinfacht nachgebildet. Sobald der Thermostat öffnet und Kühlwasser durch den großen Kühlkreislauf strömt, wird die überschüssige Enthalpie bei Thermostat-Öffnungstemperatur dem Medium entzogen. Es wurde mit einer mathematischen Wärmesenke gearbeitet.

Schmierstoffkreislauf

Zu den sensiblen Größen im hydraulischen Netzwerk zählen unter anderem der Volumenstrom und der Druck in den einzelnen kleinen Leitungen im Zylinderblock und Zylinderkopf. Der Schmierstoffkreislauf setzt sich aus der Ölpumpe, in Form eines Pumpenkennfeldes, dem Öl-Wasser-Wärmeübertrager und dem exakten Füllvolumen und der Verteilung des Prüfstandaufbaus zusammen. Des Weiteren gibt es die Möglichkeit, in entsprechenden Lagerkomponenten Durchflussraten und minimale Schmierfilmhöhen zu untersuchen. Die Erwärmung des Schmierstoffes geschieht, wie auch in der Realität, über die in den Reibungskontakten entstehende Wärme. Diese wird zu jedem Zeitschritt mit der aktuellen Öltemperatur berechnet und anschließend als Wärmequelle auf die beteiligten Festkörper und auf das Schmierstoffvolumen übertragen. Sowohl der Kühl- als auch der Schmierstoffkreislauf bieten die Möglichkeit der Erweiterung hinsichtlich des Detaillierungsgrades bzw. der Kopplung mit entsprechenden Einzelmodellen.

5.2.2 Verbrennung und Reibung

In dieser Arbeit wird ein phänomenologischer Ansatz nach Barba verwendet, welcher einen Mittelweg zu einem empirischen Verfahren und einem CFD-Modell darstellt [Bar01, Bar00]. Dieses Modell eignet sich speziell für die Anwendung bei Common-Rail-Dieselmotoren und ist in der Lage, neben der Haupteinspritzung auch mehrere Vor- und Nacheinspritzungen zu berücksichtigen. Basierend auf der Einspritzcharakteristik des Motors, bestehend aus dem Einspritzverlauf und den charakteristischen Parametern (Düsendurchmesser, Lochanzahl, k-Faktor) der Einspritzdüse, und den Zustandswerten bei Einlass schließt und Auslass öffnet, kann das Verbrennungsverhalten in der Hochdruckphase abgebildet werden. Gestützt auf die Validierung mehrerer Betriebspunkte, lässt sich das Modell mit einem Parametersatz auf ein breites Lastspektrum anwenden. Insgesamt besteht der Ansatz aus verschiedenen physikalischen und chemischen Teilmodellen, welche die dieselmotorischen Verbrennungsabschnitte berücksichtigen. Hierzu zählen neben der Einspritzung und Zerstäubung, die Strahlentwicklung und Gemischbildung sowie die Zündung und die Verbrennung.

Für die Berechnung des Gesamtreibmitteldruckes wird das Modell von Schwarzmeier verwendet [Schw92a, Schw92b]. Es handelt sich hierbei um einen empirischen Reibungsansatz für Dieselmotoren, der ebenfalls im Rahmen eines FVV geförderten Projektes entstand. Basierend auf einem Referenzpunkt aus dem betriebswarmen Zustand des Motors werden die charakteristischen Einflussparameter der Kolbengruppe, der Grund- und Pleuellager und der Nebenaggregate einschließlich der Hochdruckpumpe berücksichtigt. Hierzu zählen u. a. die mittlere Kolbengeschwindigkeit, die Drehzahl, die Öltemperatur und die Motorlast, ausgedrückt über den effektiven Mitteldruck.

Der ursprüngliche Gültigkeitsbereich des Ansatzes wurde von Reulein [Reu98] durch die Veränderung einzelner Koeffizienten und dem Hinzufügen eines weiteren Terms, speziell für den Motorwarmlauf, angepasst. Damit der Ansatz auf den genutzten Versuchsträger angewendet werden kann, wurden die Koeffizienten der Kolben- und Lagerterme mittels Optimierung ebenfalls angepasst. Hierbei kommt ein evolutionärer Algorithmus zum Einsatz.

Die Validierung der simulierten Werte erfolgt auf Basis von Messdaten aus dem befeuerten Motorbetrieb. Mit Hilfe der Indiziermethode wird über die Differenz von indiziertem und effektivem Mitteldruck aus der Drehmomentmessung der Reibmitteldruck bestimmt.

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} = \frac{1}{V_H} \oint p dV - \frac{4 \cdot \pi \cdot M_D}{V_H} \quad (4 \text{ Takt}) \quad (5-1)$$

Zu den wichtigsten Reibungsanteilen gehören neben der Kolbengruppe die Pleuellager und der Ventiltrieb. Die Pleuellager, welche mit ungefähr 50% den größten Anteil der mechanischen Verluste einnimmt [Deu13], lässt sich weiter in die Pleuellager-Paarung, die Pleuellager und die Pleuellagerbolzenlagerung unterteilen. Die Reibarbeit in der Pleuellagerbolzenlagerung, hervorgerufen durch die Quer- und Kippbewegung des Pleuellagers, kann laut Scholz [Sch06] wegen zu geringem Einfluss vernachlässigt werden.

Für die Abbildung des tribologischen Kontaktes zwischen Pleuellager und Pleuellagerbuchse wird das Modell von Thiele angewandt [Kar09, Sch06, Thie82]. Der empirisch ermittelte Ansatz, welcher für den befeuerten Motor gedacht ist, nimmt eine Unterteilung in Pleuellagerbolzenringe und Pleuellagerbolzen vor. Somit lassen sich wichtige Eingangsfaktoren hinsichtlich ihres Einflusses untersuchen. Hierzu zählen die Schmierstoffeigenschaften, die Motordrehzahl, die Motorlast sowie konstruktive Parameter in Form von Tangentialkräften der Pleuellagerbolzenringe, Pleuellagerbolzenlänge und Pleuellagerbolzenspiel.

Für die Berechnung der Reibleistung in den Pleuellager- und Pleuellagerlagern werden die DIN 31652 bzw. die VDI 2204 angewendet [VDI94]. Diese Normen werden für die Berechnung und Auslegung von hydrodynamischen Gleitlagern im stationären Betrieb genutzt. Die Wahl dieses Verfahrens wird durch die in der vorliegenden Arbeit getroffene Vereinfachung, dass bei allen Reibkontakten von einer hydrodynamischen Schmierung ausgegangen wird, gestärkt. Diese Annahme impliziert, dass zwischen den Reibpartnern immer ein minimaler Schmierfilm vorliegt [VZST13a].

5.3 Modellerweiterung

Aus dem im vorherigen Teil beschriebenen thermischen Netzwerk lassen sich die Wärmeverteilung in den Bauteilen, der Medien sowie der Reibmitteldruck ermitteln. Die Erwärmung eines Verbrennungsmotors erfolgt hauptsächlich durch den Wärmeeintrag aus der Verbrennung oder Reibungsprozessen. Der Wärmeeintrag auf Grund der Wandwärmeverluste und der Reibung verändert sich aber stark über den Zeitraum der Aufheizphase. Dies gilt es zu berücksichtigen.

5.3.1 Co-Simulation

Der Wärmeeintrag, in Abhängigkeit von Last und Drehzahl erfolgte im Ausgangsmodell über die Nutzung von Kennfeldern. Dieser Kennfeldansatz findet häufig Anwendung bei der Bildung von thermischen Motormodellen, wie z.B. auch in der Dissertation von Beulshausen (2014) [Beul14]. Parallel zu den Wärmeströmen der Kennfelder erfolgte eine Reibungsberechnung nach Schwarzmeier (1992) mit welcher die Reibungswärme bestimmt wurde. Die Reibung hatte im Ursprungsmodell aber wiederum keinen Einfluss auf die Lastpunktverschiebung, gerade zu Beginn der Warmlaufphase. Es wurde, um eine einfache Modellhandhabung und Modellabgleich zu gewährleisten, mit Wärmeeinträgen in Abhängigkeit der Parameter Drehzahl, Last und Kühlwassertemperatur gearbeitet (Abbildung 5-2).

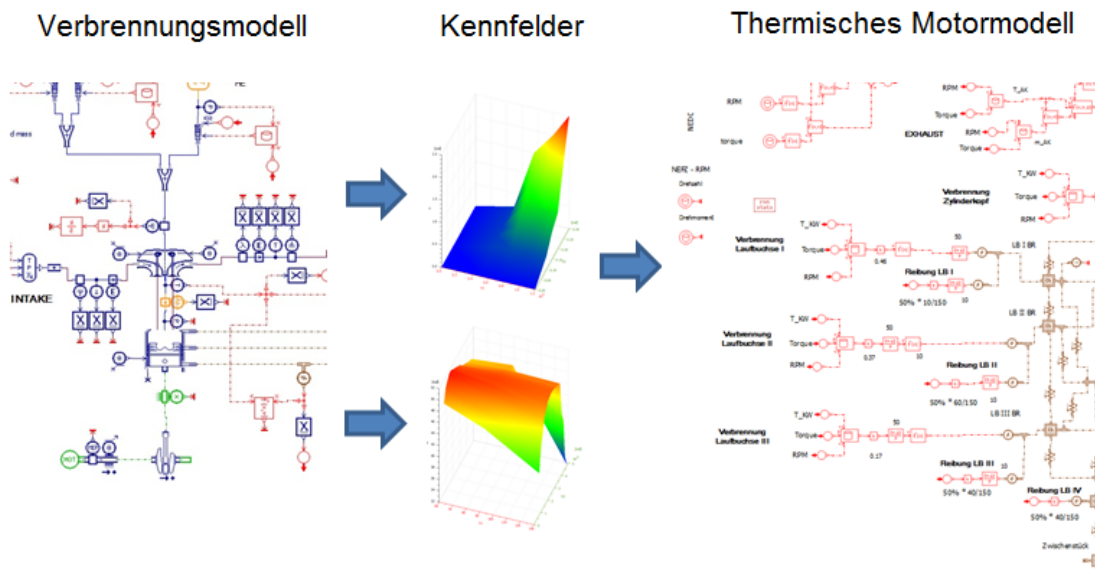


Abbildung 5-2: Kennfeldbasiertes Modell

Mit diesem Ansatz kann die Verteilung der Wärme während der Aufheizphase schon sehr gut berechnet werden. Sollen aber gezielt Prozesse im Warmlauf, im stark transienten Temperaturbereich zu Beginn der Aufheizphase untersucht und vor dem Hintergrund des genauen Kraftstoffverbrauchs bewertet werden, ist eine Erweiterung des Ansatzes

notwendig. Lastpunktverschiebung durch Reibungsänderung, Einflüsse auf die Verbrennung, hervorgerufen durch verschiedenste Thermomanagementmaßnahmen als auch Gemischbildungs- und Emissionierungseffekte können mit diesem Ansatz nicht oder nur auf Umwegen mit Unschärfen im Rechenergebnis abgebildet werden.

Hierfür bietet sich die Kopplung der Modelle an. Da beide Modelle jedoch mit unterschiedlicher zeitlicher Auflösung arbeiten, müssen diese synchronisiert werden. Das Verbrennungsmodell muss, um eine vernünftige Auswertung zu gewährleisten, zyklus aufgelöst rechnen (je nach Drehzahl mit ca.: $1 \cdot 10^{-5}$ s). Die Simulationsschrittweite des thermischen Motormodells beträgt jedoch 1 Sekunde. Bei einer direkten Koppelung würde dies zu einer starken Erhöhung der Simulationszeit führen, da das Mastermodell (thermisches Netzwerk) immer auf die Ergebnisse aus dem Slavemodell (Verbrennungsmodell) warten müsste. Zur Lösung des Problems wird im Verbrennungsmodell nur bei Wertabfrage durch das Mastermodell (thermisches Motormodell), kurzzeitig zyklus aufgelöst die Verbrennung berechnet. So bleibt die Simulationszeit niedrig (unter 10-30min je nach Lastpunkt oder Zyklus) bei fast gleichbleibender Datenqualität, da im Verbrennungsmodell keine hochdynamischen Änderungen im Bereich unter 1 Sekunde erwartet werden (Abbildung 5-3).

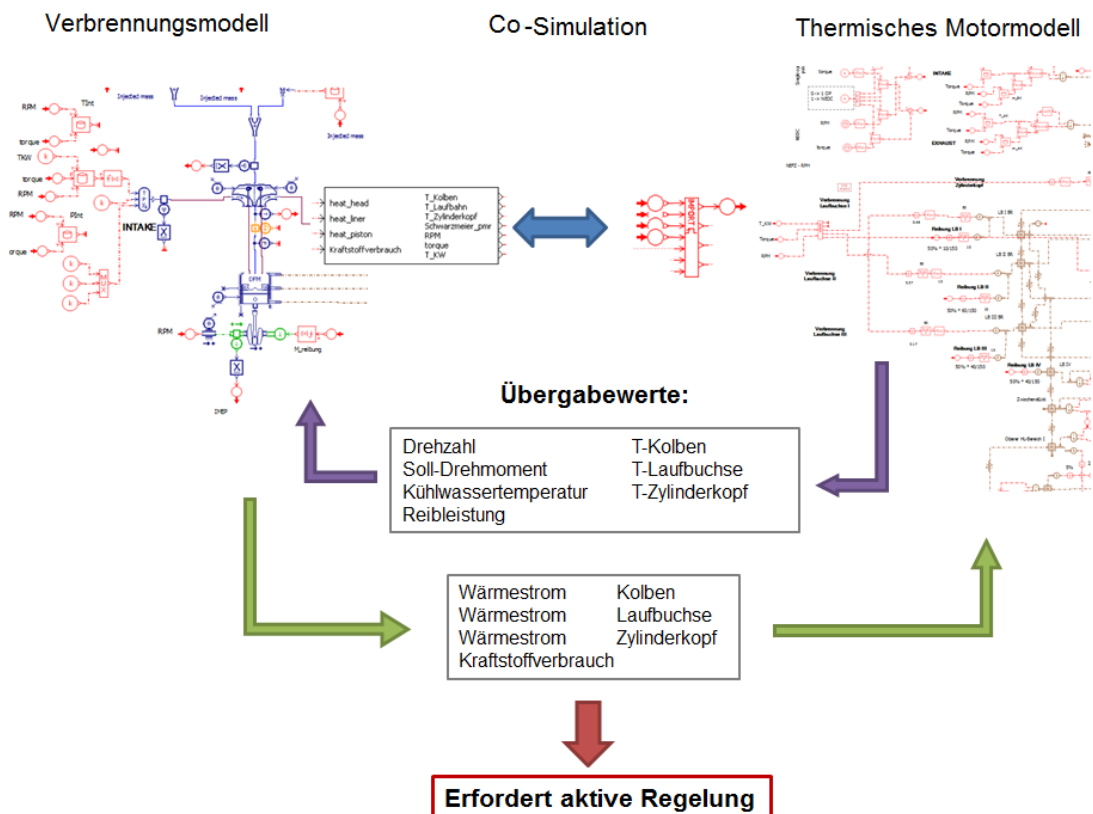


Abbildung 5-3: Modell mit Co-Simulation

Mittels dieser Koppelung finden nun die bereits oben erwähnten Lastpunktverschiebungen bei erhöhter Reibleistung Eingang in die Simulation. Einflüsse auf das Brennverfahren und die Wandwärmeverluste, ausgelöst durch den Einsatz verschiedener Thermomanagement-

Maßnahmen, können nun zielsicher untersucht werden. Weiterhin ist es möglich, Einspritzstrategien wie Katalysatorheizen, den Einfluss von Einspritzmengenaufteilungen oder diverse Ladungswechseleffekte, Gemischbildungseffekte als auch Emissionen in der Warmlaufphase zu untersuchen. Zusätzlich können alle Brennverfahrensparameter, wie Spitzendrücke, Mitteldrücke, Druckgradienten, Verbrennungstemperaturen oder der Kraftstoffverbrauch hochauflösend ausgewertet werden. Gerade Aussagen über den Kraftstoffverbrauch, dessen zeitliches Verhalten über die gesamte Aufheizphase berechnet wird, ist dabei von besonderer Bedeutung, da jede Thermomanagementmaßnahme nachher an ihrer erzielten Kraftstoffeinsparung gemessen wird. Im ungekoppelten Kennfeldmodell wurden nur Kraftstoffdifferenzersparnisse aus der Reibmitteldruckänderung abgeleitet, was sehr ungenau war, nicht zeitlich aufgelöst dargestellt werden konnte und Effekte aus der Verbrennungswirkungsgradverbesserung durch Lastpunktverschiebung nicht berücksichtigte. Die Modellkopplung mit Übergabe von Werten erfordert aber eine aktive Lastregelung. Um die Betriebspunktparameter, Drehzahl und effektives Drehmoment konstant halten zu können bzw. in Fahrzyklen gezielt anzufahren, müssen die Einspritzmengen, die Aufladung sowie einige verbrennungstechnisch relevanten Eingangparameter geregelt werden. Die Regelungen im Verbrennungsmodell für die Co-Simulation sind im folgenden **Kapitel 5.3.2** beschrieben.

5.3.2 Drehmomentenregelung

Wie im Vorfeld beschrieben, müssen für die Konstanthaltung des Drehmomentes in den einzelnen Betriebspunkten die Einspritzmenge als auch einige Ladungswechselgrößen geregelt werden. Die Regelung des Aufladegrads ist in Kapitel 5.3.6 Modell zur Nockenwellenphasenverstellung erläutert, da hier Ladungswechseleinflüsse einen besonders großen direkten Einfluss auf den Brennverfahrenswirkungsgrad (Endverdichtungsdruck) haben, und im Sinne der Aussagekraft der Simulationsergebnisse, konstant gehalten werden müssen. Die Einspritzregelung wurde in AMESIM mittels eines PID Reglers umgesetzt, welcher über die Einspritzmenge das maßgeblich geforderte Wunschdrehmoment (M_{Soll}) einstellt (Abbildung 5-4).

Theoretisch haben auch andere Parameter Einfluss, wie der Einspritzbeginn, die Einspritzstrategie oder der Raildruck. Diese Parameter werden jedoch im Modell weitestgehend konstant gehalten, da diese Werte in der Realität auch statisch in einem Kennfeld hinterlegt sind und nur bedingt genutzt werden, um das Drehmoment zu regeln. Die Drehmomentenregelung sorgt für eine schnelle Übereinstimmung des abgegebenen effektiven Ist-Moments (M_{Ist}) und dem effektiven Soll-Moment (M_{Soll}). Dabei entsteht aus dem Abgleich zwischen M_{Soll} und M_{Ist} mit Hilfe eines PID-Gliedes eine Korrekturgröße, welche das geforderte Moment bildet ($M_{Gefordert}$). Aus dem geforderten Moment ($M_{Gefordert}$) wird mittels eines Einspritzkennfeldes die richtige Einspritzmenge für das geforderte indizierte Drehmoment berechnet. Die Einspritzdaten wurden vom realen Versuchsträger ausgewertet und im Modell übernommen. Über einen zeitlichen Verlauf, abhängig vom Verhalten des PID-Reglers, stellt sich dann das geforderte Wunschmoment (M_{Soll}) ein.

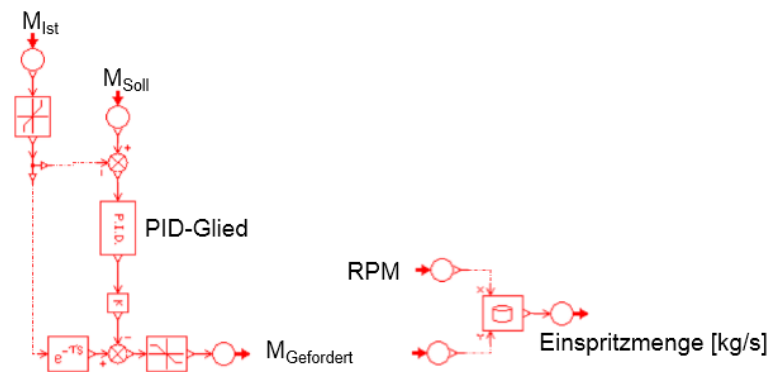


Abbildung 5-4: PID gesteuertes Einspritzmengenregelung

Die Haupteinflussgröße zur Lastpunktverschiebung, abgesehen von einem Wunsch des Fahrers zur Drehmomentenänderung, stellt die sich im Warmlauf verändernde Reibleistung dar. Diese wird im Mastermodell über den Ansatz von Schwarzmeier (1992) (siehe Kapitel Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.) berechnet und im Zuge der Co-Simulation ans Verbrennungsmodell übergeben. Hier wird der Reibmitteldruck in ein Negativmoment umgerechnet und findet so bei der Regelung des effektiven Drehmomentes Berücksichtigung. Abbildung 5-5 zeigt beispielhaft einen geregelten Drehmomentenverlauf für die ersten 40 Sekunden im NEFZ.

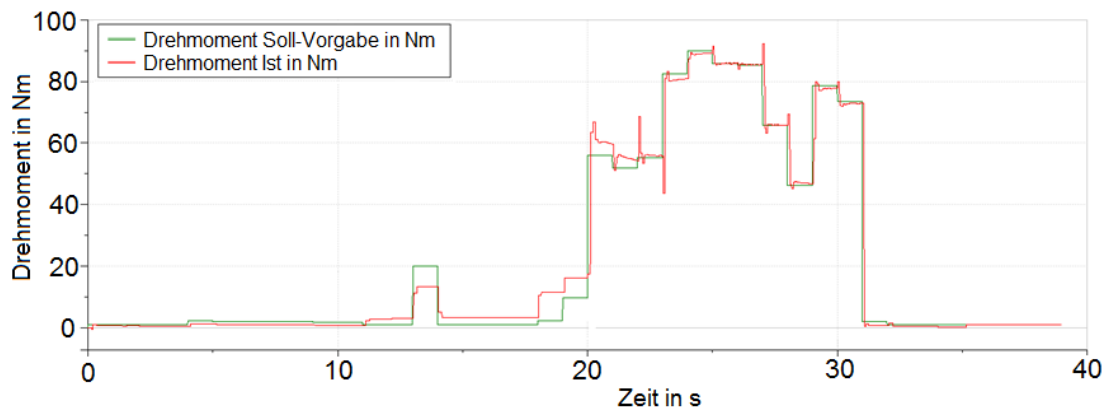


Abbildung 5-5: Drehmomentenregelung für den NEFZ Abschnitt 0-40 Sekunden

Die dabei vorgegeben Lastsprünge werden durch die Regelung übernommen und geben den Vorgabeverlauf sehr gut wieder. Auch sehr hochdynamische Fahrzyklen wie der FTP 75 oder der WLTP können simuliert werden.

5.3.3 Vergleich der Simulationsgenauigkeit

Ein Vergleich von Messergebnissen und Simulationsverläufen des kennfeldbasierten Modells und des Co-Simulationsmodells zeigt den Vorteil der Modellkoppelung. Der Einfluss der Lastpunktverschiebung bei erhöhter Reibleistung und die sich gegenseitig beeinflussenden Wechselwirkungen beider Modelle wurden bereits im Vorfeld erläutert. Die nachfolgenden Abbildungen zeigen exemplarisch am Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm einen Vergleich zwischen Simulationsergebnissen beider Modelle mit Messwerten des Prüfstands.

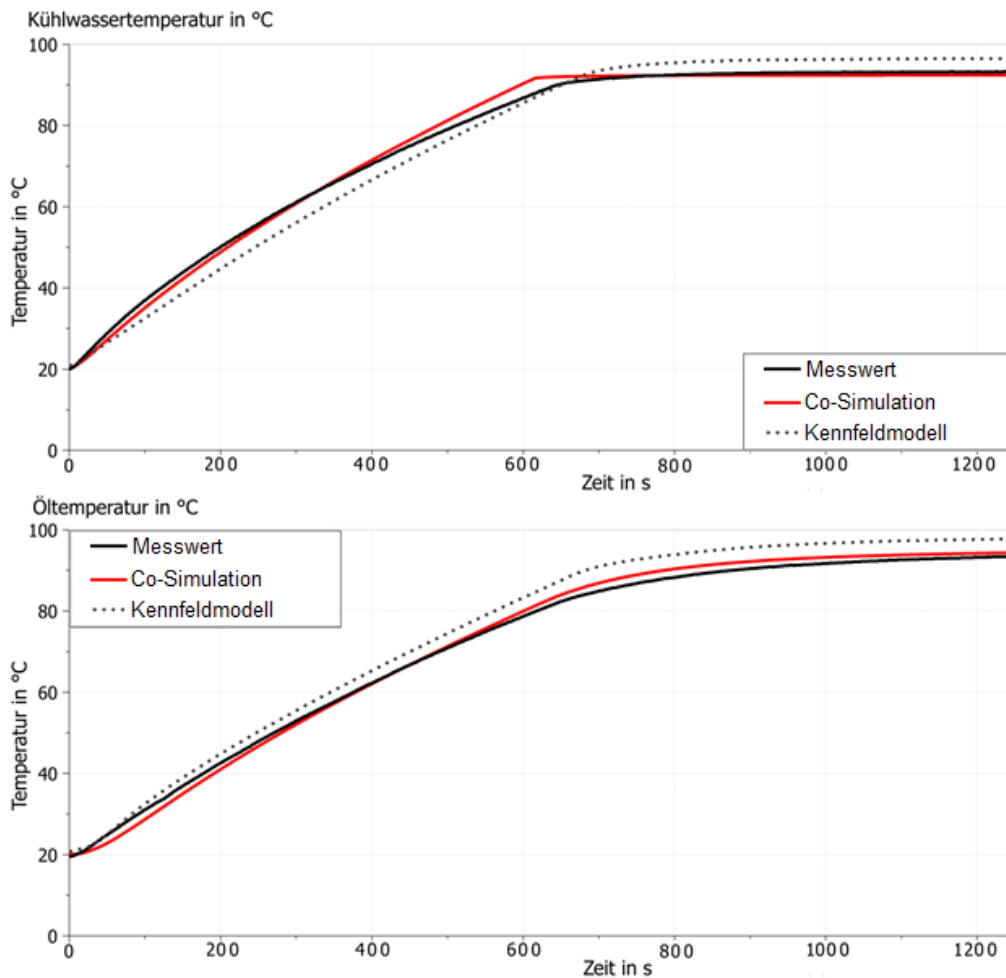


Abbildung 5-6: Vergleich Messwerte und Simulation – Medientemperaturen am Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm

Die Abbildungen Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7 stellen einen Vergleich der Medientemperaturen und ausgewählter Bauteiltemperaturen dar. Man erkennt sehr gut die großen Temperatur-änderungen am Versuchsbeginn mit einem starken Anstieg der Kurve.

Durch die Lastpunktverschiebung erfolgt hier ein hoher Wärmeeintrag in die Bauteile und das Kühlmittel. Am prägnantesten ist dieses Verhalten an den Wärmesenken zu sehen, welche kausal gesehen näher an der Verbrennung sind, als z.B. der Zylinderkopf, die Laufbuchse oder das Kühlwasser. Das Öl, welches thermisch gesehen weiter entfernt von der eigentlichen Wärmequelle ist, reagiert eher etwas träge und gedämpft.

Hierbei zeigt sich klar der Vorteil des gekoppelten Modellansatzes. Das Co-Simulationsmodell kann gerade im Niedrigtemperaturbereich das Erwärmungsverhalten der Bauteile und Medien deutlich besser beschreiben, was die Ergebnisgenauigkeit maßgeblich verbessert.

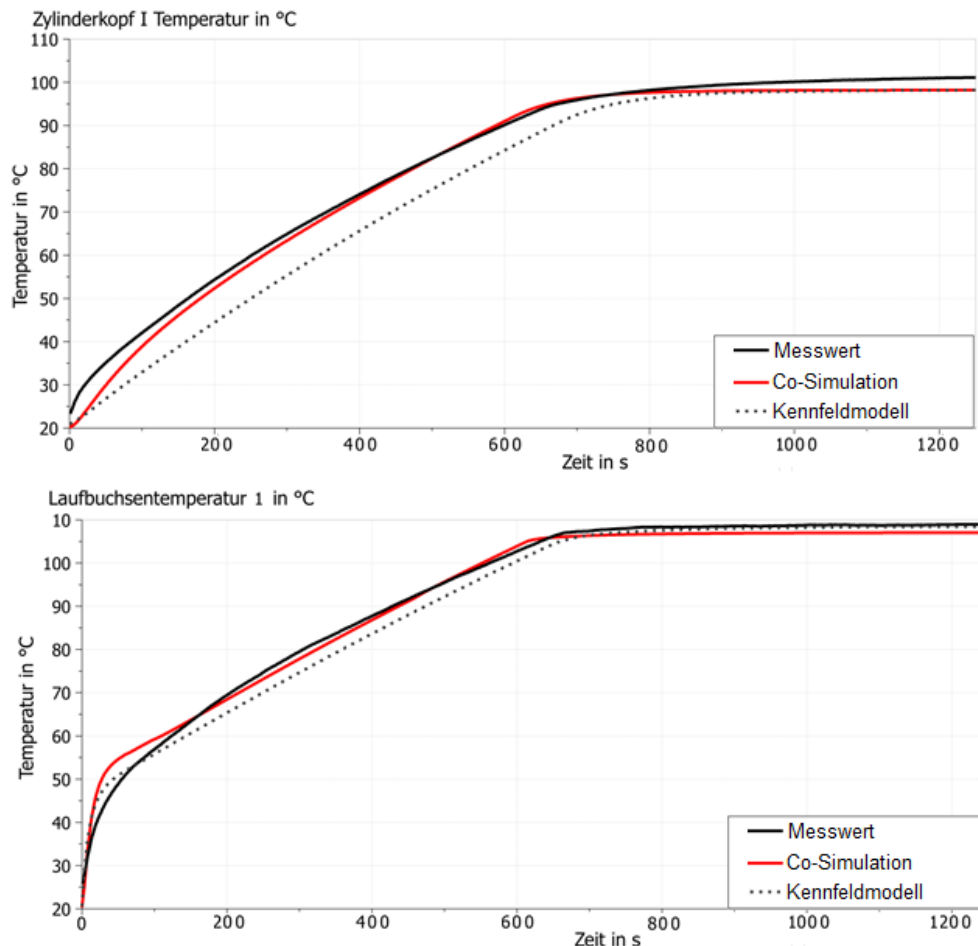


Abbildung 5-7: Vergleich Messwerte und Simulation – Bauteiltemperaturen am Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm

Das Kennfeldmodell zeigte im Mittel eine Ergebnisgenauigkeit von 1-3 K über alle Bauteile und Medien. Während hingegen statische Temperaturbereiche z.B. bei Betriebstemperatur sehr genau simuliert werden konnten, zeigte sich aber im transienten Bereich noch Verbesserungspotential. Mit dem gekoppelten Modellansatz konnte die Prognosefähigkeit im transienten Bereich bei niederen Temperaturen gesteigert werden. Die mittlere Ergebnisgenauigkeit verbesserte sich nur leicht, jedoch zeigten die Temperaturverläufe im transienten Bereich eine höhere Übereinstimmung der Verläufe. Bezogen auf die verwendeten Messmittel kann man sagen, dass die mittlere Ergebnisgenauigkeit teilweise schon im Bereich der Messunsicherheit liegt (siehe Kapitel 4.4).

Gegenüber dem Kennfeldansatz kann mit dem gekoppelten Modell das konkrete zeitliche Verhalten des Kraftstoffmassenstroms simuliert werden. Ein Vergleich der Messwerte des

Kraftstoffmassenstroms mit den Ergebnissen der Simulation für zwei ausgewählte Lastpunkte in Abbildung 5-8 zeigt eine gute Übereinstimmung. Lediglich zu Beginn findet sich eine Abweichung, welche aber mit dem Integrationsverhalten der Kraftstoffwaage zu begründen ist. Das Simulationsmodell kann hier sofort numerisch ein Ergebnis liefern.

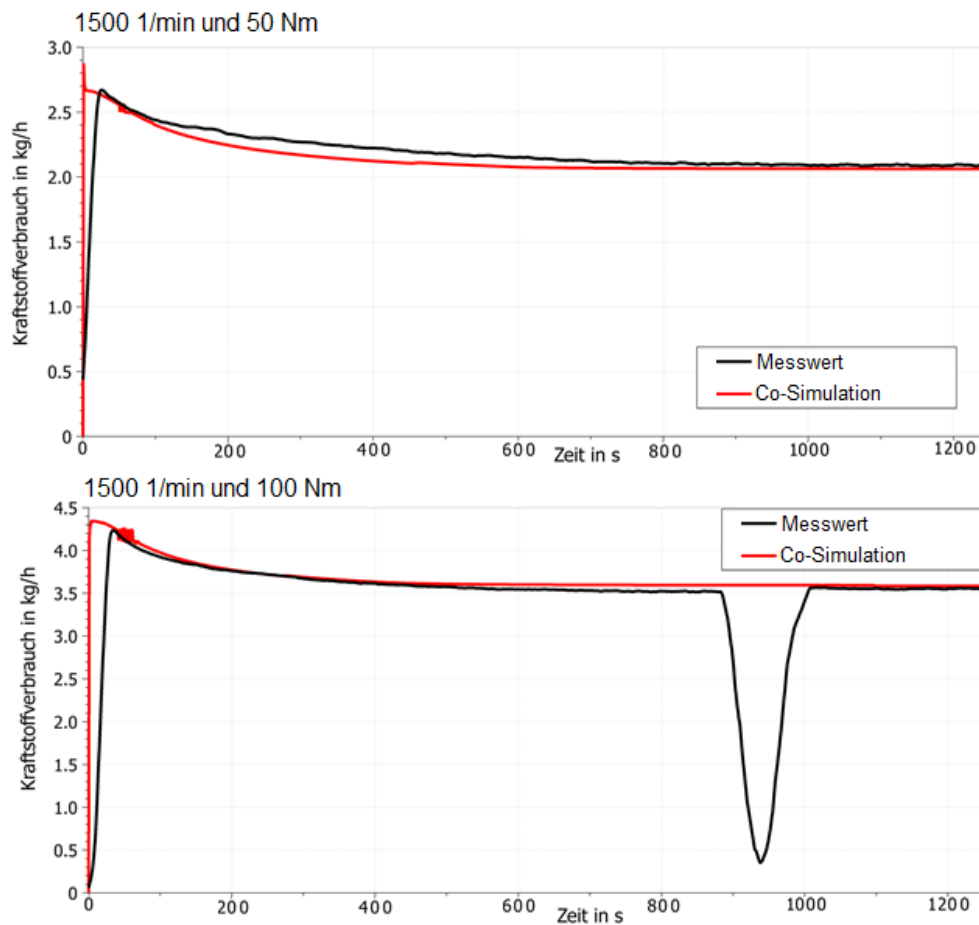


Abbildung 5-8: Vergleich Kraftstoffmassenstrom Simulation und Messwert für die Lastpunkte 1500 1/min und 50 Nm bzw. 100 Nm

Der Ausschlag im unteren Diagramm bei 900 Sekunden entsteht durch den Aufladevorgang der Kraftstoffwaage. Bewertungen von Thermomanagementmaßnahmen hinsichtlich ihres Einflusses auf den Kraftstoffverbrauch sind mit dem gekoppelten Modell qualitativ als auch mit leichten Unschärfen, hinsichtlich der absoluten Mengen, quantitativ möglich.

5.3.4 Übertragbarkeit des erweiterten Modellansatzes auf andere Motoren

Durch die Modellkopplung bieten sich neue Möglichkeiten beim Übertrag des Modells auf andere Motoren. Es wurden während der Modellvalidierung zwei weitere Motoren untersucht. Im Verbrennungsmodell wurden dafür alle charakteristischen Motorparameter angepasst, wo es hingegen im thermischen Netzwerk Änderungen am Thermostatverhalten, seiner Position, dem Ölpumpenverhalten als auch dem Kühlwassersystem gab. Der weitere Modellaufbau mit seiner grundlegenden Massenverteilung, den Reibungsansätzen, dem Brennverfahren, dem Einspritzverhalten (Druck, Strategie, Zeitpunkte, Injektoren) und den

geometrischen Beziehungen (Lagerbreite, Durchmesser, usw.) wurde weitestgehend ohne Änderung übernommen. Die Modellanpassungen wurden bewusst klein gehalten, um einen einfachen und schnellen Modellübertrag auf andere Motoren untersuchen zu können. Hierbei zeigt sich der Vorteil der 1D-Simulation, welche Modellanpassungen schnell und einfach möglich macht. Anders als bei 3D-Verfahren ist das physikalische Modellieren im 1D Bereich dem geometrischen Modellieren im 3D Bereich hinsichtlich der Modellaufbauzeit, als auch der späteren benötigten Rechenzeit deutlich überlegen da es schneller und freier in der Gestaltung ist. Die folgenden Abbildungen zeigen Ergebnisse zur Simulation eines Ford 2,2 I DURATORQ TDCI Motors im NEFZ. Die für diese Auswertung notwendigen Messergebnisse zu den Motoren wurden vom jeweiligen Hersteller zu Verfügung gestellt.

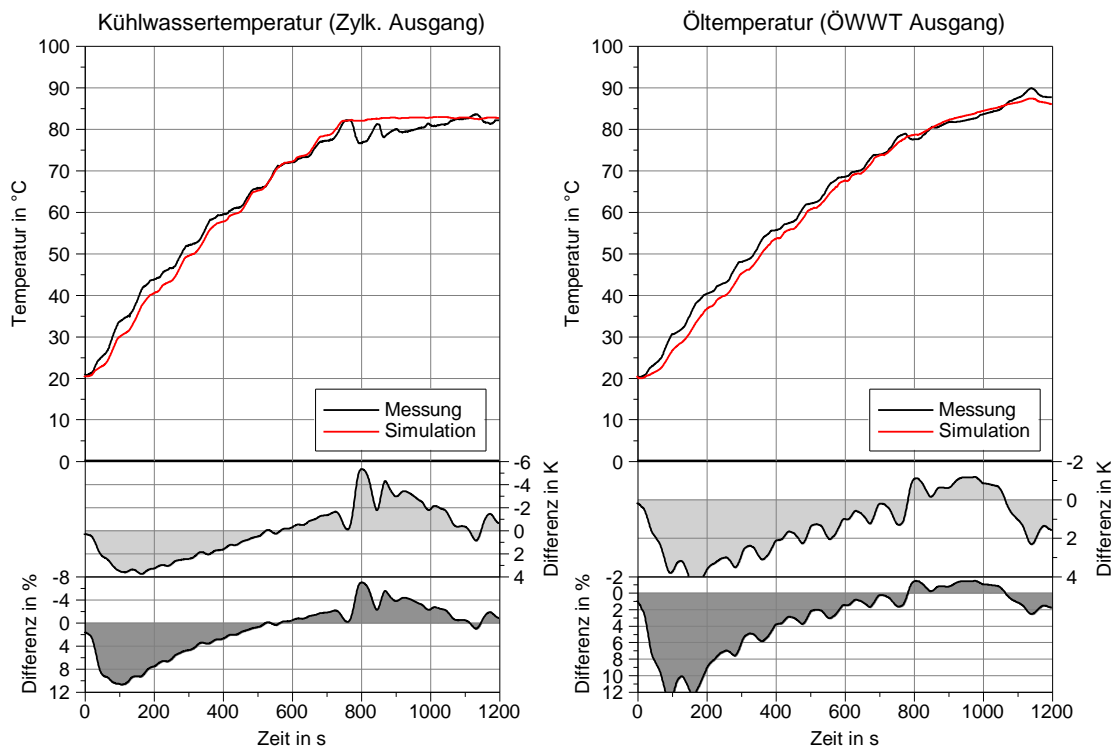


Abbildung 5-9: Simulation der Medientemperaturen (Ford 2,2 I im NEFZ)

Ein Vergleich von Messung und Simulation in Abbildung 5-9 zeigt eine gute Übereinstimmung der Mess- und Simulationsergebnisse. Im Mittel ergibt sich eine Abweichung von 2-3 K vom Messwert. Es zeigt sich, dass die Sprünge im Wärmeeintrag durch die Lastwechsel vom Modell gut berechnet werden können. Einzig das Thermostatöffnungsverhalten wird linearer abgebildet. Gründe hierfür sind ein stark vereinfachtes Regelmodell für das Thermostatverhalten, welches kaum einer Trägheit unterliegt.

Gerade die Temperaturverläufe des Feuerdecks in Abbildung 5-10 links zeigen die gute Prognosefähigkeit des Modells auch bei dynamischen Lastwechseln. Die Abbildung des Kraftstoffmassenstroms im dynamischen Zyklus gelingt auch sehr gut. Lediglich die Bereiche mit hohem transienten Verhalten hin zu höheren Lasten werden vom Modell nicht vollends abgebildet. Gründe hierfür liegen in der einfachen Abbildung der Betriebsstrategie.

Diese setzt sich aus den Einzelstrategien von statischen Lastpunkten zusammen, und ist damit für starke transiente Betriebsbedingungen nur bedingt geeignet.

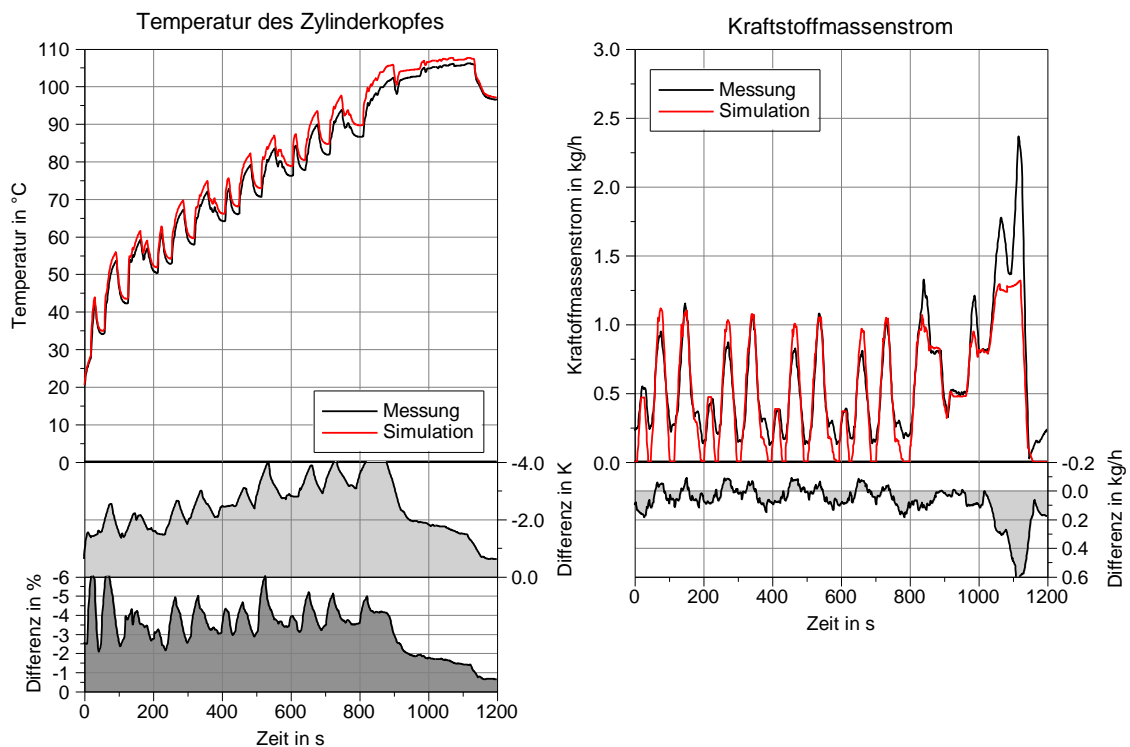


Abbildung 5-10: Temperatur des Zylinderkopfes (Feuerdeck) und Kraftstoffmassenstrom (Ford 2,2l im NEFZ)

Weiterhin wurde ein 2,4 l Reihen-Fünfzylinder Dieselmotor der Firma Volvo untersucht. Exemplarisch an einem Lastpunkt zeigt Abbildung 5-11 die Ergebnisse zu Öl und Kühlwasser.

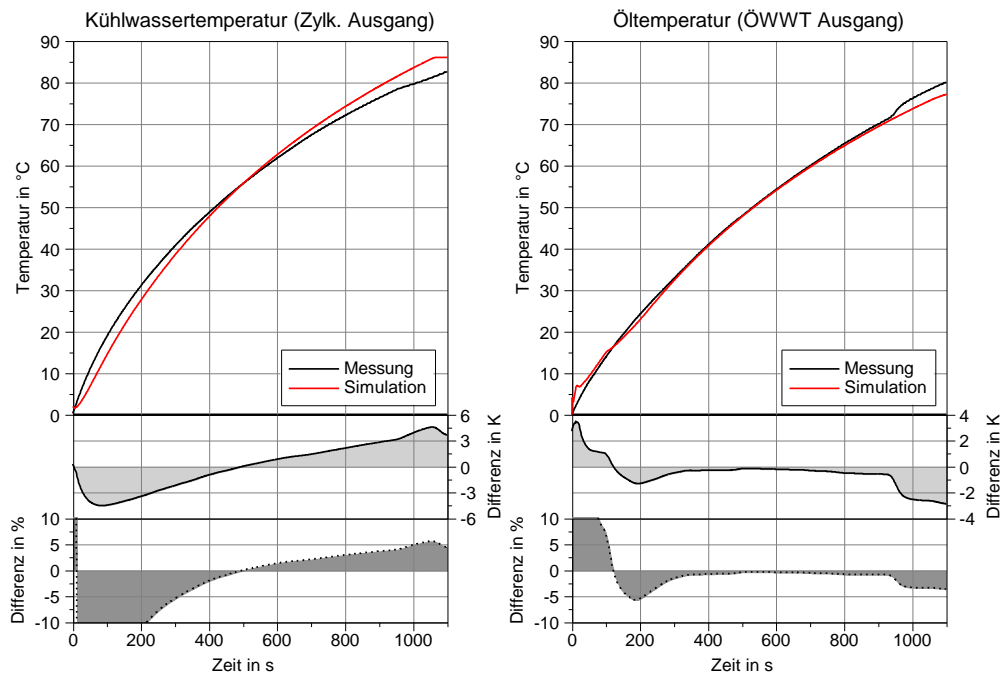


Abbildung 5-11: Simulation der Medientemperaturen (Übertragbarkeitsuntersuchung eines Volvo 2.4 L R5 Dieselmotors bei 1376 1/min und 57 Nm)

Die Ergebnisse zeigen sowohl bei den Medien als auch den Bauteiltemperaturen in Abbildung 5-12 eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation.

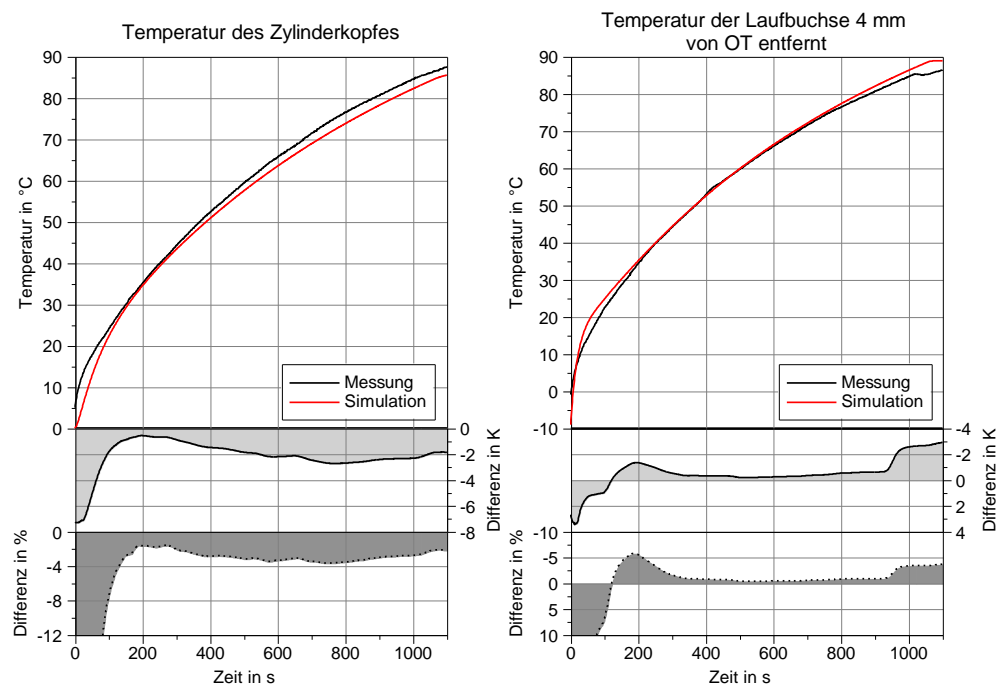


Abbildung 5-12: Simulation von Bauteiltemperaturen (Übertragbarkeitsuntersuchung eines Volvo 2.4 L R5 Dieselmotors bei 1376 1/min und 57 Nm)

Größere Abweichungen zeigen sich meist zum Ende der Simulation, beim Erreichen der Stationärtemperatur, da hier das Thermostatverhalten im Modell nur sehr einfach abgebildet wird.

Die Abweichungen bewegen sich auch hier im Bereich von 2-3 K. Abschließend zeigt die Simulation des Kraftstoffmassenstroms die Änderung des Verbrauchs über den Untersuchungszeitraum.

Die Ergebnisse für einen weiteren Lastpunkt 1610 1/min und 111 Nm finden sich im Anhang unter Punkt 9.4.

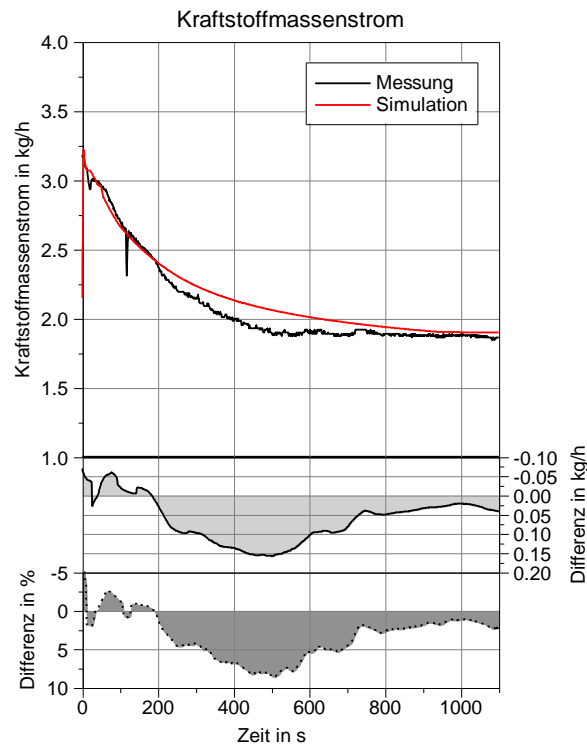


Abbildung 5-13: Simulation des Kraftstoffmassenstroms (Übertragbarkeitsuntersuchung eines Volvo 2.4 L R5 Dieselmotors bei 1376 1/min und 57 Nm)

5.3.5 Ansatz zur Kolbenbodenkühlung

Moderne Motoren sind aufgrund der ansteigenden spezifischen Leistung zunehmenden thermischen Belastungen ausgesetzt. Um die Betriebssicherheit weiterhin zu gewährleisten, wird eine direkte Kühlung des Kolbens immer wichtiger. Abbildung 5-14 stellt exemplarisch die Temperaturverteilung eines Dieselmotorkolbens dar.

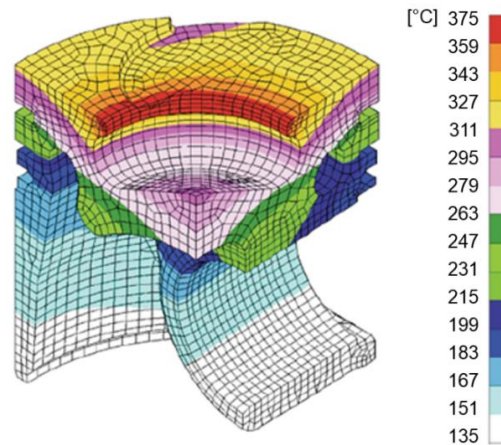


Abbildung 5-14: Temperaturverteilung am Kolben eines Dieselmotors mit Kühlkanal [Mahl11]

Man erkennt deutlich die starken thermischen Belastungen am Rand der Brennmulde. Um die extremen Temperaturen bei allen Lastpunkten aushalten zu können, muss die Wärme in ausreichendem Maße abgeführt werden. Je nach Kolbenkühlungsart verändern sich dabei die Wärmestromverhältnisse und Temperaturen (Abbildung 5-15).

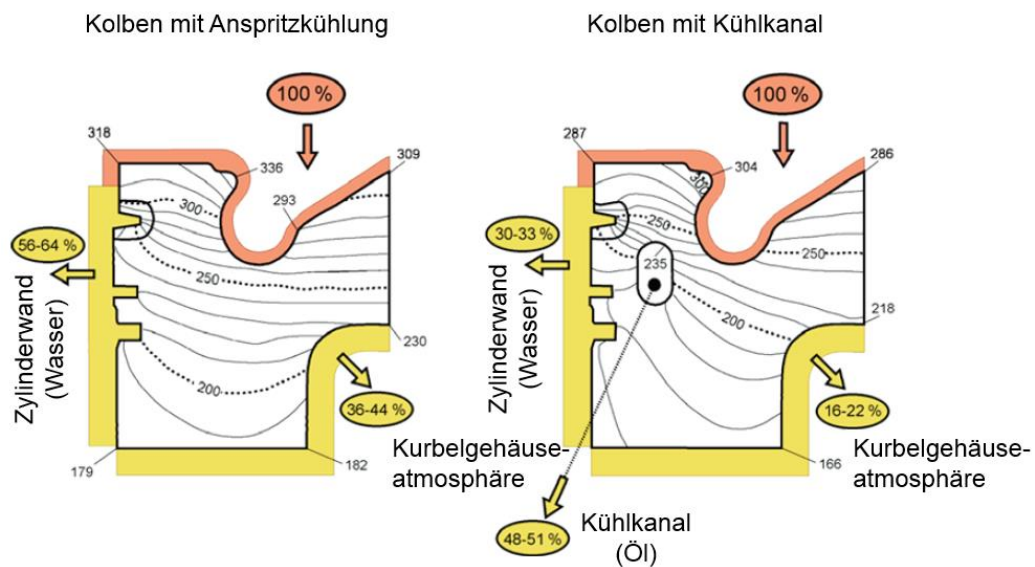


Abbildung 5-15: Wärmeströme am Kolben in Abhängigkeit von der Kühlungsart [Mahl11]

Kolben mit Kühlkanal werden gerade bei Brennverfahren mit hohen Kolbenflächenleistung zur effektiven Kühlung eingesetzt und senken die Spitzentemperaturen in den kritischen Bereichen um 20-40 K gegenüber Kolben mit einfacher Kolbenbodenanspritzung. Die Wärmestromverteilung wird dabei maßgeblich von der Kühlungsart beeinflusst. Der Wärmeeintrag in den Kolben ist vor allem von Brenngastemperatur, -druck und -geschwindigkeit sowie der Kolbenbodenform, dem Brennverfahren und dem Kurbelwinkel abhängig und beträgt überschlägig etwa 2% der chemischen Energie, die dem Prozess zugeführt wird. Häufig wird versucht, den Wärmeeintrag in den Kolben zu mindern, um die Motoreffizienz zu erhöhen. Dies hat den Hintergrund, die thermische Energie im Brenngas zu belassen und diese für die Expansion zu nutzen. Dieser positive Effekt auf

die Motoreffizienz wird in der Literatur jedoch nicht eindeutig bestätigt. Jackson et al. (1990) und Reipert et al. (1989) beschreiben einen sinkenden Wärmestrom [Jack90] [Reip89]. Aufgrund eines überproportional steigenden Wärmeübergangskoeffizienten α (siehe Gleichung (5-2)) definieren Woschni et al. (1987/88) hingegen einen steigenden Wärmestrom [Wos87] [Wos88]. Hierbei hängt der brennraumseitige Wärmeübergangskoeffizient direkt von der Brennraumwandtemperatur ab.

$$\alpha_{Br} \sim m_1 \cdot T_{W_Br}^{m_2} \quad (5-2)$$

Dieser Ansatz wird ebenso durch eine experimentelle Untersuchung nach Stitterich (2012) unterstützt [Stit12]. Die Wärme innerhalb eines Kolbens wird gemäß des Fourier'schen Gesetzes (siehe Gleichung (5-3) für den einfachen 1D Fall) übertragen.

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A \cdot \Delta T \quad (5-3)$$

Der Wärmestrom hängt danach von dem Temperaturgefälle des Kolbens, der Wärmeleitfähigkeit λ , dem Querschnitt A und der zu durchfließenden Wanddicke δ ab. Da die Wärmeleitfähigkeit aufgrund der zur Verfügung stehenden Materialien nur begrenzt erhöht werden kann, zeigt die Verringerung der Wanddicke zum Brennraum das größte Potential, die Kühlleistung der Kolbenkühlung zu steigern (Abbildung 5-16).

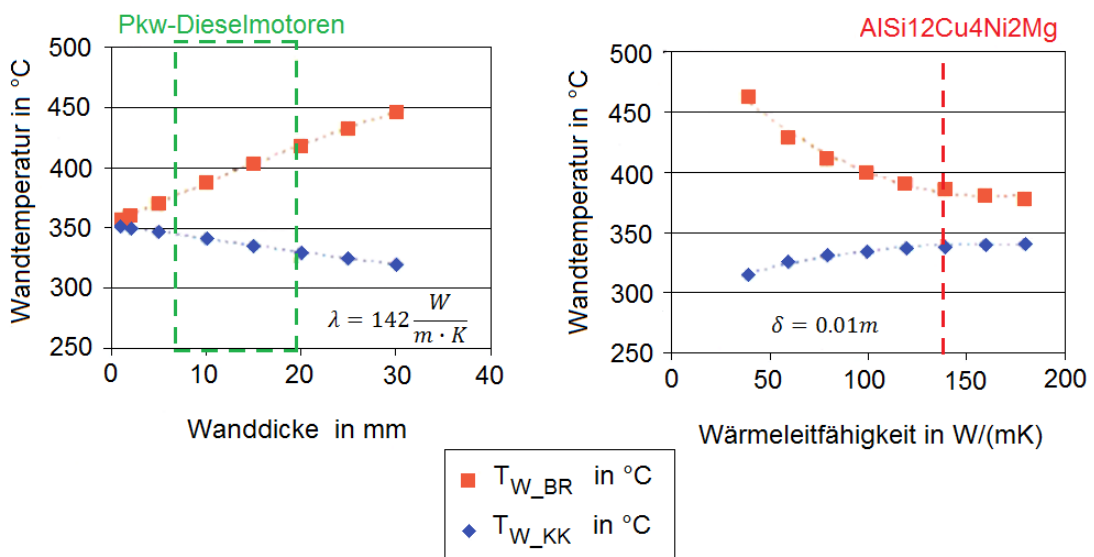


Abbildung 5-16: Wirkung der Wanddicke auf Wärmeleitung [Stit12]

Bei ungekühlten Kolben wird ein erheblicher Teil der Wärme über die Innenkontur an die Kurbelgehäuseatmosphäre abgegeben. Die Wärmeübertragung geschieht lediglich über das Aerosol bestehend aus Luft, Kraftstoffkondensat und Öl. Der Wärmeübergangskoeffizient ist abhängig von der Drehzahl und berechnet sich überschlägig gemäß der empirischen Gleichung (5-4) [Wein09].

$$\alpha = 900 \cdot \left(\frac{n}{4600}\right)^{0,35} \text{ mit } n \text{ in } 1/\text{min} \quad (5-4)$$

Jedoch sei erwähnt, dass aufgrund der geringen Wärmekapazität des Aerosols die abgeführte Wärme im Vergleich zu einem gekühlten Kolben gering ist [Wein09].

Wärmeabfuhr über das Motoröl

Die Berechnung der abgeführten Wärme über das Motoröl bei Kolbenkühlung ist eng mit dem Wärmeübergangskoeffizienten verknüpft. Für Kolben mit Kühlkanälen gestaltet sich die Berechnung des jeweiligen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten jedoch als sehr komplex. Je nach Füllungsgrad des Kanals bilden sich unterschiedliche Strömungseffekte aus, welche den Wärmeübergang massiv beeinflussen [Sti12]. Die Abbildung 5-17 verdeutlicht die verschiedenen Strömungsformen im Öl-Kanal innerhalb eines Zyklus. Als Haupt-einflussgrößen sind hierbei die Motordrehzahl und die Kanalgeometrie zu nennen, welche zusätzlichen Einfluss auf die Strömung im Ölkühlkanal haben. Die Abbildung zeigt die einzelnen Strömungsbilder (a bis g) innerhalb des Kühlkanals über den Kolbenweg. Man erkennt sehr schön den mehrfachen Anlagewechsel des Öls und den damit verbundenen „Shaking-Effekt“.

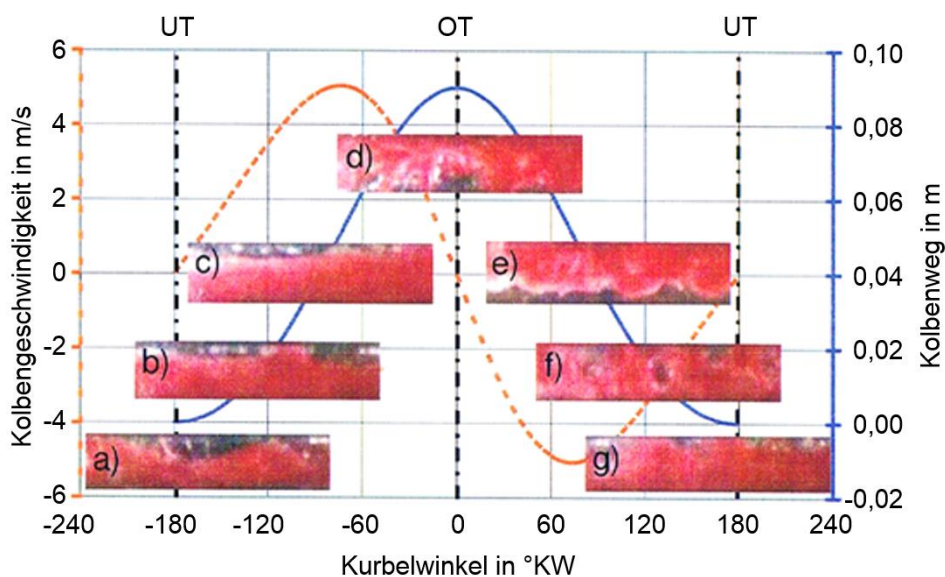


Abbildung 5-17: Strömungsbilder eines teilweise gefüllten Kühlkanals innerhalb eines Zyklus [Sti12]]

Folglich gestaltet sich die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten in den Kühlkanälen schwierig, da es sich aufgrund der Oszillation des Kolbens und der Ölzuführung um ein komplexes strömungs- und thermodynamisches Mehrstoff-/Mehrphasenproblem handelt. Nach Kajiwara et. al. (2003) kann der Wärmeübergangskoeffizient durch eine Abstraktion der einzelnen Einflüsse bestimmt werden. Hierdurch teilt er sich im Kühlkanal in drei Teile auf [Kaji03]:

- den „Shaking-Effekt“,
- die Ölgeschwindigkeit in Umlaufrichtung
- den statischen Effekt (Ölgeschwindigkeit gleich 0).

Wenn Kenntnis über Füllgrad, Kühlkanalhöhe, Drehzahl und Hub vorhanden sind, können die einzelnen Koeffizienten durch die folgenden Gleichungen berechnet werden:

„Shaking-Effekt“:

$$\alpha_s = 2,86 \cdot \left(0,5 \cdot h_{Hub} \cdot n(1 - \lambda_f^{0,5}) \right)^{0,6}, \text{ mit } n \text{ in 1/min} \quad (5-5)$$

Ölgeschwindigkeit in Umlaufrichtung:

$$\alpha_v = 6,88 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{\dot{V}_{KKEin}}{h_{KK}} \right)^{0,8} \cdot v^{0,2} + 0,324 \cdot n, \text{ mit } n \text{ in 1/min} \quad (5-6)$$

Statischer Effekt:

$$\alpha_{st} = \textit{konstant} \quad (5-7)$$

Die Auswirkungen der einzelnen Komponenten auf den gesamten Wärmeübergangskoeffizienten sind in der Abbildung 5-18 dargestellt. Es wird deutlich, dass in Folge des erhöhten Volumenstroms und der damit verbundenen Füllung des Kanals der Einfluss des „Shaking-Effektes“ immer weiter absinkt, bis er bei Vollfüllung völlig verschwindet [Kaji03].

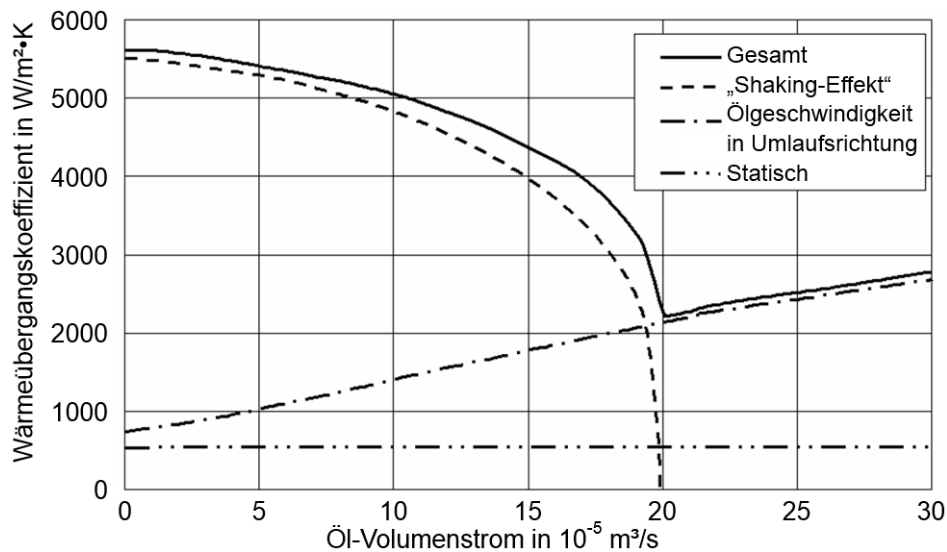


Abbildung 5-18: Vergleich der einzelnen Wärmeübergangskoeffizienten [Kaji03]

Für diese Arbeit findet der oben beschriebene Ansatz Anwendung. Hierfür werden die einzelnen Wärmeübergangskoeffizienten der einzelnen Anteile mit ihren spezifischen Oberflächen und den vorliegenden Temperaturdifferenzen einzeln berechnet und anschließend kumuliert, so dass ein gesamtheitlich resultierender Wärmestrom entsteht (Abbildung 5-19).

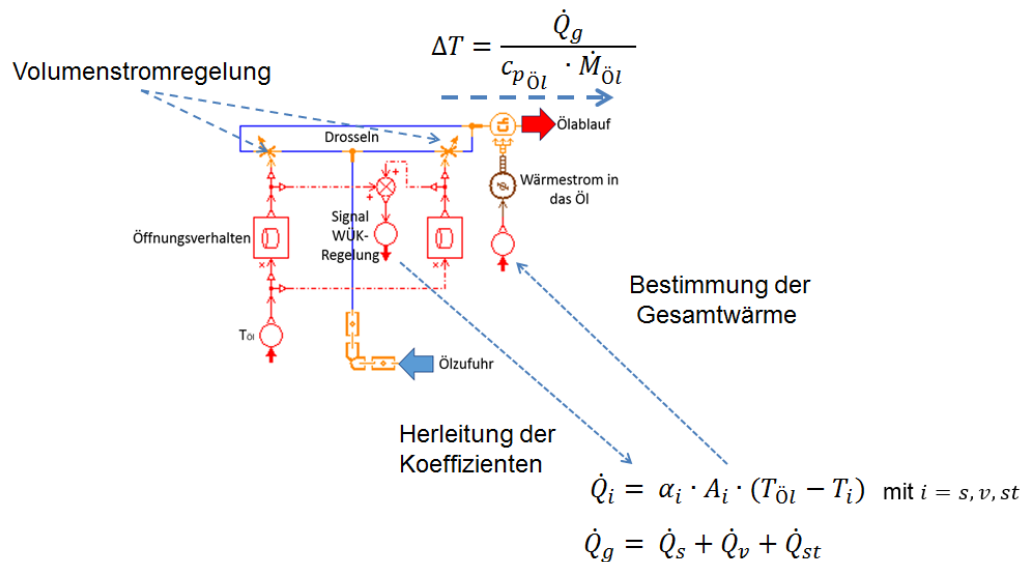


Abbildung 5-19: Ansatz zum Wärmeeintrag ins Motoröl von Kolben mit Kühlkanal

Abbildung 5-19 stellt das Kolbenbodenkühlungsmodell in AMESIM dar. Die im Modell simulierte eingetragene Gesamtwärme der Kolbenbodenkühlung bestimmt sich durch die fortlaufende Berechnung der einzelnen Koeffizienten in Verbindung mit der Temperaturdifferenz von Öl und Kolben und dem Ölmassenstrom.

5.3.6 Abbildung eines Nockenwellenphasenstellers

Um Einflüsse aus dem Ladungswechsel mit dem Berechnungsansatz untersuchen zu können, bedarf es eines Modells zur Nockenwellenphasenverstellung. Zusätzlich hat die Auslegung eines Phasenstellers auch Einfluss auf den Ölbedarf eines Motors und die Auslegung der Ölpumpe.

Der Phasensteller dient der Phasenverschiebung der Ventilsteuerzeiten in Bezug auf die Kurbelwellenlage. Das Gehäuse läuft mit der halben Kurbelwellendrehzahl und ist variabel, über den inneren Rotor, mit dem Ventiltrieb verbunden. Der innere Rotor hat die Freiheit, sich in bestimmten Gradzahlen gegenüber dem Gehäuse zu verdrehen.

Die Verdrehung wird mit Hilfe des Öldrucks reguliert und ist abhängig von der Beaufschlagung der Vor- oder Rückstellkammer, um eine entsprechend positive oder negative Verdrehung zu erreichen (Abbildung 5-20).

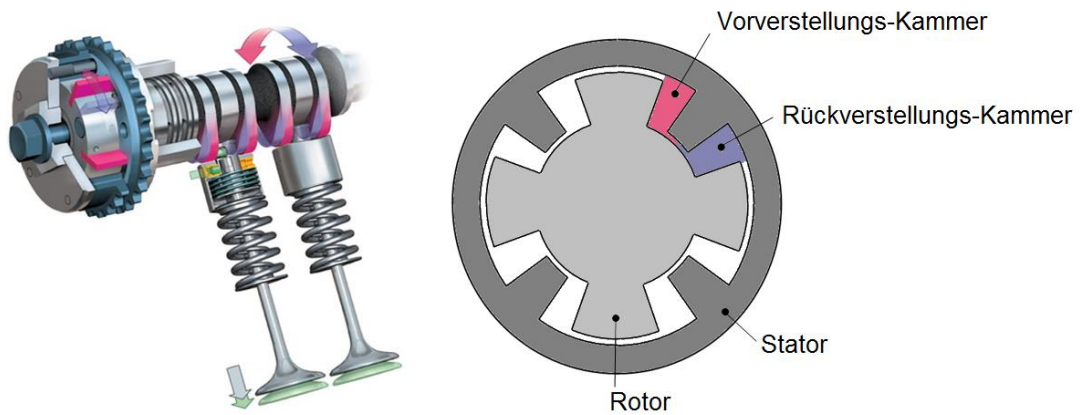


Abbildung 5-20: Funktionsweise des Phasenstellers [Rott15] [AMEH13]

Das Simulationsmodell des hydraulischen Phasenstellers basiert auf einem simulierten, geregelten hydraulisch/mechanischen System. Das bedeutet, das Modell umfasst die Auswirkungen des Ölkreislaufes, des mechanischen Phasenstellermodells, dessen Trägheit und Dynamik sowie des Regelkreises (Abbildung 5-21).

Der Phasensteller wird durch eine kennfeldgesteuerte Ölpumpe und abhängig von der Drehzahl, mit (1) markiert, mit Öl versorgt. Der erzeugte Öldruck und Volumenstrom gelangt zur Speicherung in eine hydraulische Kammer (3). Das 4/3-Wege-Ventil (4) verteilt den Öldruck entsprechend der geforderten Verdrehung auf die jeweiligen Druckkammern (6) im Phasensteller (Stellkammern sowie Rückstellkammern).

Es entsteht eine relative Verdrehung der Nockenwelle bezüglich der Nulllage gegenüber dem Gehäuse, welches über einen Zahnriemen oder einer Steuerkette mit der Kurbelwelle verbunden ist. Die Nockenwellendrehzahl wird über einen Drehzahlgeber (7) sowohl in den Phasensteller, als auch in die zwei Massenträgheit (8) eingespeist. Die erste Masse entspricht der des Gehäuses und erhält die Drehzahl direkt über den Drehzahlgeber, die zweite Masse entspricht dem Rotor und erhält die Drehzahl vom Phasenstellermodell.

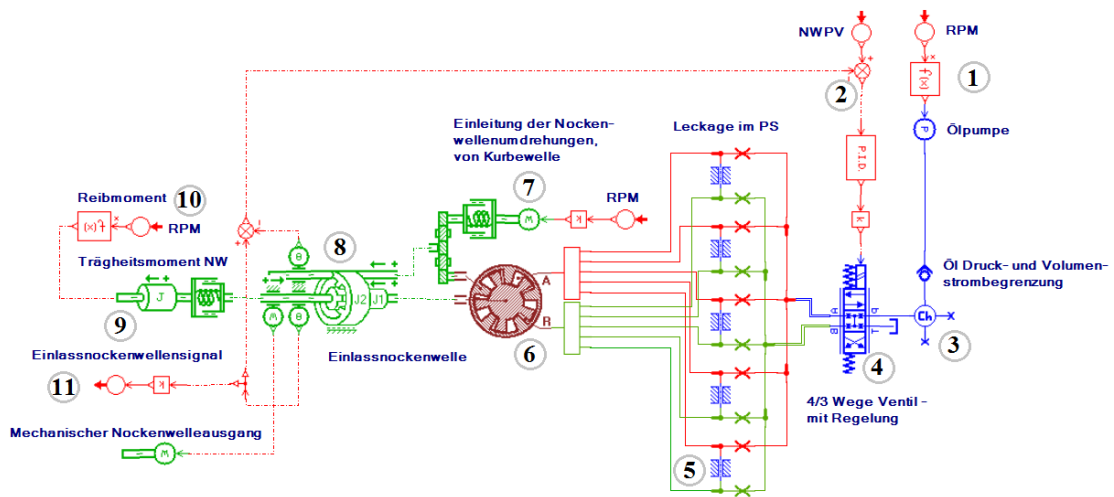


Abbildung 5-21: Simulationsmodell des hydraulischen Phasenstellers

Somit kann die relative Verdrehung zwischen den beiden rotierenden Massen ermittelt werden. Um eine möglichst detaillierte Betrachtung zu ermöglichen, sind das Trägheitsmoment der Nockenwelle (9) und ein drehzahlabhängiges Reibmoment (10) integriert.

Der aktuelle Nockenwellenwinkel wird über den Transmitter (11) an den Zylinderkopf im Verbrennungsmodell übermittelt. Regelung auf die vorgegebene Phasenlage über die Stellung des 4/3-Wege-Ventils erfolgt über den Regelkreis (2).

Mit diesem hydraulischen Vollmodell ist es möglich das Einregelverhalten, die Trägheit der einzelnen Massen, Druckschwankungen im System oder auch die Rückstellkräfte auf den Ventiltrieb zu untersuchen. Die hohe Auflösung der physikalischen Zustände benötigt jedoch viel Rechenzeit, sodass dieses Vollmodell für Warmlaufuntersuchungen von bis zu 1200 s und mehr nicht geeignet ist.

Selbst wenn keine Phasenlagen der Nockenwellen geändert werden, berechnet das Vollmodell so viele physikalische Parameter, sodass sich eine Berechnung einer Aufheizphase extrem verlängert.

Aus diesem Vollmodell wurde daher ein einfaches mathematisches Modell abgeleitet (Abbildung 5-22).

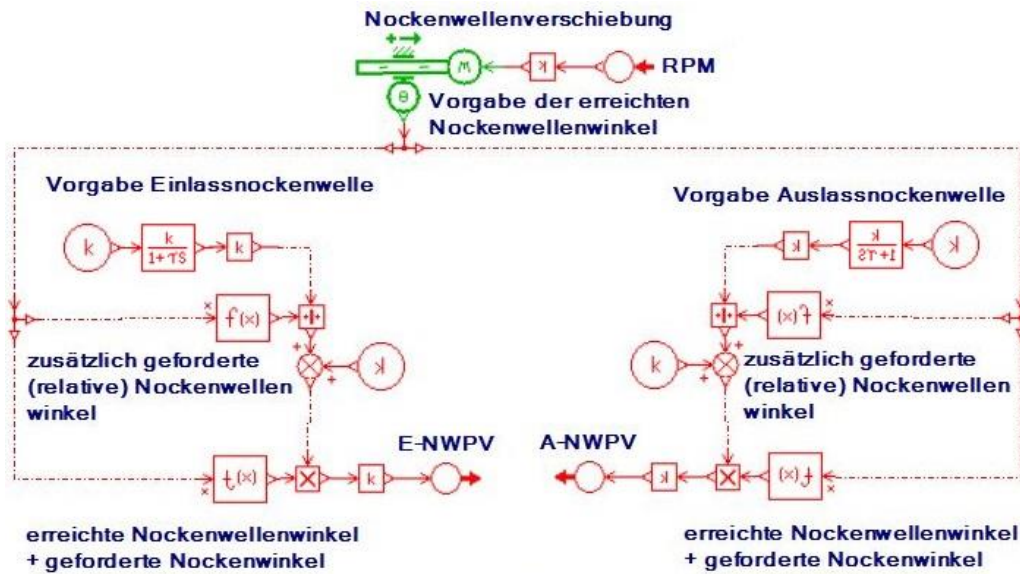


Abbildung 5-22: mathematisches Modell der Phasenverstellung

Hierbei wird die jeweilige Nockenwellenphasenverschiebung mit einem geforderten Nockenwinkel verglichen, und die Abweichung wird mathematisch über eine zeitliche Verzögerung ausgeglichen. Die zeitliche Verzögerung wurde mit Hilfe des Vollmodells bestimmt, sodass das Einregelverhalten bei Phasenänderung der Realität entspricht.

An oberster Stelle im Modell findet die erreichte Nockenwellenverstellung Eingang. Nach einem Abgleich zum vorgegebenen Verstellwinkel wird ein zusätzlich geforderter Verstellwinkel berechnet welcher dann zusammen mit dem erreichten Nockenwellenwinkel den Gesamtwinkel ergibt der die mathematische Verschiebung der Phasenlage im Verbrennungsmodell vorgibt. Normalerweise wäre dies nach einem Iterationsschritt sofort erledigt, um aber ein Einregelverhalten abzubilden wurden Verzögerungsglieder genutzt welche in ihrem zeitlichen Verhalten den Mechanismus des Phasenstellers zeitlich simulieren.

Tribologische und hydraulische Effekte, wie die Leckagen am Phasensteller selbst oder die Druckschwankungen auf Grund der Rückstellkräfte durch den Nockentrieb selber, oder die Haltegenauigkeit des Stellers auf Grund des Kammervolumens finden hier keine Berücksichtigung mehr.

6 Maßnahmen zur Verbesserung des Motorwarmlaufes

Die untersuchten Maßnahmen sollen den bestehenden Ist-Zustand des thermischen Verhaltens positiv beeinflussen, sodass sich Verbesserungen im Aufheizverhalten, dem Reibungsverhalten bzw. dem Innenraumkomfort ergeben.

Hierfür werden Messungen des thermischen Verhaltens des Motors im Serienzustand (Referenzzustand) mit den Ergebnissen der Versuche mit den einzelnen Thermomanagementmaßnahmen (Variante) verglichen.

Wie beschrieben, werden die verschiedenen Messgrößen im Sekundentakt aufgezeichnet. Zur Beurteilung der Maßnahmen werden die Größen verglichen, welche aussagekräftige Werte über die thermische Erwärmung des Versuchsträgers liefern. Dabei liegt der Fokus grundsätzlich auf den Werten der Kühlwasser- (Pumpeneingang) und Öltemperatur (Austritt am Öl-Kühler) sowie der Bauteiltemperatur der Laufbuchse im oberen Bereich des Brennraums (4 mm von OT entfernt = 32° KW). Weiterhin werden die Kraftstoffverbräuche erfasst und verglichen. Eine zeitliche Integration des Kraftstoffmassenstroms gibt Aufschluss über das Verbrauchssenkungspotentials der einzelnen Maßnahmen. Anhand der Änderung dieser Parameter können direkte Aussagen getätigt werden, bzw. indirekt Rückschlüsse auf ein verbessertes Aufheizverhalten getroffen werden. Unterstützend könnten weitere Werte hinzugezogen werden. Es bieten sich Größen wie der Reibmitteldruck, der Wert des Gasedalgebers als Indikator der indizierten Leistung oder aber zum Beispiel die Temperaturen der Hauptlager an. Ziel aller untersuchten Maßnahmen ist es, eine Kraftstoff- und Emissionseinsparung zu erzielen. Folgende Ansätze und Eingriffe ins thermische System wurden am Versuchsträger bzw. mittels Simulationsmodell untersucht:

Prüfstandsversuche / Simulation:

- Stilllegung des Heizkreislaufes / stehendes Wasser
- Kühlwasservariation
- Wechsel des Schmierstoffes
- Isolation der Betriebsstoffe (Kühlwasser)
- Reduktion der Ölmenge
- Externe Wärmezufuhr
- Motorkapselung

Simulation:

- Optimierte Kolbenbodenkühlung
- Nockenwellenphasenverstellung
- Zylinderkopf in Sandwichbauweise

Im folgenden Abschnitt wird die jeweilige Thermomanagementmaßnahme mit ihrem Aufbau am Versuchsträger kurz vorgestellt und im Anschluss daran erfolgt eine Auswertung der Prüfstandsergebnisse. Zusätzlich werden die Maßnahmen soweit möglich mittels Simulationsmodell berechnet und verglichen. Dabei wird exemplarisch jeweils ein Lastpunkt

herausgegriffen (Bsp.: 1500 1/min mit 50Nm oder 2000 1/min mit 100Nm etc.), an welchem der Vergleich durchgeführt wird.

6.1 Prüfstandsversuche

Die nachfolgenden Versuche wurden am Versuchsträger als auch mit dem Simulationsmodell in AMESIM untersucht.

6.1.1 Stilllegung des Heizkreislaufes / stehendes Wasser

Ein Eingriff in das Kühlwasserkreislaufsystem des Versuchsträgers stellt die erste thermische Maßnahme dar. Zur Beschleunigung des Warmlaufes und einer damit verbundenen Kraftstoffeinsparung kann der Innenraumwärmeübertrager umgangen bzw. der Kühlwasserstrom am Zylinderkopf komplett gesperrt werden.

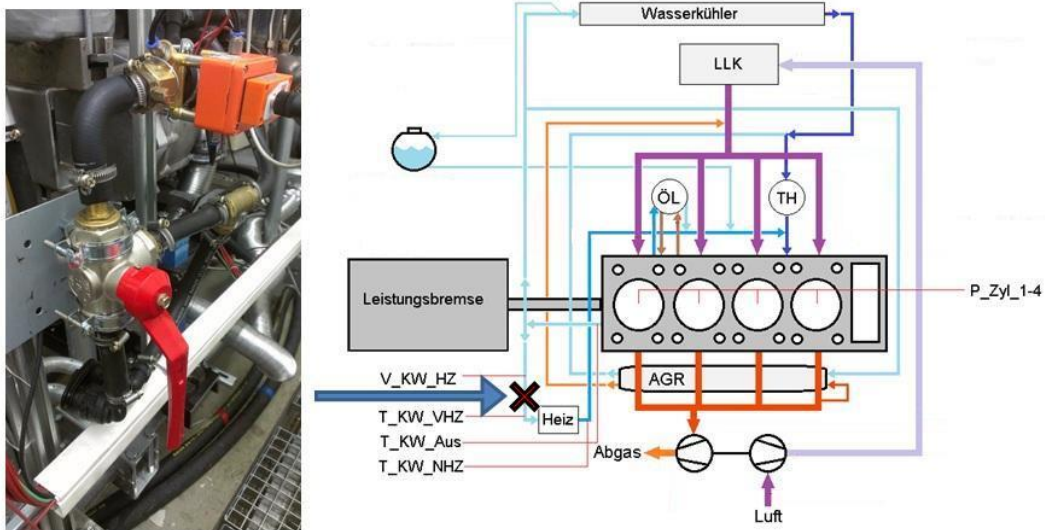


Abbildung 6-1: Absperrung des Kühlwassers am Zylinderkopf

Im folgenden Versuch wurde die komplette Sperrung des Volumenstroms untersucht, da hier größere sichtbare Effekte bezüglich der Warmlaufverbesserung zu erwarten sind. Eine Sperrung des Kreislaufs an dieser Stelle führt zu einem Verbleib des Kühlwassers im Motorblock während der Aufheizphase. Die Kühlwasserpumpe sorgt lediglich für eine Umwälzung im Inneren des Zylinderkurbelgehäuses. Der Effekt der Maßnahme kann mit dem des stehenden Kühlwassers verglichen werden. Abbildung 6-1 zeigt das Verschaltungsschema mit der Position des Absperrhahns.

Prüfstandsergebnisse (Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm)

Abbildung 6-2 zeigt den Temperaturverlauf der Medien Wasser und Öl. Ein Schließen des Kühlwasseraustritts am Zylinderkopf führt zu einer internen Umwälzung des Kühlwassers im Motorblock und damit zu einer deutlich schnelleren Erwärmung der brennraumnahen Bauteile.

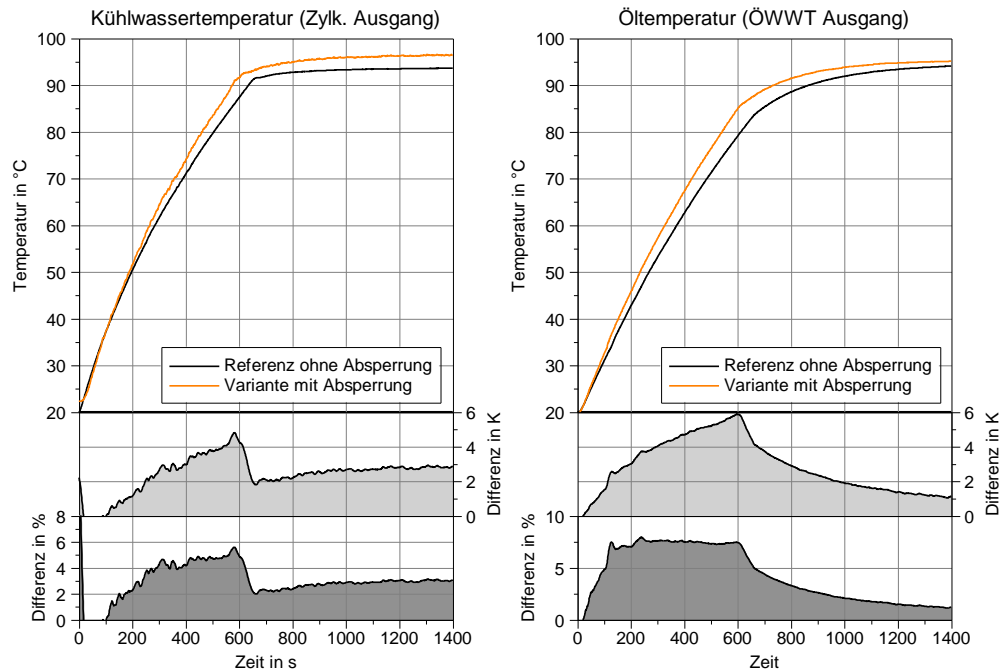


Abbildung 6-2: Medientemperaturen Kühlwasser und Öl im Vergleich für den Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm (Absperrung)

Beide Medien, Öl als auch Kühlwasser, reagieren positiv mit einer schnelleren Erwärmung. Über die Verbindung des Öl-Wasser-Wärmeübertragers kann zusätzlich noch Wärme ins Motoröl übertragen werden. Der Temperaturverlauf im Bereich des Kurbelwellenhauptlagers zeigt einen Vorteil von ca. 6 K in Bezug auf die Erwärmung und damit verbunden auch die Reibung (Abbildung 6-3).

Die im späteren Verlauf ab 400 Sekunden sehr hohen Kühlwassertemperaturdifferenzen mit bis zu 16 K sind dabei kritisch zu betrachten. Für einen zweckorientierten Einsatz ist es notwendig ab Erreichen der Betriebstemperatur den Volumenstrom wieder freizugeben, um eine thermische Überlastung von Komponenten zu verhindern. Man erkennt deutlich die sehr schnelle Temperaturzunahme im Bereich der Laufbuchse.

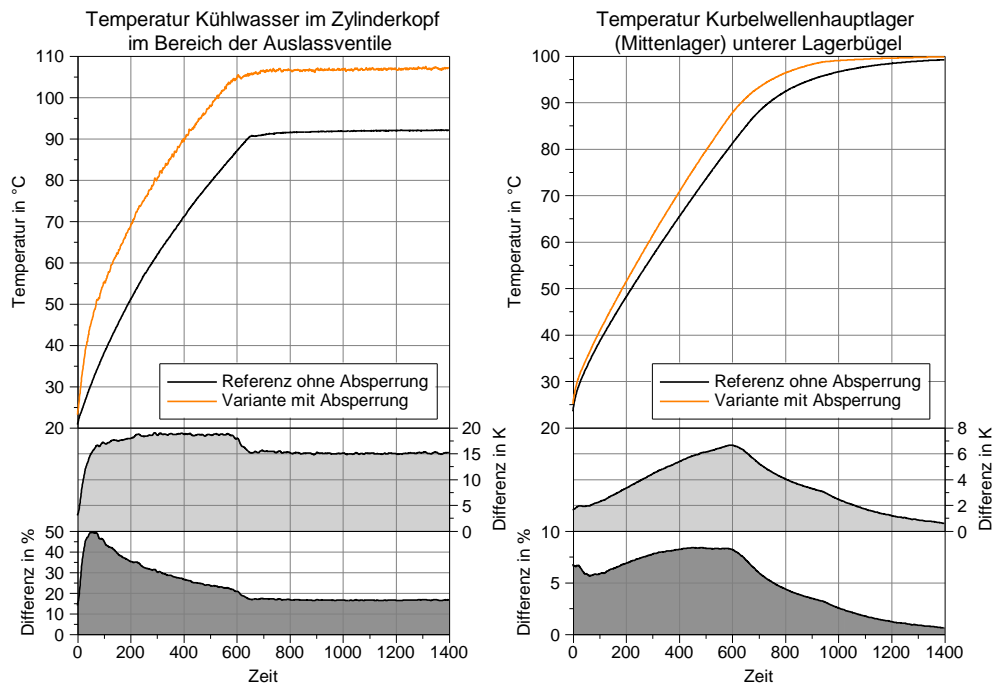


Abbildung 6-3: Temperatur des Kühlwassers im Zylinderkopf und des Kurbelwellenhauptlagers (Absperrung)

Bezogen auf die Laufbuchsentemperatur im Bereich des Verbrennungsschwerpunkts (4mm von OT entfernt) kann ein um fast 200 Sekunden schnelleres Erreichen der Stationärtemperatur beobachtet werden (Abbildung 6-4).

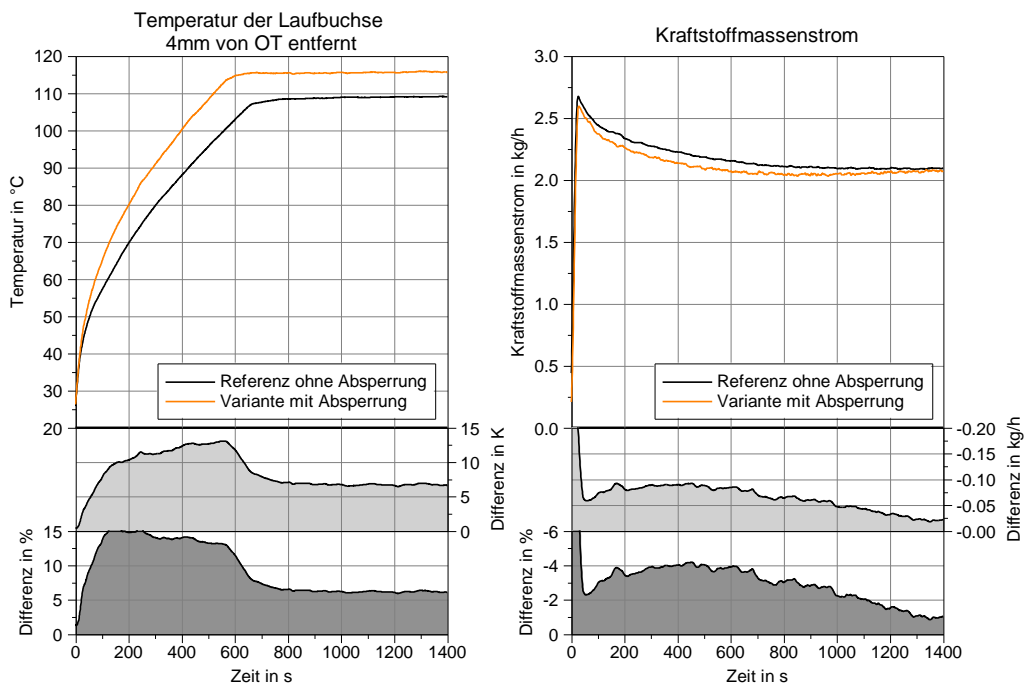


Abbildung 6-4: Laufbuchsentemperatur und Kraftstoffmassenstrom im Vergleich für den Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm (Absperrung)

Die mit der Maßnahme einhergehenden geringeren Wandwärmeverluste und die Reduzierung der Reibleistung durch die schnellere Ölerwärmung finden sich auch im Kraftstoffverbrauch wieder. Die Integration der Kraftstoffverbräuche über einen Zeitraum von 1400 s führt zu einer Kraftstoffersparnis von ca. 3,2% während der Motorwarmlaufphase (Abbildung 6-4). Bei Erreichen der Stationärtemperatur des Kühlwassers bei ca. 650 s bildet sich durch die Absperrung ein höheres Temperaturniveau aus, was zu lokalen Siedephänomenen im Zylinderkopfbereich führen kann (Abbildung 6-3). Für einen sinnvollen Betrieb sollte darauf geachtet werden, dass bei Erreichen der Motorsolltemperatur der Kreislauf wieder geöffnet wird. Untersuchungen von Neugebauer et al. (2005) zeigten ebenfalls eine Kraftstoffersparnis um 2% im NEFZ. [Neu05]

6.1.2 Kühlwasservariation

Die Übertragung der Wärme aus der Verbrennung erfolgt maßgeblich über das Kühlwasser und sorgt für die Betriebssicherheit des Motors, da es die Bauteile vor Überhitzung als auch Schäden durch Frost schützt. Gleichzeitig stellt das Kühlmedium, welches ein Gemisch aus Ethylenglykol und Wasser ist, einen großen Wärmespeicher dar, der im Warmlaufprozess zuerst erwärmt werden muss. Eine Erhöhung des Ethylenglykolanteils verändert das thermische Speicherverhalten des Kühlwassers und senkt die spezifische Wärmekapazität der Kühlwassermischung (schnellere Erwärmung). Dies sollte Auswirkungen auf den Warmlauf haben. Es folgt ein Vergleich zwischen einem Kühlmedium mit 80% Ethylenglykol (EG80W20) und einer sehr wasserhaltigen 20% Ethylenglykalmischung (EG20W80).

Prüfstandsergebnisse (Lastpunkt 2000 1/min und 50Nm)

Abbildung 6-5 bestätigt, dass sich durch Veränderung der spezifischen Wärmekapazität die Aufheizzeit verändert. Die in der Abbildung dargestellten Temperaturverläufe zeigen für eine Mischung mit 80% Glykohlanteil ein schnelleres Aufheizverhalten. Zwischenzeitliche Temperaturunterschiede belaufen sich auf 5 K im Bereich der Laufbuchse 40 mm von OT entfernt und 9 K im Bereich des Zylinderkopfes. Nicht nur die geringere spezifische Wärmekapazität ist dafür verantwortlich (siehe Kapitel 2.7.2), sondern auch der geringere Wandwärmeübergangskoeffizient einer solchen Mischung. Reichler gibt in seiner Dissertation 2009 zum Thema Kühlleistungssteigerung bei Brennstoffzellen einen Wärmeübergangskoeffizienten von $1281 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ für Kühlmittel bei einer laminaren Strömung im Rechteckrohr an [Reich09]. Als Randbedingungen fungierten hierbei seine Versuchsbedingungen mit einer Kanalfläche von $1,28\text{mm}^2$ ($0,8\text{mm} \times 1,6\text{mm}$), einer Kühlmitteltemperatur von 75°C , Betriebsdruck von 1 bar und einer Reynoldszahl um 2000. Eine Bestimmung für reines Wasser bei gleichen Bedingungen ergibt einen Wärmeübergangskoeffizienten von $2340 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Je nach genutztem Nusselt Ansatz können die Ergebnisse abweichen, zeigen aber die gleiche Tendenz. Der Wärmeübergangskoeffizient für reines Wasser ist etwa doppelt so hoch. Als Gründe können hier die unterschiedlichen dynamischen Viskositäten der beiden Flüssigkeiten als auch die geringere Wärmeleitfähigkeit von Kühlmittel gegenüber reinem Wasser genannt werden.

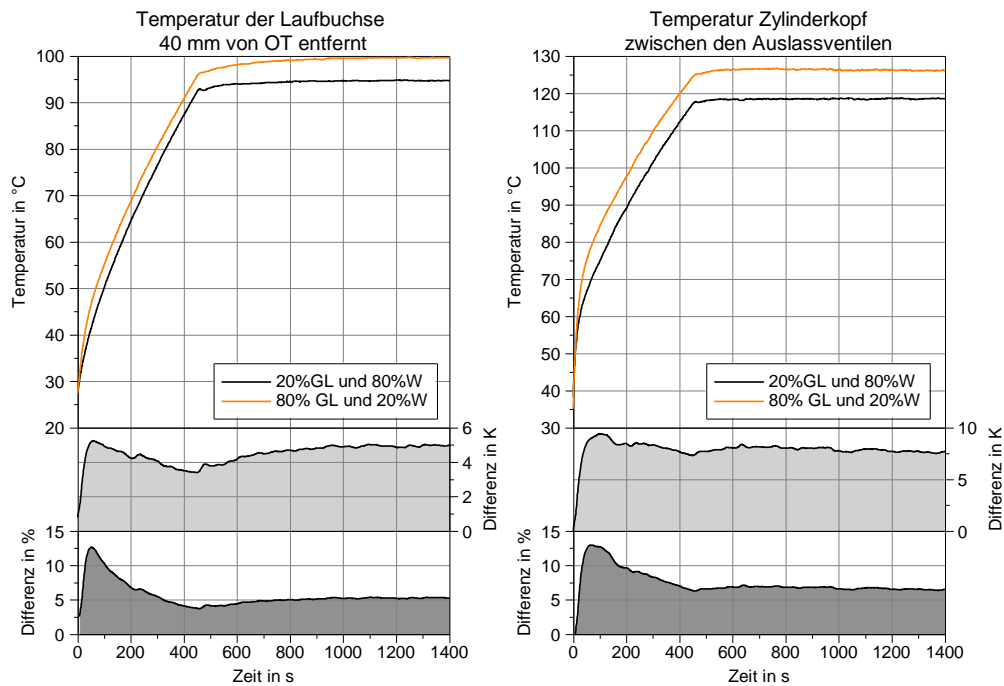


Abbildung 6-5: Bauteiltemperaturen der Laubbuchse und des Zylinderkopfes (Kühlwasservariation)

Ein Blick auf die Medienverläufe in Abbildung 6-6 insbesondere des Kühlwassers unterstützt die Vermutung. Hier zeigt sich nur eine geringfügig schnellere Erwärmung des Wassers. Auf Grund des schlechteren Wärmeübergangs bildet sich trotz der geringen spezifischen Wärmekapazität, ein fast unveränderter Temperaturverlauf aus. Das bedeutet, die Wärme verbleibt vermehrt in den brennraumumgebenden Bauteilen und es wird weniger ans Kühlwasser abgegeben.

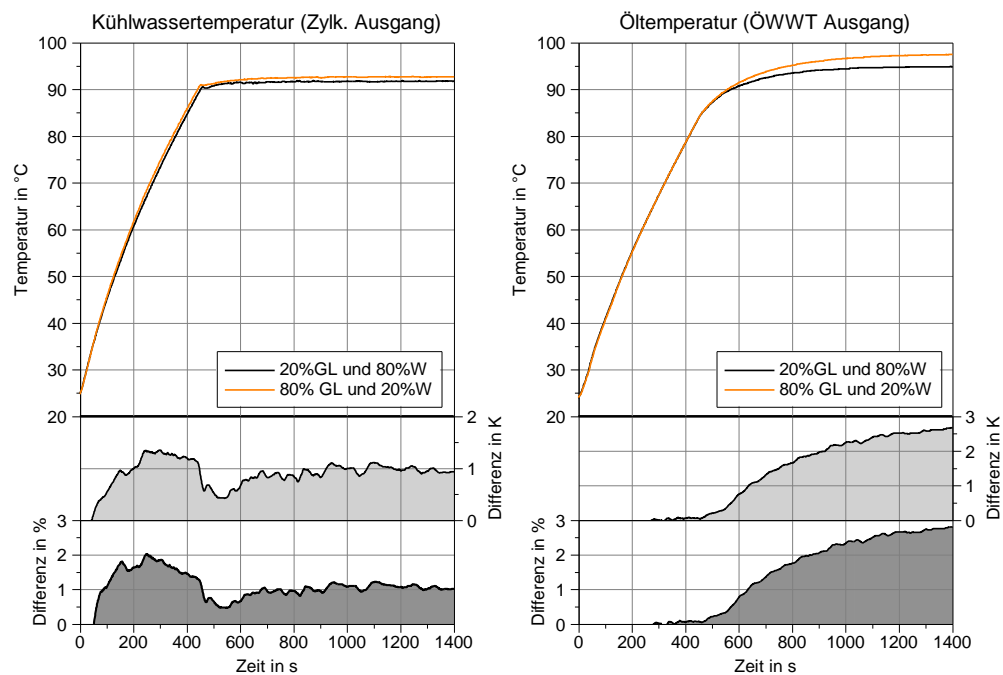


Abbildung 6-6: Medientemperaturen im Vergleich (Kühlwasservariation)

Auf Grund der geringeren Wärmeabfuhr durch das Kühlwasser stellt sich nach Erreichen der Betriebstemperatur ein allgemein höheres Temperaturniveau ein. Der Ölwasserwärmeübertrager hat bei gleichem Aufbau und Mediendurchsatz eine geringere Kühlleistung, sodass sich zum Ende des Aufheizprozesses eine höhere Schmiermitteltemperatur einstellt. Die Wassertemperatur erhöht sich dagegen nur leicht, da das Thermostat die geringere Wärmeabfuhr mit einem höheren Volumenstrom an kühlem Wasser aus dem großen Kühlkreislauf kompensiert. Abbildung 6-7 zeigt die unterschiedlichen Volumenströme am Wasserkühler nach Öffnung des Thermostaten. Es wurde ein deutlicher Anstieg des Volumenstroms von 40% gemessen.

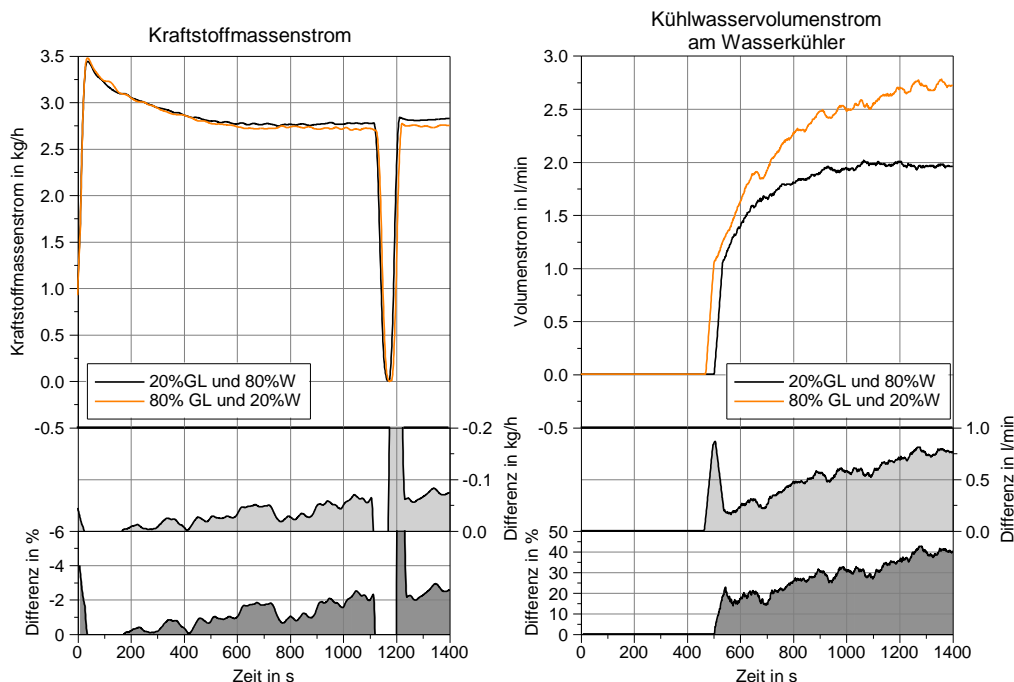


Abbildung 6-7: Vergleich Kraftstoffverbrauch (Kühlwasservariation)

Aus diesen gemessenen Effekten resultieren auch die gemessenen Verbrauchssenkungen, welche ca. 1% betragen. Die höhere stationäre Öltemperatur im betriebswarmen Zustand ist dabei maßgeblich ausschlaggebend für die Verbrauchsreduzierung. In Abbildung 6-7 erkennt man einen Anstieg des Verbrauchsvorteils zum Ende des Versuchs. Je nach Integrations- und Messzeitraum könnten hierbei nominal höhere Einsparungen erzielt werden, welche aber im eigentlichen Sinne nicht mehr einer verbesserten Warmlaufphase zuzuschreiben sind. Bei diesem Versuch wurden bewusst die beiden Extremfälle untersucht, um das Potential zu verdeutlichen. Auswertungen im Vergleich zu einer Standardmischung von EG40W60 zeigen aber ein ähnliches Verhalten. Die folgenden Simulationsergebnisse zeigen den Vergleich zur Referenzmischung mit 40% Ethylenglykolanteil.

Simulationsergebnisse (Lastpunkt 2000 1/min und 50 Nm)

Bei der Variation der Kühlwasserzusammensetzung hat sich gezeigt, dass der Trend der Messung im Simulationsmodell abgebildet wird. Mit einem höheren Anteil an Glykol im System verschlechtern sich die kühlwasserseitigen Wärmeübergangsbedingungen und es

kommt zu einer Verkürzung der Warmlaufphase sowie zu lokal höheren Temperaturniveaus im betriebswarmen Zustand. Neben dem Kühlwasser zeigt sich dieses Phänomen besonders im Bereich der Laufbuchsen sowie im Zylinderkopf (siehe Abbildung 6-8). Wie bereits vorher beschrieben belegt das Simulationsmodell mit den Ergebnissen den richtigen Umgang mit den jeweiligen veränderten Wärmeflüssen. Die deutlich schnellere Erwärmung der brennraumnahen Bauteile, bei nur geringfügig veränderten Aufheizverhalten der Medien, wird vom Modell korrekt wiedergegeben.

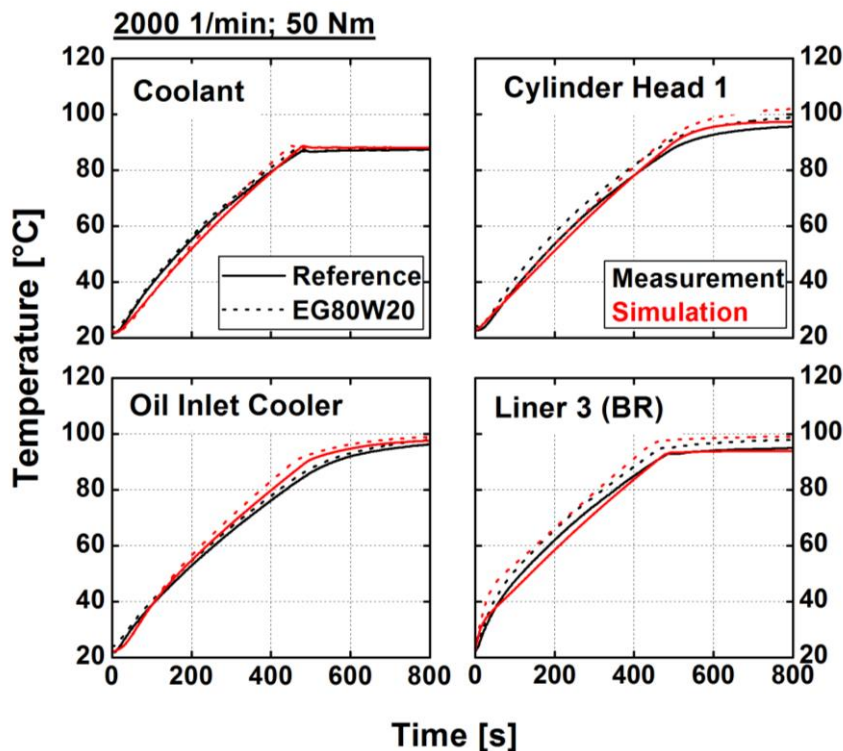


Abbildung 6-8: Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwasserzusammensetzung im Motor am Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm

6.1.3 Wechsel des Schmierstoffes

Eine der großen Stellgrößen im Bereich des Kraftstoffverbrauchs stellt die Reibleistung dar. Sie ist maßgeblich durch konstruktive Parameter bestimmt. Das Öl als Schmiermittel hat wesentlichen Einfluss auf den Reibungsprozess. Dabei kann grundsätzlich davon ausgegangen werden, dass eine Senkung der Viskosität, sei es auf Grund von Temperatur oder der chemischen Zusammensetzung, zu einer Verminderung der Reibung führt. Moderne Öle schaffen zunehmend die Spreizung zwischen frühzeitigem niederviskosem Verhalten bei niedrigen Temperaturen und einer geforderten Scherstabilität im Hochtemperaturbereich. Das Öl der Firma Fuchs Europe GmbH mit der Spezifikation 0W20 erfüllt diese Voraussetzungen.

Prüfstandsergebnisse (Lastpunkt 2000 1/min und 50Nm)

Der Wechsel des Schmierstoffes vom 5W30 zu einem sehr niederviskosen 0W20 Öl, führt, zu einer leichten Senkung der Reibleistung und des Kraftstoffverbrauches.

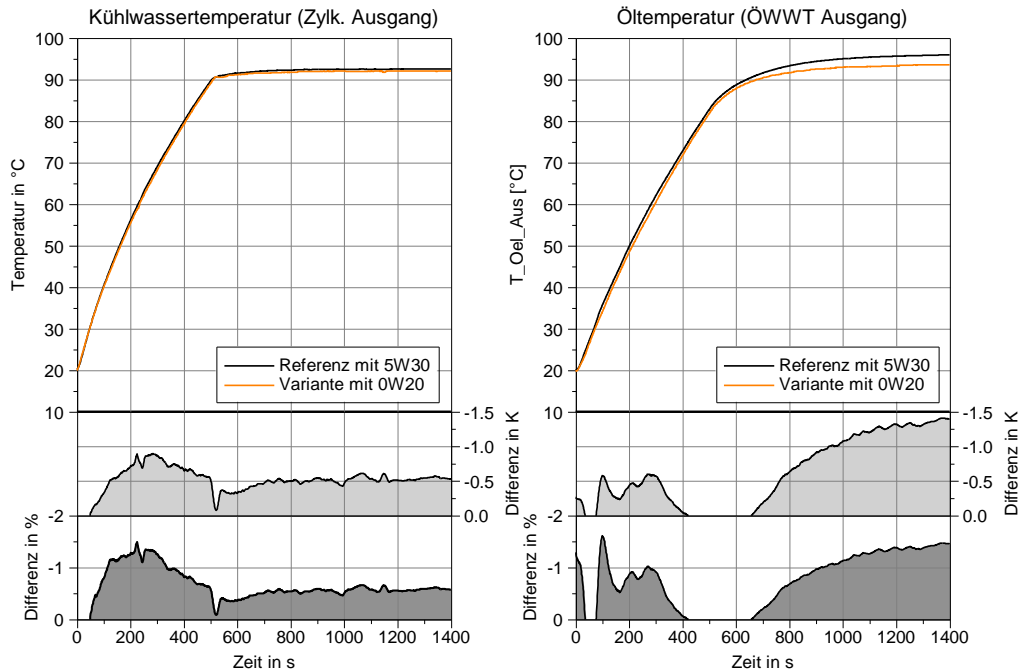


Abbildung 6-9: Bauteil- und Medientemperaturen im Vergleich (Ölvariation)

Indikatoren hierfür sind neben der direkten Kraftstoffverbrauchsmessung die einzelnen Lagertemperaturen und die Öltemperaturen. In den Abbildungen Abbildung 6-9 und Abbildung 6-10 ist zu erkennen, dass die Temperaturen des Kühlwasser, des Öls als auch die Bauteiltemperaturen der Laufbuchse einen zeitlich langsameren Anstieg haben. Dieser Effekt resultiert aus der in jedem Temperaturbereich geringeren Grundreibung mit dem 0W20 gegenüber dem 5W30 Schmierstoff.

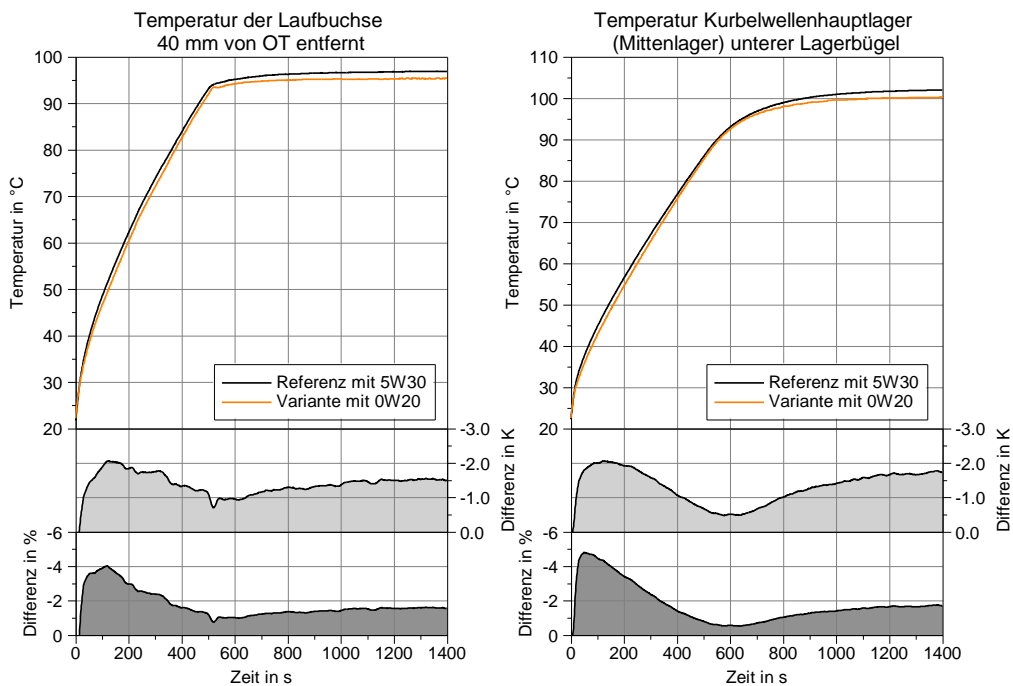


Abbildung 6-10: Vergleich der Lagertemperaturen (Ölvariation)

Die fehlende Reibung bringt weniger Wärme in die Laufbuchsen (Kolbenreibung) und in die Lagerstellen (Lagerreibung) ein, sodass der Temperaturanstieg langsamer verläuft (Abbildung 6-10). Auf die Öltemperatur wirkt sich dieser Effekt nicht ganz so stark aus, da auf Grund des Ölwasserwärmeübertragers mit einer nun etwas größeren Temperaturdifferenz noch genügend Wärme aus dem Kühlwasser übertragen wird. Anders als bei den meisten Thermomanagementmaßnahmen wird hier keine höhere Öltemperatur zur Reibungs-senkung benötigt, da das Leichtlauföl diese reibungssenkenden Eigenschaften schon bei kalten Temperaturen mit sich führt. Das geringere Grundreibungsniveau spiegelt sich sehr gut in den Temperaturen des Öls und der Hauptlager bei Erreichen der endgültigen Betriebstemperatur wider, welche 1,5 bis 2 K geringer sind.

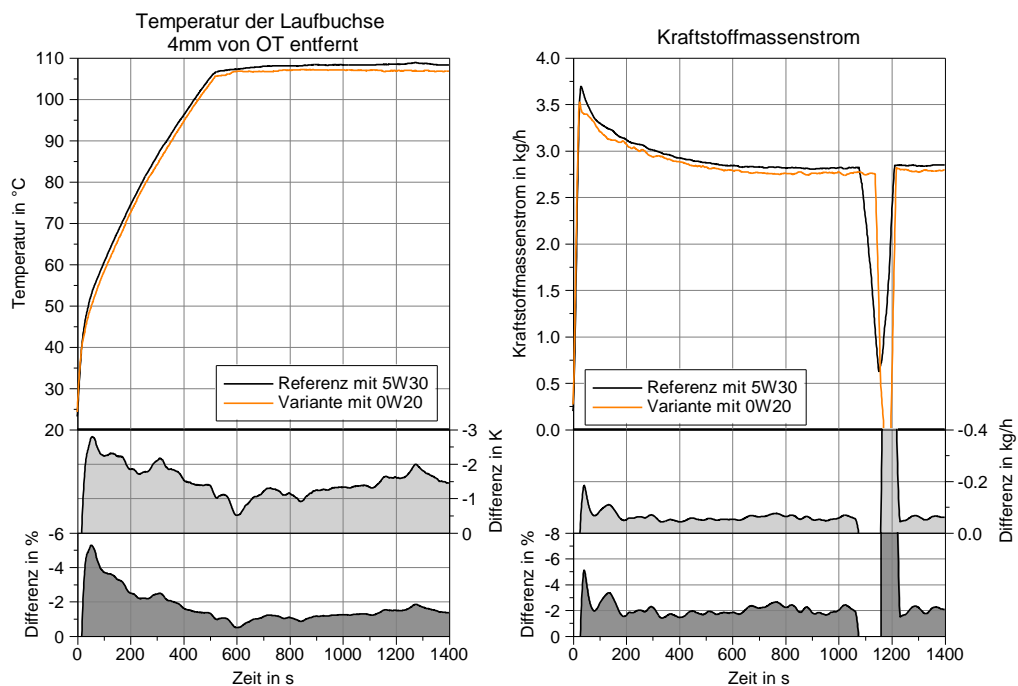


Abbildung 6-11: Vergleich Kraftstoffverbrauch (Ölvariation)

Ein weiterführender Gedanke hierbei ist, dass der Einsatz eines Leichtlauföls natürlich grundsätzlich mit anderen Thermomanagementmaßnahmen kombiniert werden kann, um die Wirksamkeit dieses Öls noch weiter zu steigern. Die Höhe der Kraftstoffeinsparung in diesem Betriebspunkt zeigt Abbildung 6-11. Im rechten Diagramm ist der Kraftstoffmassenstrom über der Zeit aufgetragen, wobei der Ausschlag bei Sekunde 1000 den konstruktiv bedingten Wiederaufladeprozess der am Prüfstand verwendeten Kraftstoffwaage darstellt. Eine Auswertung über die verschiedenen gemessenen Betriebspunkte führt zu einer durchschnittlichen Einsparung von ca. 2-3% im Warmlauf. Weiterhin hat das Leichtlauföl über den Warmlauf hinaus Reibungsvorteile, sodass eine kontinuierliche Kraftstoffeinsparung auch im stationären Betrieb zu erwarten ist.

In einigen Motorbetriebspunkten mit sehr geringer Drehzahl ist kein Verbrauchsvorteil mehr erkennbar. Wahrscheinlich sind hier aufgrund des geringen Fördervolumens und geringeren Öldrucks, lokale Reibungserhöhungen für diesen Effekt verantwortlich. Dies gilt vermutlich für die Pleuellager, da das relative Lagerspiel dieses Motors für ein höher

viskoses Öl ausgelegt ist. Für die Nutzung des vollen Reibungssenkungspotentials eines 0W20 Öls müsste der Motor hinsichtlich der Lagereinbauspiele und weiterer geometrischer Bedingungen hierfür ausgelegt sein.

Simulationsergebnisse (Lastpunkt 1500 1/min und 50Nm)

Ein Vergleich der Simulationsergebnisse zeigt, dass die absoluten Abweichungen in etwa denen der im Vorfeld vorgestellten Simulationsgenauigkeiten um 1-3 K im Mittel entsprechen. Wichtiger aber als die reine Genauigkeit bei der Abbildung der Temperaturverläufe ist die sensitive Reaktion des Simulationsmodells. Betrachtet man in Abbildung 6-12 die relativen Änderungen, so fällt auf, dass das Modell den thermischen Eingriff durch das Leichtlauföl in Höhe und Richtung gut wiedergibt. Die gestrichelte Linie zeigt im Vergleich zur durchgezogenen das Änderungspotential des Leichtlauföl. Betrachtet man dann die roten Simulationskurven, so decken sich die hier getätigten Prognosen sehr gut mit den Messergebnissen. Dies ist insofern sehr wichtig da es bei der Bewertung einer thermischen Maßnahme nicht unbedingt auf absolute Simulationsgenauigkeit ankommt, sondern vielmehr in wieweit eine thermische Änderung physikalisch richtig abgebildet werden kann. Nur so ist eine Bewertung hinsichtlich der Kosten im Vergleich zur Wirksamkeit der Maßnahme möglich. Auf Grund solcher Bewertungen werden zu meist alle technischen Lösungen und ihre Umsetzung bewertet.

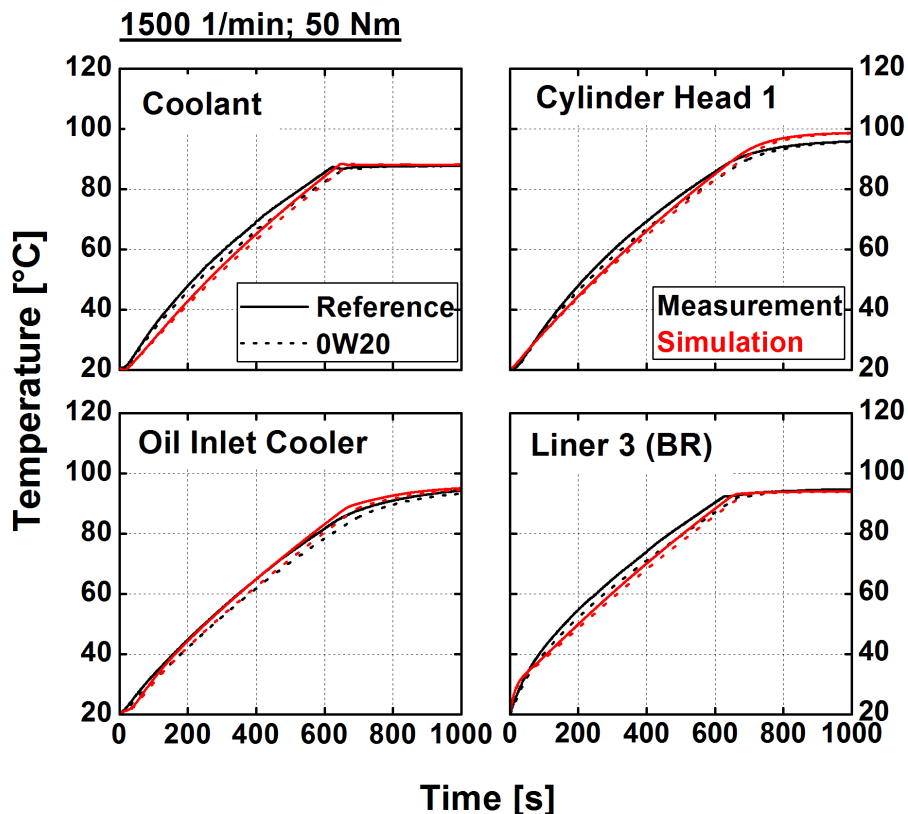


Abbildung 6-12: Simulationsergebnisse für die verschiedenen Ölsorten im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 1500 1/min und 50 Nm

6.1.4 Isolation der Betriebsstoffe (Kühlwasser)

Ein anderer Ansatz wird mit dem Einsatz eines Enthalpie-Speichers verfolgt. Ziel ist es, die in den thermischen Massen befindliche Energie zu speichern, sodass die Erwärmung des Motors bei erneutem Kaltstart schneller erfolgt. Bezogen auf den Versuchsträger bedeutet dies, dass hier während des thermisch stationären Betriebs 90°C warmes Kühlwasser in einem hochisolierten Speicher aufbewahrt wird, um es bei erneutem Motorstart mit bis zu 12 Stunden Abkühlzeit dem Motor wieder zuzuführen. Es entsteht dann eine neue Mischtemperatur, die den Motor in kürzerer Zeit auf ein höheres Temperaturniveau hebt. Dies hilft, den Verbrennungsprozess im Warmlauf zu verbessern, senkt durch das höhere Temperaturniveau des Öls gleichzeitig die Reibung und führt zu einer Kraftstoffeinsparung. Der Wärmespeicher ist ein Kunststoff - Mehrschichtenspeicher (Abbildung 6-13).



Abbildung 6-13: Behr Enthalpie-Speicher mit 2,5 l Volumen [Eile13]

Ein weiterer Anwendungsfall, allerdings mit einem anderen Aufbau, bestünde z.B. auch für das Motoröl. Für eine optimale Nutzung der gespeicherten Wärme gibt es viele Einsatz- und Einbindungsstrategien. Die nachfolgenden Untersuchungen beziehen sich nur auf die Nutzung des Enthalpie-Speichers im Bereich des Kühlwassers.

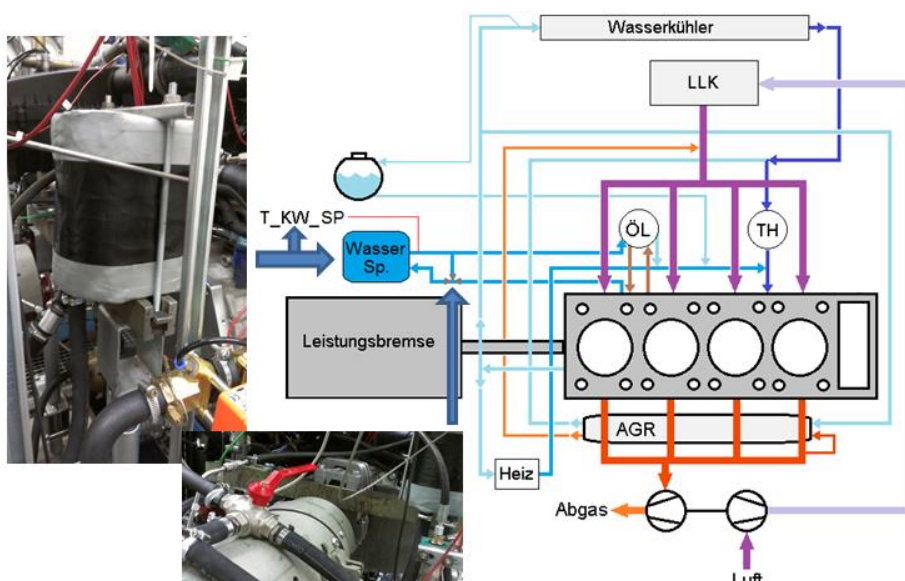


Abbildung 6-14: Einbindung des Enthalpie-Speichers

Um einen möglichst großen positiven Effekt auf die Reibung zu erreichen, wurde der Speicher in den kleinen Wasserkreislauf zwischen Motorblock und Ölkühler eingebunden (Abbildung 6-14). So strömt das warme, gespeicherte Kühlwasser direkt durch den Ölkühler und erwärmt damit direkt das Motoröl, während es anschließend in den Motorblock fließt, um das Temperaturniveau des Motorkühlwassers anzuheben. Die Einspeisung des gespeicherten Wassers wurde wie folgt vorgenommen: Direkt nach Motorstart wird das warme Wasser aus dem Speicher gedrückt, bis die Temperatur des Wassers im Speicher und im Motor das gleiche Niveau (Mischtemperatur) haben. Im Anschluss wird der Speicher mit dem darin befindlichen Wasser abgeklemt, sodass diese zusätzliche Masse nicht mit erwärmt werden muss. Aufgeladen wird der Speicher im stationären warmen Motorbetrieb, sobald ein Wärmeüberschuss vorliegt, der normalerweise über den großen Wasserkühler abgeführt wird. Die Randbedingungen für den Versuch sahen eine 8h Abkühlzeit des Versuchsträgers vor. Der Speicher wurde mit ca. 88-90°C warmen Wasser beladen und hatte zu Versuchsbeginn noch eine mittlere Temperatur von 64-67°C. Die Entladung dauerte bei voller Durchströmung des Speichers je nach Drehzahl und Kühlmittelvolumenstrom 15 -40 Sekunden.

Prüfstandsergebnisse (Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm)

Der Versuchsträger zeigt für den Einsatz des Enthalpie-Speichers eine deutliche Reaktion bei den Medientemperaturen. Man erkennt in der Abbildung 6-15 den sofortigen Anstieg bei Speicheröffnung. Ein direkter Temperaturanstieg des Kühlwassers von mehr als 6 K ist dabei bei fast allen Betriebspunkten zu beobachten. Nach einem Überschwingen erfolgt ein Temperaturabfall des Kühlwassers, da sich sowohl eine Mischtemperatur einstellt, als auch sofort wieder Wärme an den kälteren Motorblock und Zylinderkopf abgegeben wird.

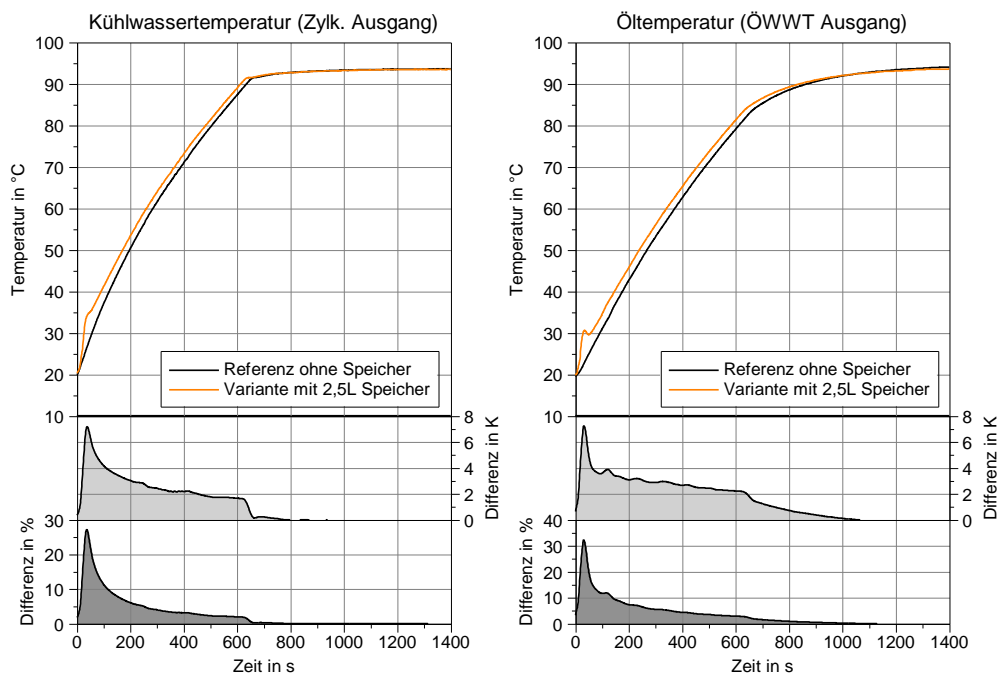


Abbildung 6-15: Bauteil- und Medientemperaturen im Vergleich (Enthalpie-Speicher)

Das gleiche Verhalten zeichnet sich beim Motoröl ab, wie es durch die direkte Anbindung des Speichers über den Öl-Wasser-Wärmeübertrager zu erwarten war. Die höheren Medientemperaturen beeinflussen auch das Temperaturverhalten der Lagerstellen oder der Laufbuchsentemperatur im Motor. Abbildung 6-16 zeigt die Temperaturverläufe, aus denen ein schnellerer Temperaturanstieg erkennbar ist, womit auch eine Senkung der Reibleistung einhergeht. Gerade die Reibung im Bereich der Kolbengruppe profitiert von den 4-5 K Temperaturgewinn.

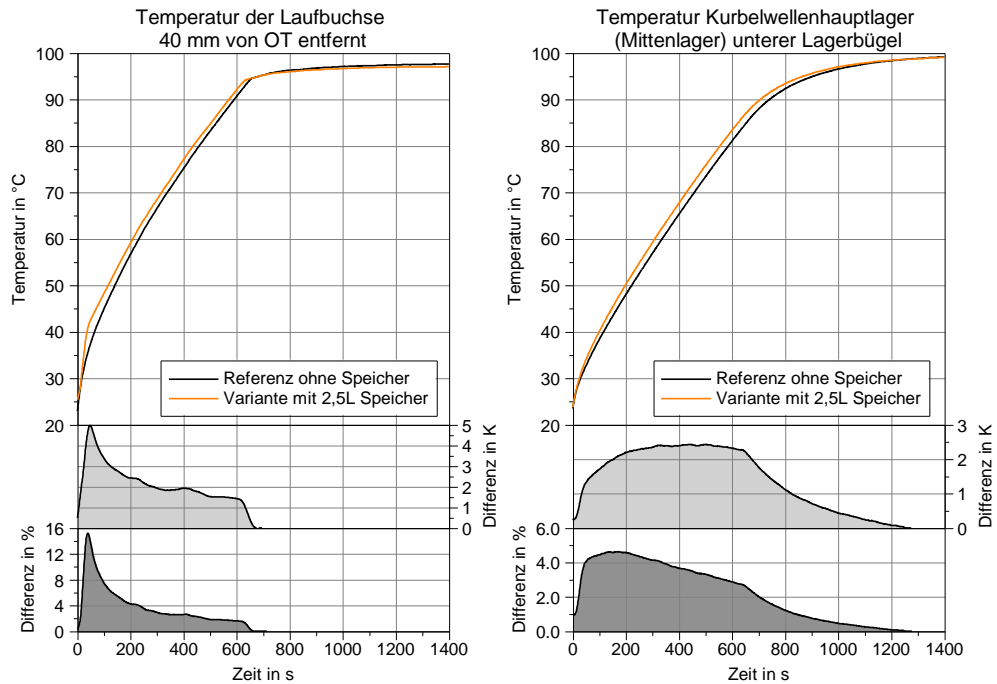


Abbildung 6-16: Vergleich der Lagertemperaturen (Enthalpie-Speicher)

Die aus Abbildung 6-15 und Abbildung 6-16 abgeleiteten Erkenntnisse und Vermutungen werden durch das folgende Kraftstoffverbrauchsdiagramm in Abbildung 6-17 bestätigt.

Über einen Zeitraum von 1400 s konnte während der Warmlaufphase durch den Einsatz des Enthalpie-Speichers ca. 0,9% Kraftstoff eingespart werden. Eine Auswertung über die verschiedenen Betriebspunkte im Kennfeld zeigte eine durchschnittliche Einsparung von 1%.

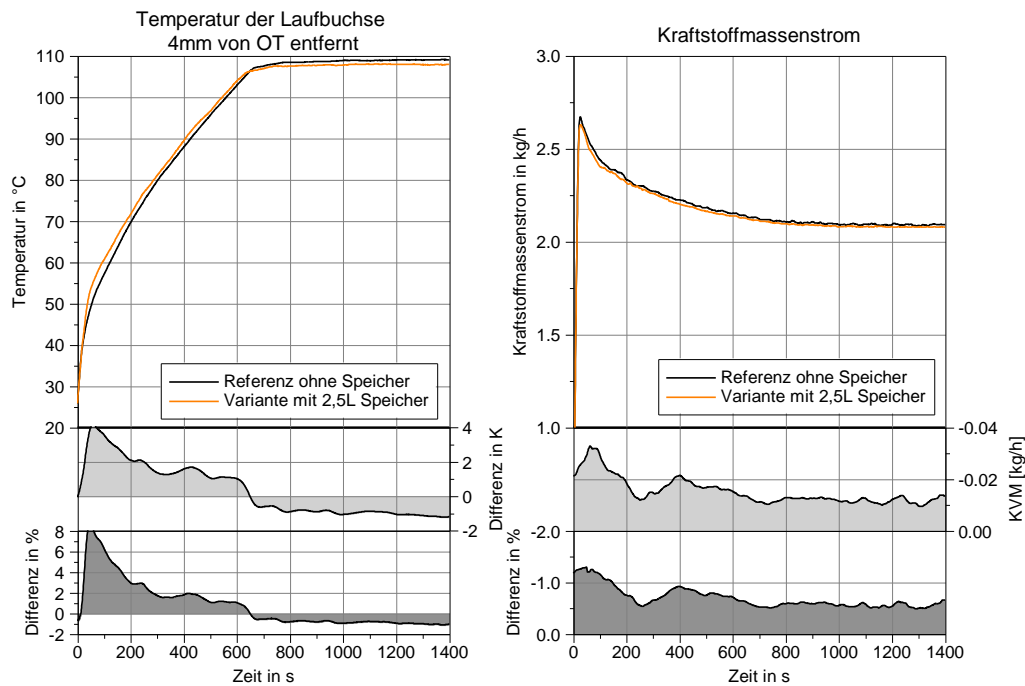


Abbildung 6-17: Vergleich Kraftstoffverbrauch (Enthalpie-Speicher)

Versuche mit doppelter Speicherkapazität und unterschiedlichen Entladungsstrategien

Nachfolgend wurde der Einfluss bei Verdopplung der Speichergröße auf den Warmlauf untersucht. Während der vorherigen Versuche hat sich gezeigt, dass gerade bei hohen Drehzahlen die Speicherentleerung über den Öl-Wasser-Wärmeübertrager durch die hohen Kühlwasserpumpenvolumenströme zeitlich sehr schnell abläuft. Somit kann das warme Wasser des Speichers nur relativ kurz Wärme auf das Motoröl übertragen, welches daraufhin beim Einströmen in den Block mit dem kalten Motorkühlwasser gemischt wird. Eine vom Hauptkühlmittelvolumenstrom unabhängige und langsamere Speicherentladung ist daher anzustreben. Hierfür wurde im Zulauf zum ÖWWT ein Absperrventil eingesetzt und mit verschiedenen Verzögerungsstrategien getestet. Untersucht wurden eine temperaturgesteuerte und eine zeitgesteuerte Entladung. Bei der temperaturgesteuerten Entladung wurde der Volumenstrom solange blockiert, bis die Temperatur des Wassers im Öl-Wasser-Wärmeübertrager zwischen Eintritts- und Austrittstemperatur eine Differenz von 4 K aufwies. Bei der zeitgesteuerten Entladung wurde das Ventil 10s lang geöffnet um es danach wieder 15s lang geschlossen zu halten.

In den folgenden Diagrammen, siehe Abbildung 6-18 bis Abbildung 6-20 erfolgt ein Vergleich der Temperaturverläufe von Kühlwasser, Öl, der Bauteiltemperaturen der Laufbuchse und einer repräsentativen Kurbelwellenhauptlagertemperatur. Abschließend erfolgt ein Vergleich der Kraftstoffverbrauchsverläufe für den Untersuchungszeitraum. Die Ergebnisse zeigen den Lastpunkt 1500 1/min mit 50 Nm. Abbildung 6-18 zeigt den Verlauf der Kühlwassertemperaturen.

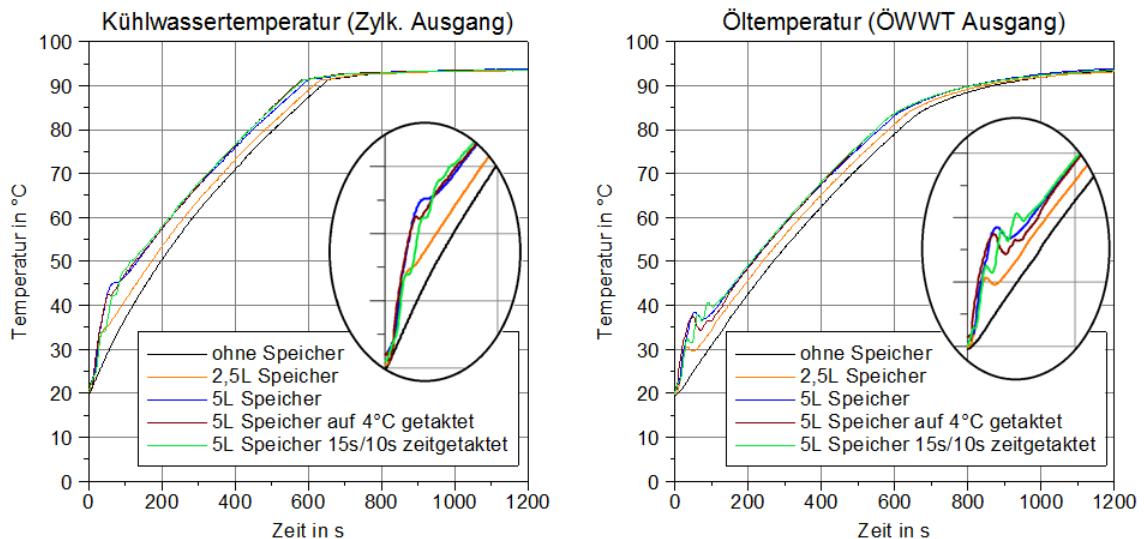


Abbildung 6-18: Medientemperaturen der verschiedenen Speicherstrategien

Durch die Nutzung des Speichers ist ein schneller Temperaturzugewinn sehr deutlich zu erkennen. Dabei fällt auf, dass die getakteten Varianten ihre Wärme, wie angedacht, verzögert abgeben. Hierdurch fällt der anfängliche Anstieg zwar geringer aus, jedoch kann im späteren Entladezeitraum noch etwas mehr Temperaturzugewinn erzielt werden, als bei der kontinuierlichen Speicherentladung. Die 5 l-Variante erzielt dabei fast eine Verdoppelung der Temperatur gegenüber der Entladung mit 2,5 Litern. Nach 60 Sekunden konnten mittels der 2,5 l-Variante die Temperatur um ca. 7 K, und mit der 5 l Variante um 13,5 K gesteigert werden. Die getakteten 5 l-Varianten liegen mit einem Zugewinn von 9,5 bzw. 11 K leicht darunter. Ab 150 Sekunden zeigen diese durch die Entladungsverzögerung aber Vorteile von 1K bzw. 2K über einen sehr langen Zeitraum bis ca. 400 Sekunden gegenüber der einfachen Entladung.

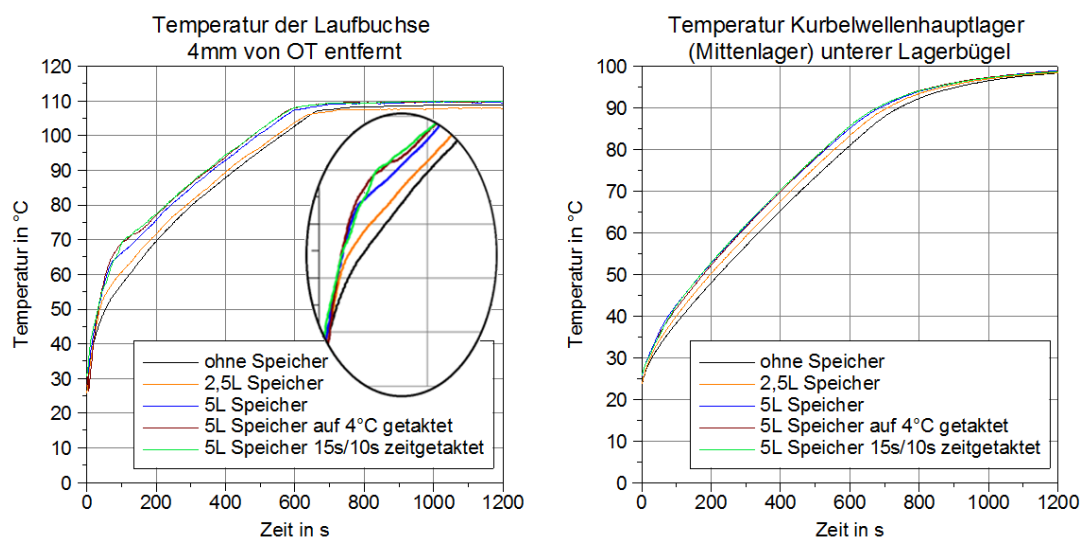


Abbildung 6-19: Laubbuchsen- und Kurbelwellenhauptlagertemperatur der verschiedenen Speicherstrategien

Die verzögerte Entladung hat durch ihre längere Verweildauer mit hohen Temperaturdifferenzen am ÖWWT Vorteile bei der Wärmeübertragung. So zeigt sich in Abbildung 6-19, dass gerade die Zeittaktung mit der längsten Verzögerung und einer langsameren Speicherentladung die positivsten Ergebnisse auf die Öltemperatur hat. Ab 120 Sekunden liegt hierbei die Öltemperatur für die nächsten 80 Sekunden auf einem im Mittel 2K höheren Temperaturniveau. Bis zum Erreichen der Betriebstemperatur zeigen sich Vorteile von 1K. Die temperaturgetaktete Variante zeigte kaum Vorteile gegenüber der konstanten Entladung. Lediglich am Anfang konnten positive Effekte festgestellt werden, welche jedoch aus dem unterschiedlichen Ansteuerungsverhalten des Regelventils resultieren. Die Temperatursteuerung auf Grund einer Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Ausgang am ÖWWT öffnet das Regelventil schon sofort während des Anlassvorgangs des Motors, zeigt sich dann jedoch im allgemeinen späteren Regelverhalten zu träge bei der Temperaturdifferenzbestimmung.

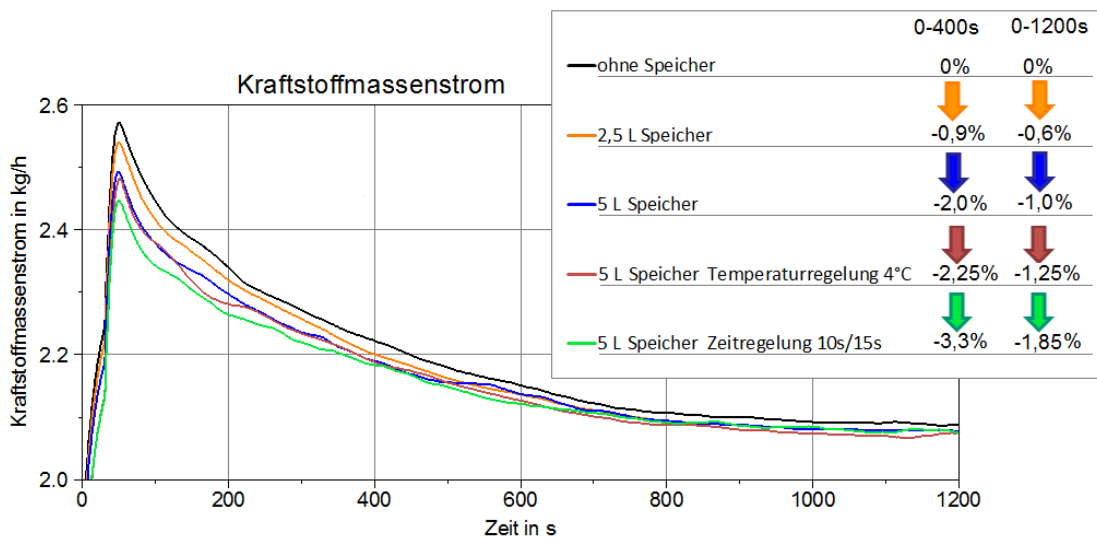


Abbildung 6-20: Kraftstoffeinsparung der verschiedenen Speicherstrategien gegenüber dem Ausgangszustand ohne Speicher

Die oben besprochenen Phänomene im Temperaturverhalten zeigen sich im Vergleich der Kraftstoffmassenströme. Gegenüber der Basis „ohne Wärmespeicher“ ergeben sich je nach Betrachtungszeitraum die in Abbildung 6-20 dargestellten Einsparungen.

Gerade im Kurzstreckenbereich bis 400 Sekunden sind mit großen Speichern und einer zeitgesteuerten längeren Entladung Einsparungen um 3 bis 3,5% für diesen Betrachtungszeitraum zu realisieren. Hochtemperierte kleinere Speicher mit längeren Entladungszeiten stellen einen guten Kompromiss zwischen Bauraum, Gewicht, Kosten und Kraftstoffersparnis dar.

Simulationsergebnisse (Lastpunkt 2000 1/min und 50 Nm)

Ausgehend vom Serienzustand ohne Kühlwasserspeicher können die Kühlwassertemperaturverläufe vom Modell gut abgebildet werden (Abbildung 6-21, links). Der Einsatz des Enthalpie-Speichers führt, durch die Mischung zu einem schnelleren Temperaturanstieg.

Das Simulationsmodell kann dieses Verhalten gut nachbilden. Lediglich die dabei entstehenden Effekte der Temperaturüberkompensation im Mischungszeitraum werden vom Modell nicht wiedergegeben (Abbildung 6-21, rechts).

Es ist zu erkennen, dass nach einem schnellen Temperaturanstieg in der Messung (schwarze Kurve, rechte Abbildung) ein Überschwingen mit einem anschließenden Temperaturabfall, einhergeht. Das Simulationsmodell hingegen berechnet die Temperaturverläufe konservativer, bedingt durch die vereinfachte Simulation des Mischungsprozesses im Speicher. Der absolute Verlauf der Temperatur wird mit geringen Abweichungen jedoch korrekt dargestellt.

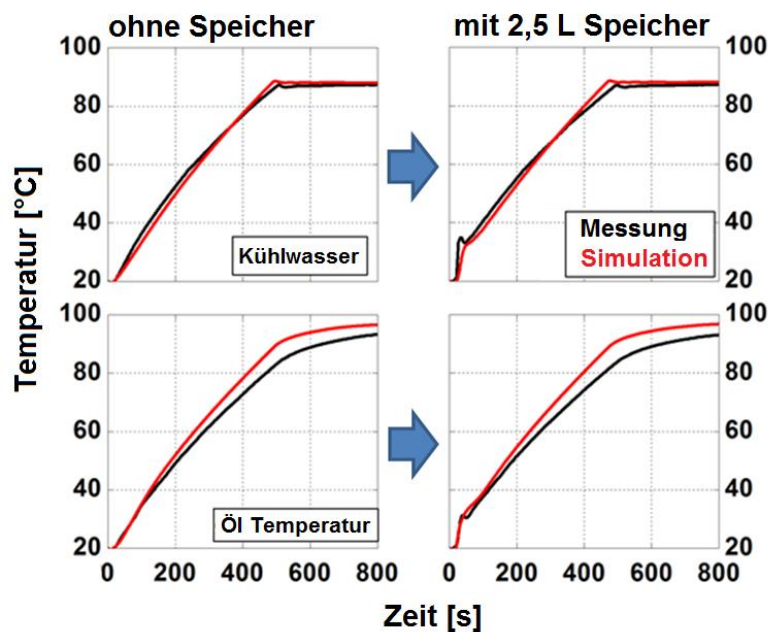


Abbildung 6-21: Simulationsergebnisse für die Nutzung eines Enthalpie-Speichers im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2000 1/min und 50 Nm

6.1.5 Reduktion der Ölmenge

Aus der Energiebilanz lässt sich erkennen, dass die Verbrennungswärme die einzelnen Motormassen, im Diagramm (Abbildung 6-22) als innere Energie bezeichnet, erwärmen muss. Bei Erreichen der Nulllinie, befindet sich der Motor im thermisch stationären Zustand und hat seine Betriebstemperatur erreicht. Die thermischen Massen unterteilen sich grob in Motorblock- und Zylinderkopfmasse mit Anbauteilen sowie die Medienmassen Öl und Kühlwasser.

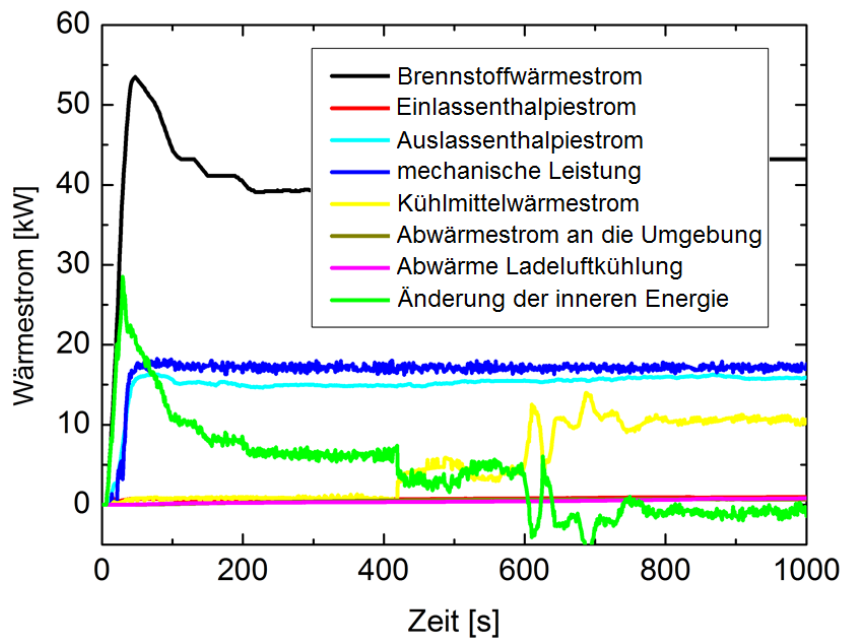


Abbildung 6-22: Energiebilanz Versuchsträger in der Aufheizphase

Aufgrund des im Vorfeld beschriebenen Zusammenhangs zwischen der Reibleistung und der Öltemperatur ist es wichtig, schnell die Temperatur des Schmierstoffes zu erhöhen. Ein Ansatz hierbei kann es sein, die thermische Masse des Schmierstoffes herabzusetzen, sodass weniger Energie zur Erwärmung des Motoröls benötigt wird. Hier würde sich eventuell der Verbau eines Ölthermostats mit geteiltem Kammervolumen in der Ölwanne anbieten. Die Versuche wurden mit einer Reduzierung der Ölmenge um 2 l durchgeführt. Die verbleibende Ölmenge bei diesem Motor reduziert sich damit auf etwa 2,8 l.

Prüfstandsergebnisse (Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm)

Die Reduzierung der Ölmenge und die damit verbundene Herabsetzung der thermischen Masse führt zu einem leichten Vorteil bei der Erwärmung des Motoröls (Abbildung 6-23). Schon nach etwa 60 Sekunden zeigen sich Vorteile im Vergleich der Öltemperaturen. Das ab Sekunde 100 im Mittel 2,5 K wärmere Öl zeigt bessere Reibungseigenschaften und entzieht dem Kühlwasser über den Öl-Wasser-Wärmeübertrager weniger Wärme, so dass auch hier kühlwasserseitig 1 K Zugewinn zu beobachten ist.

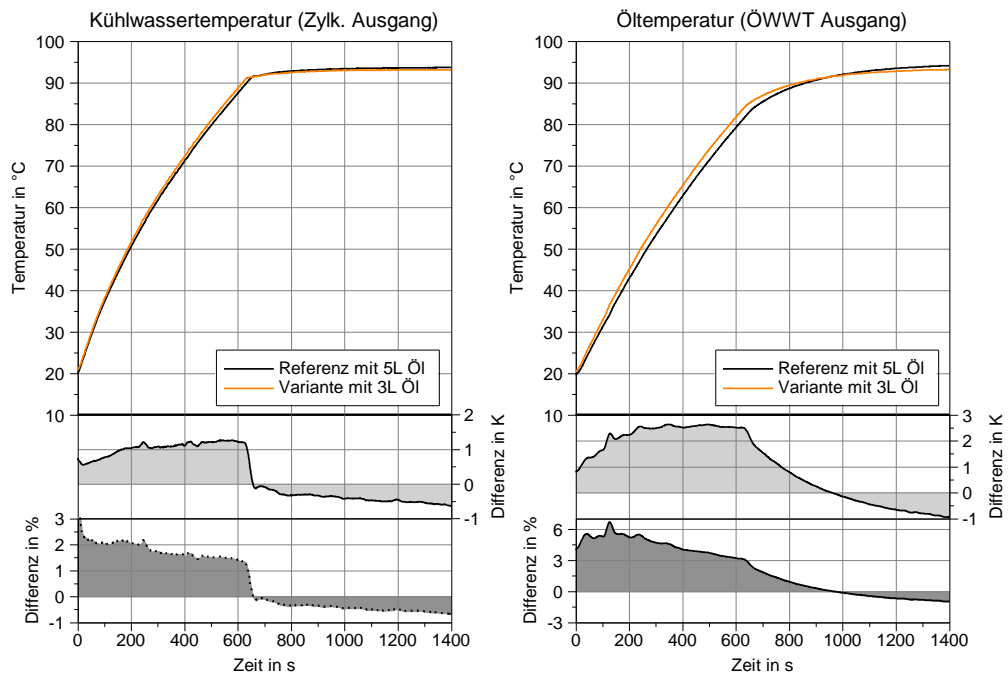


Abbildung 6-23: Medientemperaturen im Vergleich (Ölmengenreduktion)

Die Bereiche der Laufbuchse 4mm und 40mm von OT entfernt, zeigen fast keine Änderung auf die erhöhte Öltemperatur (Abbildung 6-24 und Abbildung 6-25). Ein größerer Einfluss zeigt sich in den Temperaturen der Lagerstellen. Im rechten Diagramm von Abbildung 6-24 wird der Verlauf der Kurbelwellenhauptlagertemperatur abgebildet.

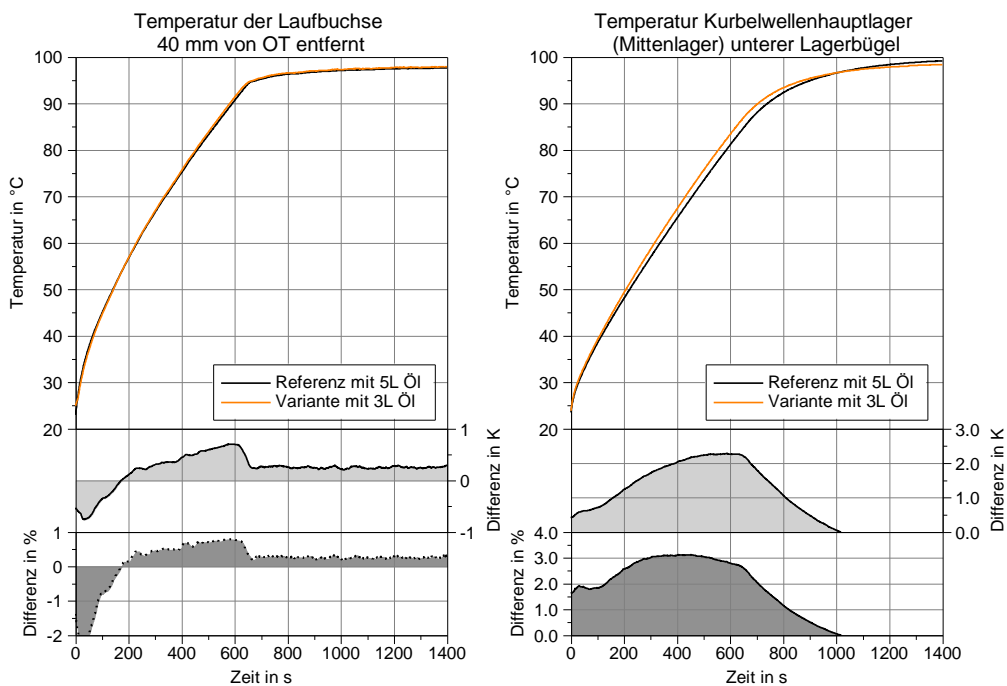


Abbildung 6-24: Laufbuchse und Lagertemperaturen (Ölmengenreduktion)

Die um fast 2,5 K höhere Öltemperatur schlägt sich mit 2 K Temperaturzugewinn auch auf die Hauptlager und seine umgebenen Bauteile nieder. Die Vorteile der Reibungsreduzierung

und der damit einhergehende Kraftstoffverbrauchsvorteil zeigen sich in Abbildung 6-25 und lassen sich im Mittel auf 2% beziffern.

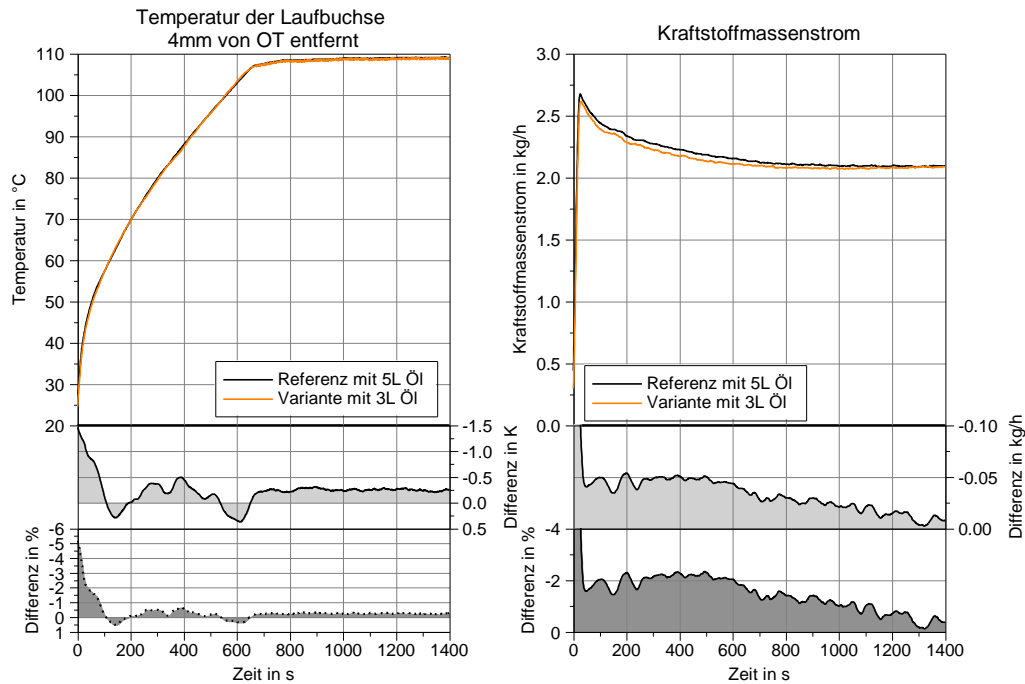


Abbildung 6-25: Vergleich Kraftstoffverbrauch (Ölmengenreduktion)

Die reine Ölreduktion dieser Untersuchung sollte als Aussage für ein Grenzpotential dienen. Hin zu sehr hohen Lasten wird die größere Ölmenge zur Sicherstellung der Kühlleistungsanforderungen im Schmierkreislauf benötigt. Ansätze für eine geteilte Ölwanne mit verschiedenen Ölreservoir-Bereichen könnten ein Lösungsansatz sein. Diese werden dann je nach thermischem Zustand zu- oder abgeschaltet.

Simulationsergebnisse (Lastpunkt 2750 1/min und 100 Nm)

Die Volumina der Medien Kühlwasser und Öl im Simulationsmodell sind entsprechend den genauen Mengen, wie sie auch im Versuchsträger vorzufinden sind, abgebildet. Eine Verringerung der Ölmenge im Modell hat ergeben, dass sich eine Änderung des Warmlaufverhaltens lediglich im Schmierstoff und bei den Komponenten, die mit dem Fluid im Kontakt stehen, wie z.B. den Hauptlagern, eingestellt hat. Die Bereiche der Laibuchse oder des Zylinderkopfes zeigen auch im Modell fast keine Temperaturänderung. Das gleiche Verhalten zeigte sich auch in den Auswertungen der Messungen. Die Simulation liegt in ihrer Prognose etwas über dem Temperaturniveau der Messung. Die Temperaurerhöhung auf Grund der Absenkung der Öl-Menge wird aber auch im Modell gut wiedergegeben (Abbildung 6-26).

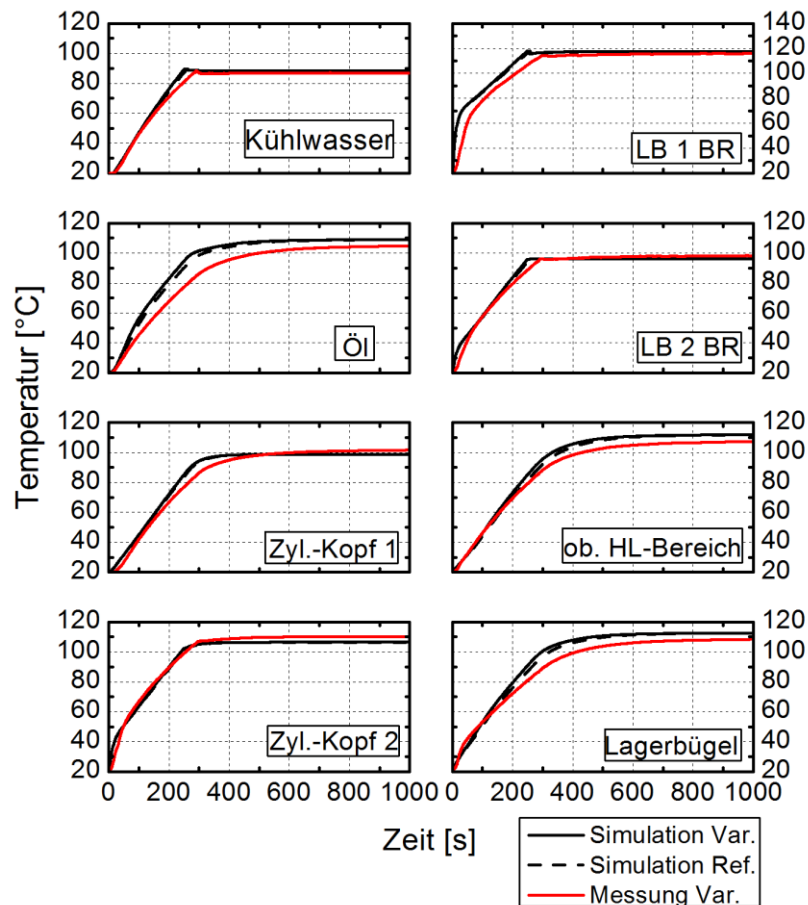


Abbildung 6-26: Simulationsergebnisse für die Reduzierung der Ölmenge im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2750 1/min und 100 Nm

6.1.6 Externe Wärmezufuhr

Ebenso wie bei den übrigen Maßnahmen, ist der Grundgedanke bei dieser Maßnahme die schnellere Erwärmung des Motoröls bei gleichzeitiger Reibungssenkung. Die Wärme wird über ein Heizelement in der Ölwanne direkt ins Motoröl eingebracht (Abbildung 6-27).



Abbildung 6-27: Öl-Wanne mit 1400W Heizelement

Das Heizelement hat eine Leistung von 1400 W und wird über eine externe Stromquelle versorgt. Grundsätzlich gibt es für diesen Anwendungsfall zwei Betriebsstrategien: Die Vorheizung des Öls vor Motorstart und die zusätzlich unterstützende Zuheizung

während der Warmlaufphase. Je nachdem wie die Energiebereitstellung dafür gelöst wird, bietet sich die eine oder andere Strategie an. Ein Lösungsansatz kann über alternative Konzepte gehen, wie z.B. eine externe geregelte Vorheizung (Stromentnahme aus dem Hausnetz), oder über eine Zuheizung durch elektrisch gespeicherte Energie aus der Batterie eines Mild-Hybridfahrzeugs (z.B. über Bremsrekuperation).

Prüfstandsergebnisse (Lastpunkt 1500 1/min und 100 Nm)

Die Nutzung des Heizelementes sah wie folgt aus: mit dem Start des Versuchsträgers startete die zusätzliche Wärmezufuhr. Beim Erreichen einer Motoröltemperatur von 70°C wurde das Element abgeschaltet. Die zusätzlich eingebrachte Wärme im Bereich des Motoröls führt zu einem schnelleren Temperaturanstieg. In den Diagrammen in Abbildung 6-28 ist ein deutlich schnellerer Anstieg der Medientemperaturen öl- als auch wasserseitig zu erkennen.

Obwohl das Heizelement nur auf das Motoröl einwirkt, erwärmt sich das Kühlwasser ebenfalls schneller. Dies lässt sich mit der deutlich geringeren Abwärme des Kühlwassers im Öl-Wasserwärmeübertrager erklären.

Parallel dazu erfolgt auch eine schnellere Erwärmung der Bauteiltemperaturen, hier am Beispiel der oberen Laufbuchsentemperaturen. Das bis zu 4K wärmere Kühlwasser führt weniger Wärme aus den brennraumbegrenzenden Bauteilen ab und führt hier ebenso zu einem um 4K gesteigerten Temperaturniveau.

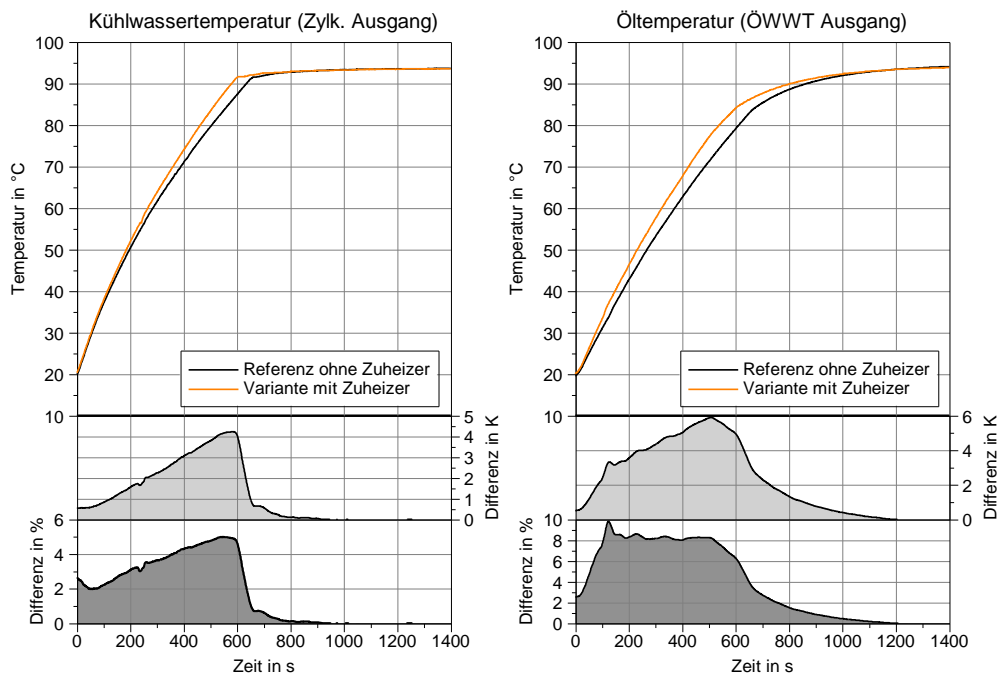


Abbildung 6-28: Medientemperaturen im Vergleich (elektr. Zuheizen)

Dass die eingebrachte Wärme einen signifikanten Einfluss auf die Öltemperatur hat, kann auch indirekt am Erwärmungsverhalten des Kurbelwellenhauptlagers beobachtet werden. Sowohl die Lager der Kurbelwelle als auch der Bereich der Laufbuchse erwärmen sich durch die zusätzliche Wärmequelle schneller (Abbildung 6-29)

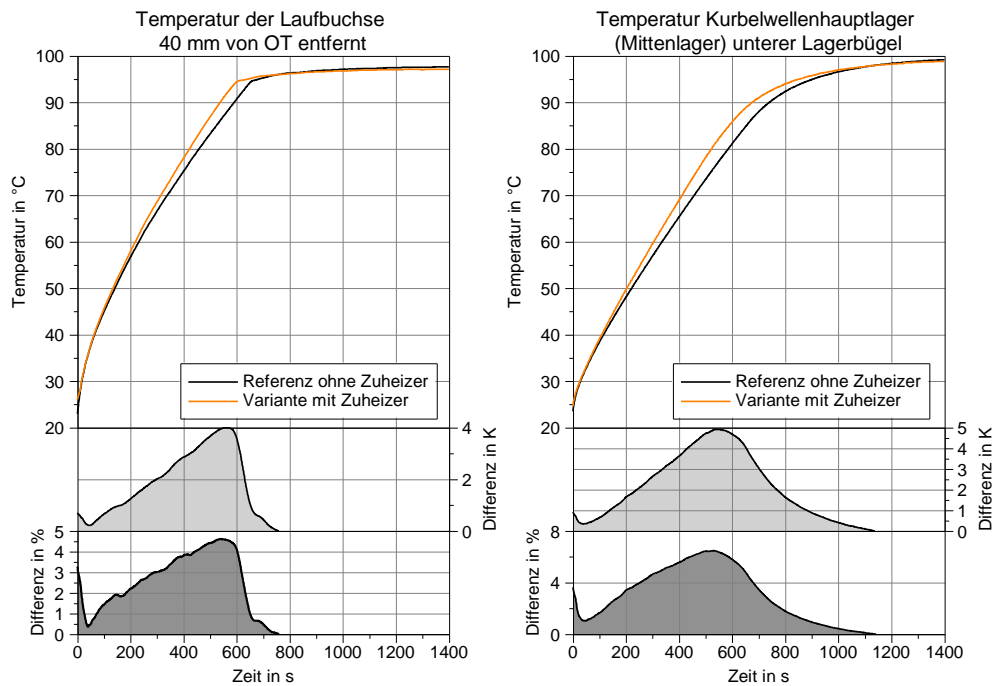


Abbildung 6-29: Vergleich der Hauptlager und Nockenwellentemperaturen (elektr. Zuheizern)

Die ins Motoröl zusätzlich eingebrachte Wärme führt zu einer schnelleren Absenkung der Reibleistung und einer mittleren Kraftstoffersparnis von 1,5-2% in der Warmlaufphase (Abbildung 6-30). Eine Auswertung verschiedener Messreihen ergab, dass niedrige Lastpunkte mit geringen Drehzahlen stärker von dieser Maßnahme profitieren.

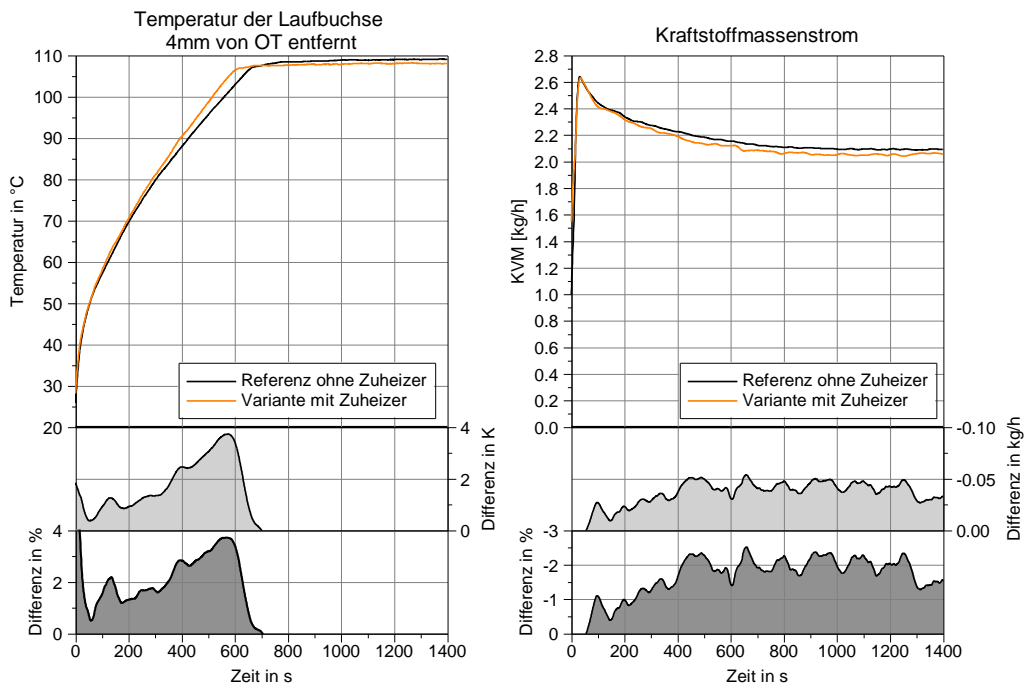


Abbildung 6-30: Vergleich Kraftstoffverbrauch (elektr. Zuheizern)

Die im Versuch benötigte Energie des Zuheizers wurde einer externen Stromquelle entnommen. Eine energetische Betrachtung zeigt, dass in der Zuheizphase 0,532 MJ

elektrische Energie benötigt wurden, dem wiederum aber nur ein kraftstoffseitiger Energiegewinn von 0,487 kJ gegenüber steht. Dies entspricht rund 12 g Diesel. Sollte die dabei benötigte Energie direkt durch die Lichtmaschine erzeugt werden, verschlechtert sich die Bilanz zusätzlich, da nun für die elektrische Zuheizung beim Wirkungsgrad dieses Betriebspunktes (30,6%) und des Generatorwirkungsgrads (ca. 53%) 2,8 MJ an kraftstoffgebundener Energie benötigt würden, um einen theoretischen Energiegewinn von 0,487 kJ zu erzielen. Folglich käme es zu einer Verbrauchssteigerung von 54 g Kraftstoff für den Warmlauf in diesem Betriebspunkt. Trotzdem kann es bei sehr niedrigen Temperaturen sinnvoll sein, einen externen Zuheizer zur Vorheizung des Öls zu nutzen, da gerade sehr tiefe Temperaturen eine exponentiell ansteigende Reibleistung aufzeigen und sich hier eine positive Energiebilanz ergeben würde. Weiterhin bietet sich hier die Möglichkeit ab einer ausgeglichenen Bilanz, Kraftstoffenergie durch elektrische Energie zu ersetzen. Je nach Erzeugungsart der elektrischen Energie, kann sich diese positiv auf die absoluten emittierten CO₂ Emissionen auswirken.

Simulationsergebnisse (Lastpunkt 2000 1/min und 50 Nm)

Die im Vorfeld beschriebenen Effekte des zusätzlichen Wärmeeintrags lassen sich auch in den Simulationsergebnissen wiederfinden. Ein Vergleich der Ergebnisse in Abbildung 6-31 zeigt weitestgehend eine Übereinstimmung von Simulations- und Messergebnissen. Das Simulationsmodell reagiert auf den zusätzlichen Wärmeeintrag ins Öl und zeigt einen schnelleren Temperaturanstieg der Medientemperaturen (Vergleich von durchgezogener Linie zu gestrichelter Linie). Weiterhin ist der Abschaltprozess des Zuheizers bei 70°C in der Temperaturkurve des Öls gut zu erkennen. Dies zeigt sich jedoch in den Messungen nicht so deutlich. Die Öltemperatur in der Ölwanne ist im Simulationsmodell eine rein mathematische Größe ohne Mischungseffekte. In der Messung hingegen treten größere lokale Temperaturunterschiede auf, und es zeigen sich Mischungs- und Wärmeleitungseffekte innerhalb des Mediums. Weiterhin wurde die Abschaltung des Zuheizers mit einem Temperatursensor nahe der Heizstäbe gesteuert, sodass sich auf Grund der lokalen Unterschiede im Öl der Abschaltprozess nicht deutlich ausprägt.

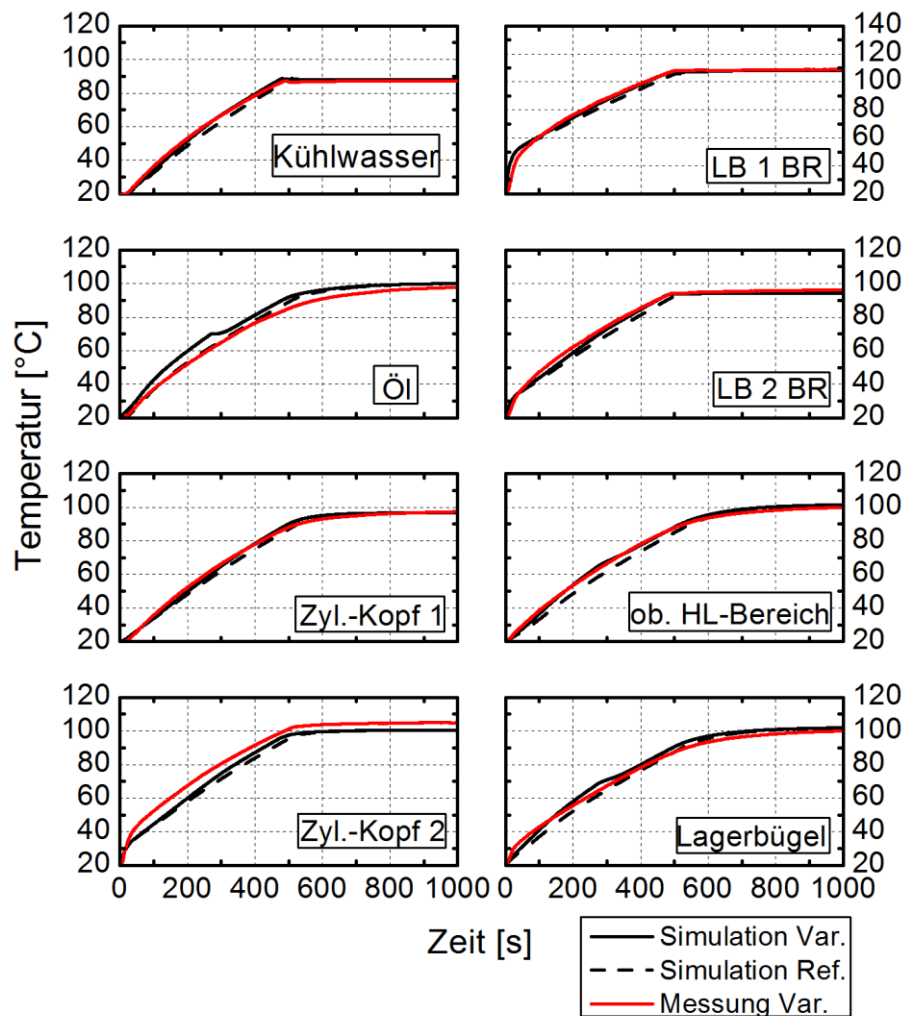


Abbildung 6-31: Simulationsergebnisse für die Zuheizung im Motoröl am Beispiel des Betriebspunktes 2000 1/min und 50 Nm

6.1.7 Motorkapselung

Wie im Kapitel 2.7.4 beschrieben, können zwei Effekte einer Kapselung für die Verbesserung des Warmlaufs genutzt werden: Zum einen die Speicherung von Restwärme für einen Motorneustart, als auch die Isolationswirkung mit Senkung der Abwärme bei Kaltstart.

Voruntersuchungen

Versuche von Duvigneau 2016 [Duv16] mit einer motornahen, akustikoptimierten Kapselung zeigen sehr gute Ergebnisse bezüglich des Abkühlverhaltens. Diese motornaher Art der Kapselung ist sehr effektiv. So zeigen sich über einen Zeitraum von bis zu 6 Stunden Temperaturunterschiede von bis zu 24 K.

Die Vorteile einer erhöhten Starttemperatur auf Emissionen und Verbrauch wurden bereits in Kapitel 2 beschrieben. Aussagen zur Verbesserung des Aufheizverhaltens oder des Kraftstoffverbrauches konnten nicht getätigt werden, da es sich hierbei um rein akustische Versuche handelte.

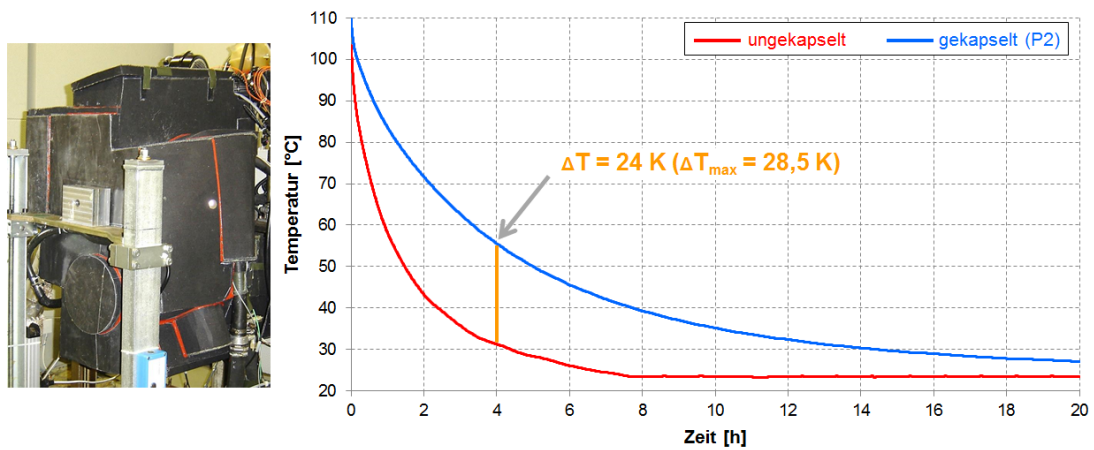


Abbildung 6-32: gekapselter Versuchsträger - Vergleich der Abklingkurven des Motoröls in der Ölwanne des gekapselten und ungekapselten Versuchsträgers bei 23°C Umgebungstemperatur [Duv16].

Auf Grund der aufwendigen Messtechnik am Prüfstand wurde vom Ansatz einer motornahen Kapselung Abstand genommen. Die Isolationseffekte sind hierbei größer, erfordern aber eine aufwendigere Umsetzung. Viele Teilabschnitte mit vielen Trennstellen stellen eine zusätzliche thermische Schwächung der Kapselung dar.

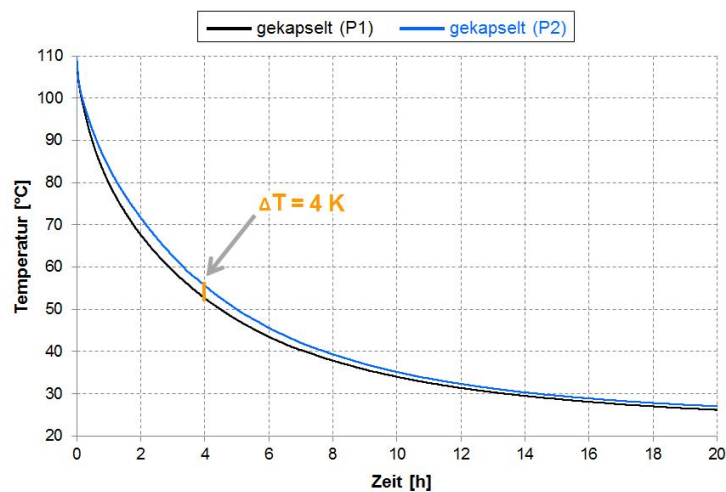
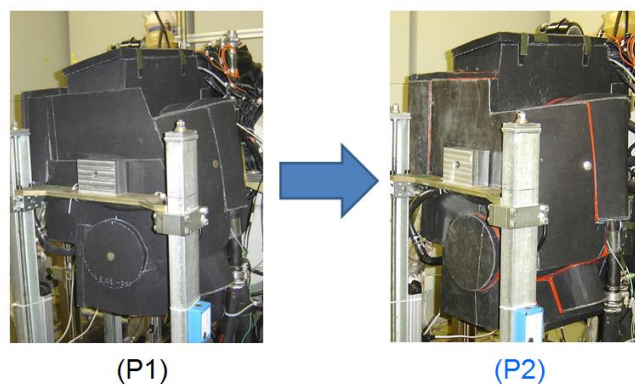


Abbildung 6-33: Einfluss von Trennfugen einer Kapselung auf das Isolationsverhalten [Duv16]

Abbildung 6-33 zeigt Versuche mit zwei Abdichtvarianten. Selbst diese geringe Anzahl an Trennstellen zeigt ohne zusätzliche Abdichtung eine mittlere Temperaturdifferenz von 3 bis 4 K im Abkühlbereich bis 6 Stunden. Großflächige, geschlossene Isolationsbereiche können trotz größerer bauräumlicher Entfernung vom Versuchsträger unter Umständen ähnlich gute Isolationsergebnisse erzeugen wie motornahe Umsetzungen mit vielen Trennstellen und Öffnungen.

Für die Untersuchung wurde der Versuchsträger mit mehreren 20mm starken Platten Isolationsmaterial (Theta-FiberCell™ - 1330gsm) der Firma Autoneum eingehaust. Es entstand eine 2,4 m³ (11 m² Oberfläche) umfassende Kapselung des Versuchsträgers. Abbildung 6-34 zeigt die Kapsel mit geöffnetem Deckel.

Der flexible Faserüberstand der Platten wurde genutzt, um eine gute thermische Abdichtung im Trennstellenbereich zu erzielen. Auf der heißen Seite des Versuchsträgers, dort wo die Abgasanlage mit Turbolader sitzt, sowie der Unterseite und Oberseite kamen Platten mit einer zusätzlichen Aluminiumbeschichtung zum Einsatz.

Durch die Isolation wird der konvektive Wärmeübergang sowie der Strahlungsanteil reduziert.



Abbildung 6-34: Versuchsträger mit motorferner Kapselung mit geöffnetem Deckel

Prüfstandsergebnisse (Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm)

Der Vergleich fast aller Temperaturverläufe in Abbildung 6-35 bis Abbildung 6-37 gleich ob es sich um Medien- oder Bauteiltemperaturen handelt, zeigt ein nahezu identisches Verhalten.

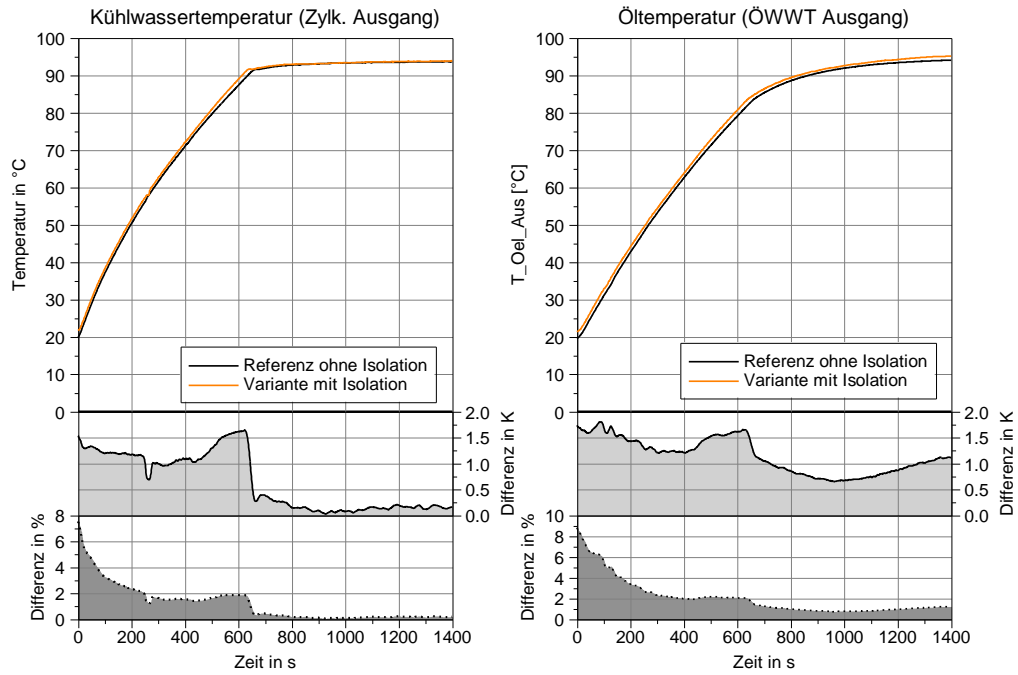


Abbildung 6-35: Medientemperaturen im Vergleich (Isolation)

Die Wandwärmeverluste als Hauptquelle für die Erwärmung des Motors werden von ihrer Entstehung im Brennraum langsam nach außen geführt. Mit zunehmender Aufheizdauer werden auch die äußeren Bereiche des Motors, welche nun Wärme über freie Konvektion abgeben, erwärmt. Die verbaute Isolation des Versuchsträgers reduziert diese und führt folglich zu einer leichten Verbesserung der Aufheizung aller thermischen Massen. Es zeigt sich jedoch, dass erst ein Temperaturzugewinn mit zunehmender Aufheizzeit entsteht, da die Wärme den Versuchsträger erst einmal durchdringen muss.

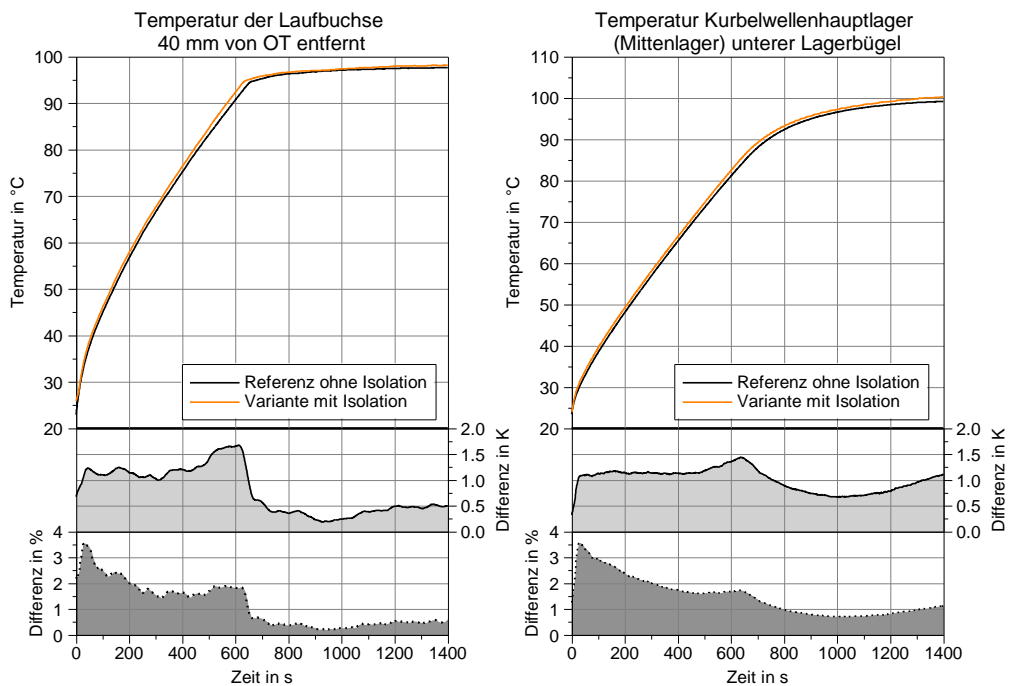


Abbildung 6-36: Laufbuchsentemperatur II und Kurbelwellenhauptlagertemperatur (Isolation)

Alles in allem zeigen sich für die reine Warmlaufphase nur sehr geringe Verbesserungen. Durch die Isolation bildet sich bei Erreichen der Betriebstemperatur ein höheres Bauteil- und Öltemperaturniveau aus. Die Kühlwassertemperatur verbleibt auf Ausgangsniveau, da sie durch den Thermostaten eingeregelt wird.

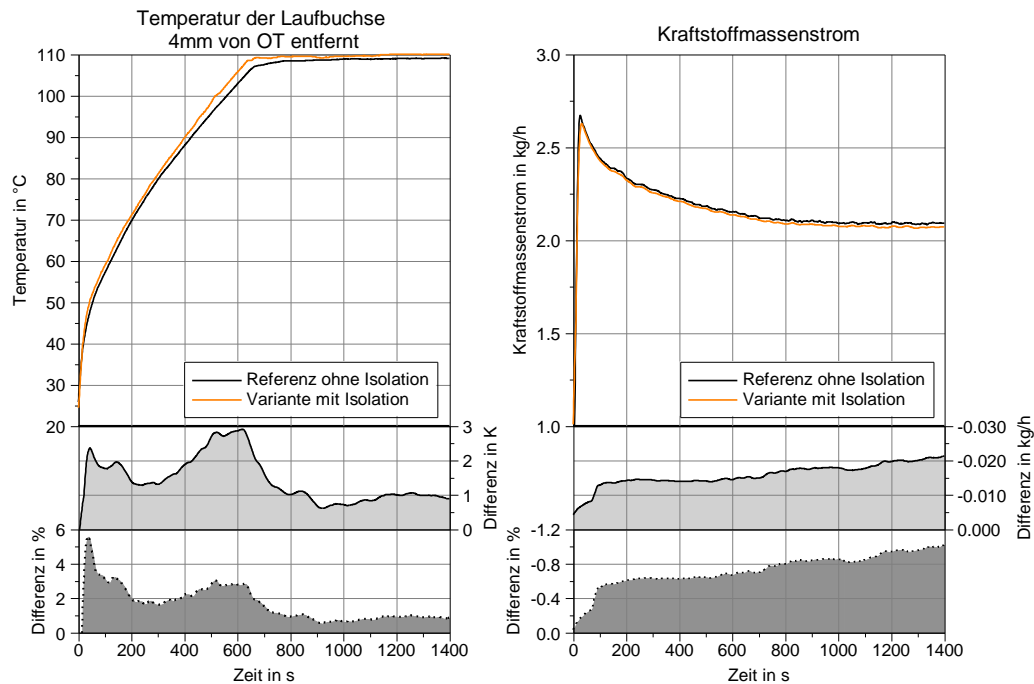


Abbildung 6-37: Laufbuchsentemperatur I und Kraftstoffverbrauch (Isolation)

Das etwas höhere Öltemperaturniveau hat positiven Einfluss auf die Reibung und den Kraftstoffverbrauch. Besonders zum Ende der Aufheizphase, mit Erreichen der Betriebstemperatur, werden auch die höchsten Einsparungen um 0,8% erzielt. Dies deckt sich mit der beobachteten Zunahme des absoluten Temperaturniveaus (Abbildung 6-37). Gerade im kalten Temperaturbereich mit einem hochviskosen Schmiermittel zeigt die Isolation des Versuchsträgers keine Vorteile.

Abklingversuche:

Isolationsprozesse wirken, wie im Vorfeld beschrieben, immer in zwei Richtungen. So verzögern sie auch den Temperaturabbau. In den folgenden Diagrammen sind Abklingkurven der einzelnen Bauteile und Medien dargestellt. Die Daten hierfür wurden im 60 s -Takt über einen Abklingzeitraum von 24h aufgezeichnet. Es zeigt sich, dass gerade zu Anfang, der Thermosiphon-Effekt durch die Isolation verstärkt wird. Das bedeutet, dass die Wärme im Versuchsträger über die Medien nach oben steigt und dort verhardt. So entstehen gleich zu Beginn der Abklingphase Temperaturunterschiede von bis zu 6K im oberen Bereich des Motors (Abbildung 6-38). Analog dazu zeigen die tieferen Messstellen, wie die der Kurbelwellenhauptlagertemperatur, keine Temperaturüberhöhung (Abbildung 6-40). Bezugnehmend auf die Öltemperatur, welche reibungstechnisch am einflussreichsten ist, lässt sich nach 4 Stunden ein Temperaturvorteil von 16K ermitteln (Abbildung 6-38).

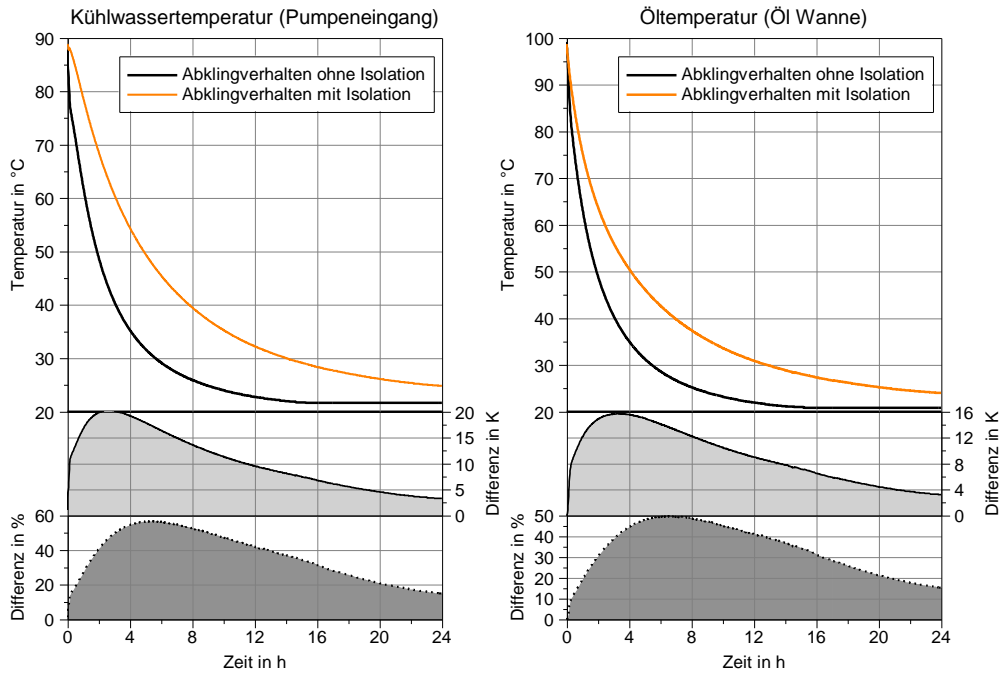


Abbildung 6-38: Abklingverhalten der Medien Wasser und Öl (Isolation)

Im direkten Vergleich zu den Ergebnissen von Duvigneau 2016 zeigt sich hierbei nur eine Differenz von 4K gegenüber einer motornahen Kapselung ohne Nahtversiegelung [Duv16].

Der Temperaturvorteil lag in diesen Versuchen bei 20K. Erst mit Hilfe der Nahtversiegelung konnten 24K Temperaturdifferenz in der Abklingphase erzielt werden (Abbildung 6-32 und Abbildung 6-33). Diese Art der Isolierung bringt jedoch große Probleme bezüglich Wartung, Zugänglichkeit und Vollasttemperaturbeständigkeit des Motors mit sich.

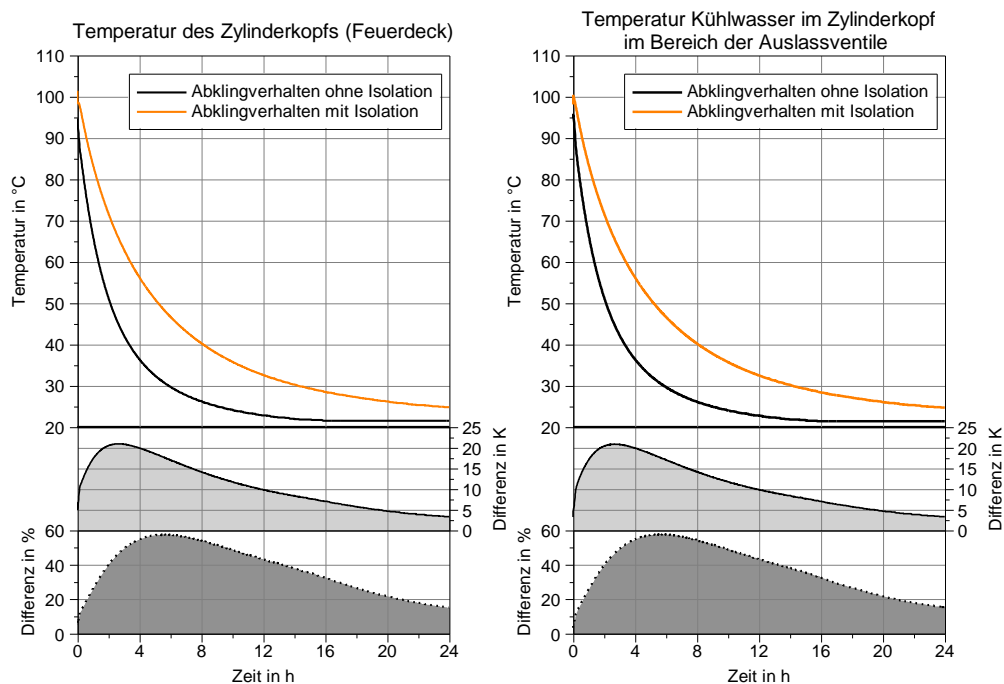


Abbildung 6-39: Abklingverhalten des Zylinderkopfes und dessen Kühlwassers (Isolation)

Ein Vergleich der motornahen Luft als thermische Wärmesenke zeigen die Vorteile der Isolation. In Abbildung 6-40 erfolgt eine Gegenüberstellung der Lufttemperaturen innerhalb der Kapsel mit den Lufttemperaturen in Motornähe bei freier Konvektion und Wärmeabgabe an die Umgebung. Beide Sensoren befanden sich in ähnlicher Position über dem Motor.

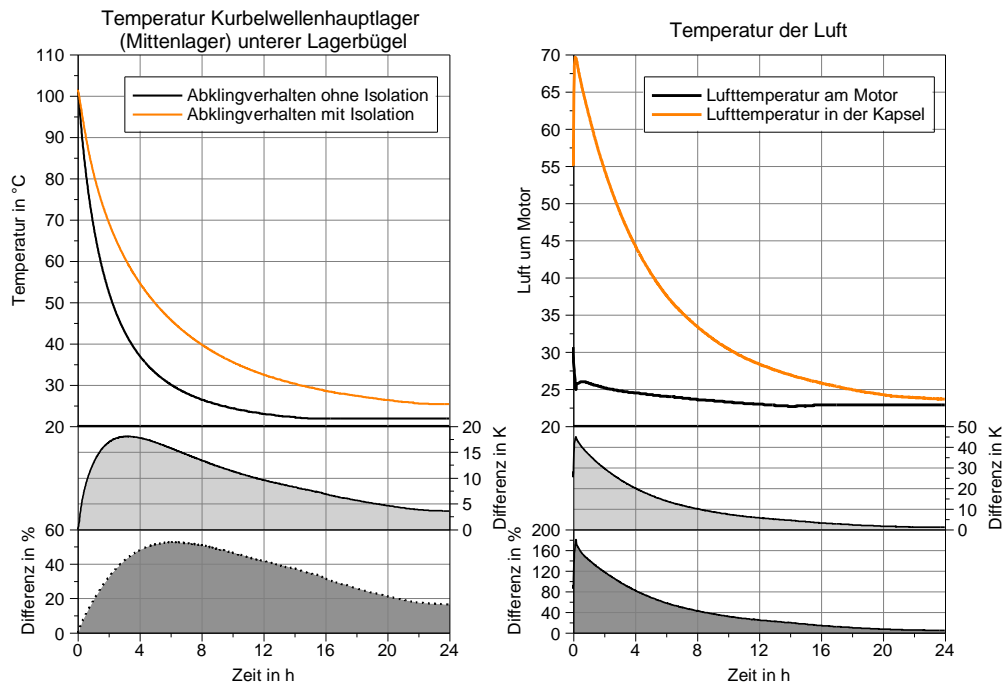


Abbildung 6-40: Abklingverhalten der Kurbelwellenhauptlager- und Lufttemperatur (Isolation)

Mit Beginn der Abkühlung steigt die warme Luft innerhalb der Kapsel nach oben und führt auf Grund dessen, da sie nicht so einfach entweichen kann, zu einer Zunahme der Umgebungstemperatur von 55K auf 70K. Durch die Kapselung wird diese hohe Umgebungslufttemperatur lange gehalten, sodass das Abkühlen durch die geringeren Differenztemperaturen verzögert wird. Für den Fall ohne Kapselung zeigt sich gleich zu Anfang ein schneller Temperaturabfall von 32K auf 25K in der direkten Nähe des Versuchsträgers. Ohne die Isolierung kann keine schützende Luftschicht aufrechterhalten werden. Im Laufe der Abkühlzeit sinkt die umgebungsnahe Lufttemperatur des Versuchsträgers auf Raumtemperatur ab. Hierdurch erfolgt eine deutlich schnellere Abkühlung. Im direkten Vergleich zeigen sich mit der Isolierung Temperaturvorteile von bis zu 40K.

Neustart nach Vier Stunden mit Isolation (Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm)

Mittlere Abstellzeiten eines Fahrzeugs bewegen sich zwischen 4 und 8 Stunden. In dieser Zeit kühlt der Motor ab. In den Abklingversuchen konnten Vorteile für die Isolation ausgemacht werden. In den folgenden Abbildungen wird ein Neustart nach vier Stunden Abstellzeit mit und ohne Isolation verglichen. Durch das verzögerte Abkühlen haben alle thermischen Massen noch eine höhere Temperatur.

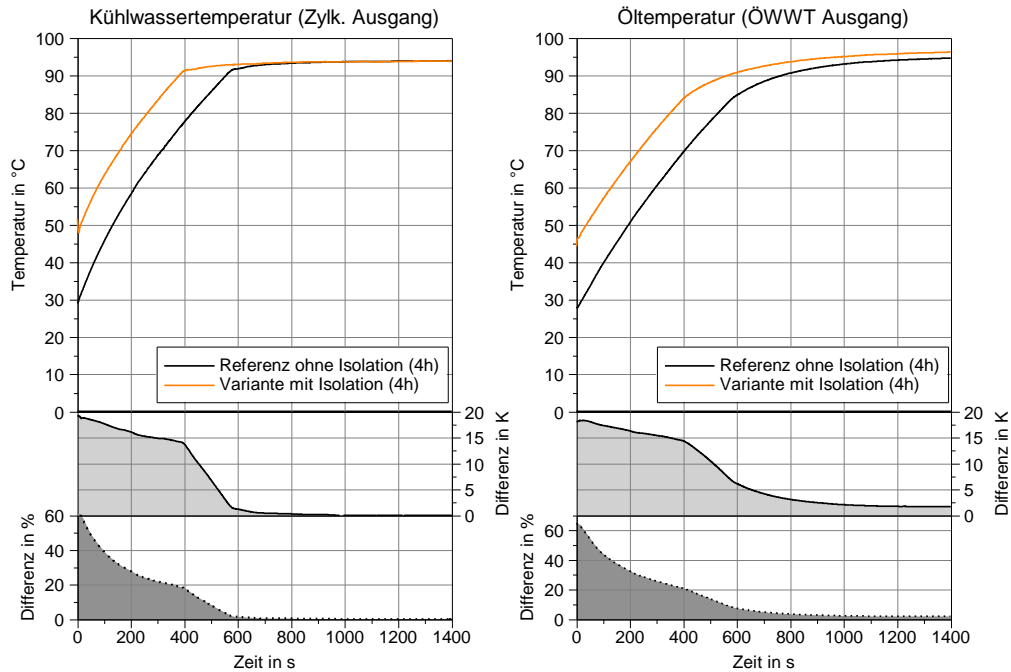


Abbildung 6-41: Medientemperaturen im Vergleich bei Motorstart nach 4h mit und ohne Isolation

Ein Vergleich der Öltemperaturen zu Motorstart zeigt ein fast 17,5K großes Temperaturpotential. Gleiches trifft auch auf die Kühlwassertemperatur zu. Hier sind Vorteile von rund 20K auszumachen (Abbildung 6-41). Analog ist der Temperaturunterschied bei den Bauteilen.

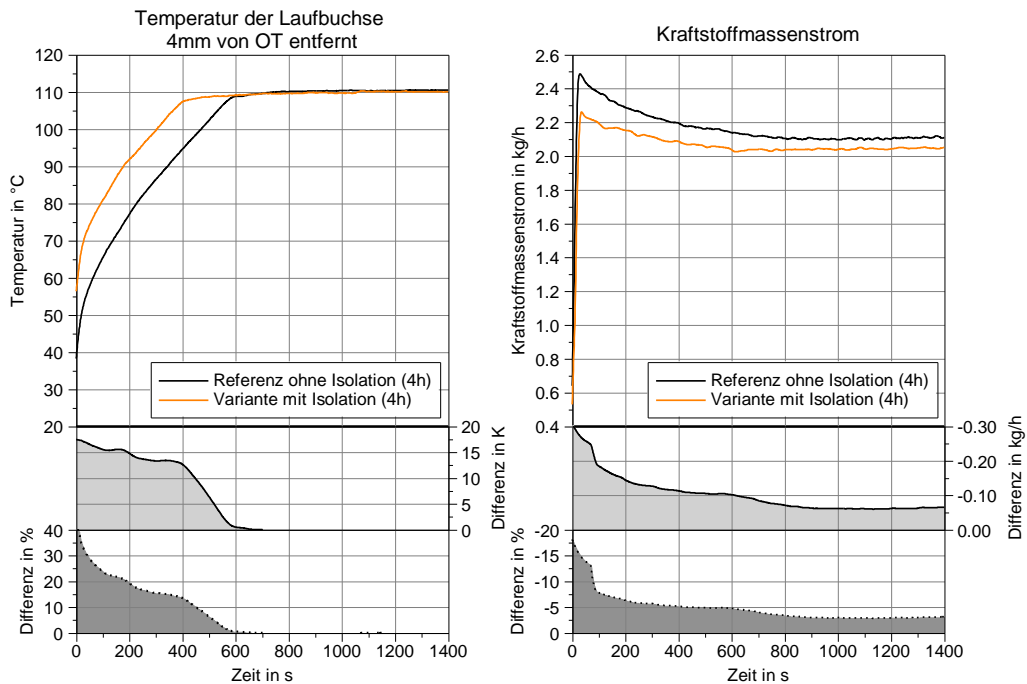


Abbildung 6-42: Laufbuchsentemperatur und Kraftstoffmassenstrom im Vergleich bei Motorstart nach 4h mit und ohne Isolation

Je weiter oben im Versuchsträger, desto größer gestaltet sich der Temperaturunterschied auf Grund des im vorherigen Kapitel angesprochenen Thermosiphon-Effektes (Abbildung 6-42). Die hier exemplarische Temperatur der Laufbuchse hat zu Motorstart ca. 18K Temperaturvorteil (Abbildung 6-42 und Abbildung 6-43).

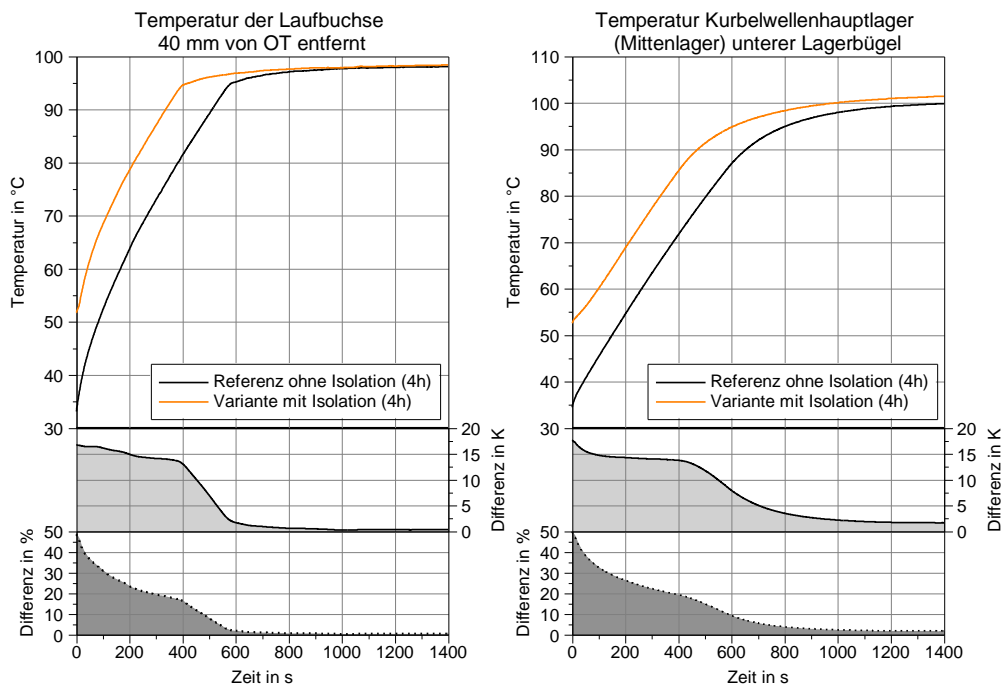


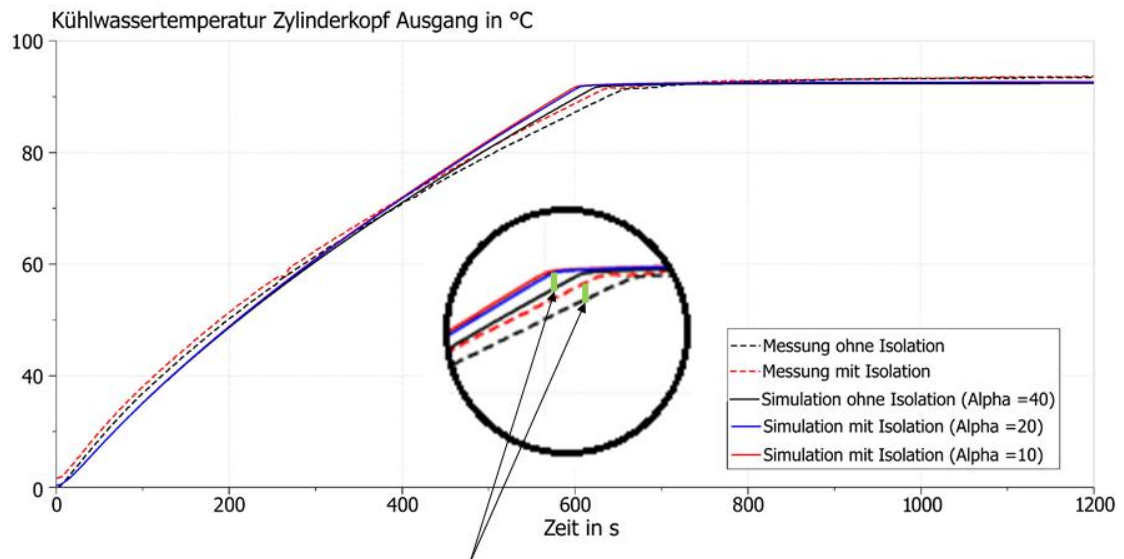
Abbildung 6-43: Laufbuchsen- und Kurbelwellenhauptlagertemperatur im Vergleich bei Motorstart nach 4h mit und ohne Isolation

Diese großen Temperaturunterschiede können mit ca. 4,7% Verbrauchsreduktion einen Großteil des gesamten, in Kapitel 2 beschriebenen, theoretisch erreichbaren Einsparpotentials von 6-9% in der Warmlaufphase ausschöpfen. Durch das degressive Verhalten der Viskosität des Öls ergeben sich auch nach 8h noch gute Vorteile. Auch wenn hier der Vorteil im Durchschnitt mit 10 K Temperaturdifferenz gegenüber den unisolierten Versuchen deutlich geringer ist, zeigen sich immer noch 3-3,5% Kraftstoffersparnis. Die Diagramme zu diesen Versuchen befinden sich im Anhang.

Simulationsergebnisse

Innerhalb des Simulationsmodells müssen Werte für den Wärmeübergang parametrisiert werden. Wie im Vorfeld beschrieben, gestaltet sich die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten auf Grund der komplexen Oberflächenstruktur und Wärmeverteilung mit unterschiedlichen Materialien, als äußerst kompliziert. So wurden für den unisolierten Zustand Vergleichswerte aus physikalischen Versuchen für den Wärmeübergang genutzt. Da auch für den isolierten, gekapselten Versuch keine messbaren Werte vorliegen, wurde ein Batch-Run mit Variation des Wärmeübergangskoeffizienten durchgeführt und anschließend mit den Messergebnissen verglichen. So kann näherungsweise ein gemittelter theoretischer Wärmeübergangskoeffizient für die Kapselung bestimmt werden (Abbildung 6-44). Ein Vergleich der Differenzen (Messung und Simulation)

bei 600 Sekunden zeigt, dass der Wärmeübergangskoeffizient mit Isolation etwa bei 10 bis 20 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ liegt.



Ähnlich große Differenzen > Wärmeübergangskoeffizient zwischen 10 und 20 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$

Abbildung 6-44: Temperaturverlauf des Kühlwassers für verschieden Wärmeübergangskoeffizienten

Es zeigt sich auch in der Simulation, dass der Einfluss einer Isolation auf die Warmlaufphase nur sehr klein ist. Selbst bei theoretischer Vollisolation zeigen sich erst zum Ende der Aufheizphase erkennbare Vorteile. Dies deckt sich mit den Ergebnissen der Messungen.

Akustikversuche

Thematisch übergreifend soll an dieser Stelle auf die akustischen Vorteile einer Kapselung hingewiesen werden. Mit Hilfe eines Feldmikrofons (Beamforming-Array) wurde der Schallpegel mit und ohne Isolation untersucht (Abbildung 6-45)

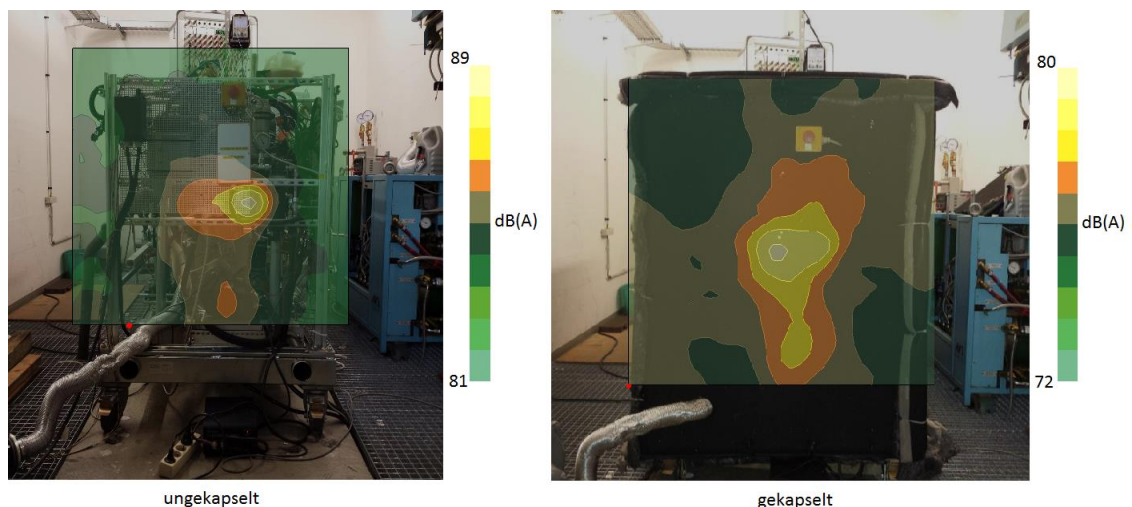


Abbildung 6-45: Schallpegelmessung mittels Array (ungekapselt und gekapselt) im Lastpunkt 1500 1/min und 50Nm

Es lässt sich eine Schallpegelreduktion von etwa 8-9 dB(A) über einen großen Last- und Drehzahlbereich erkennen (Abbildung 6-46).

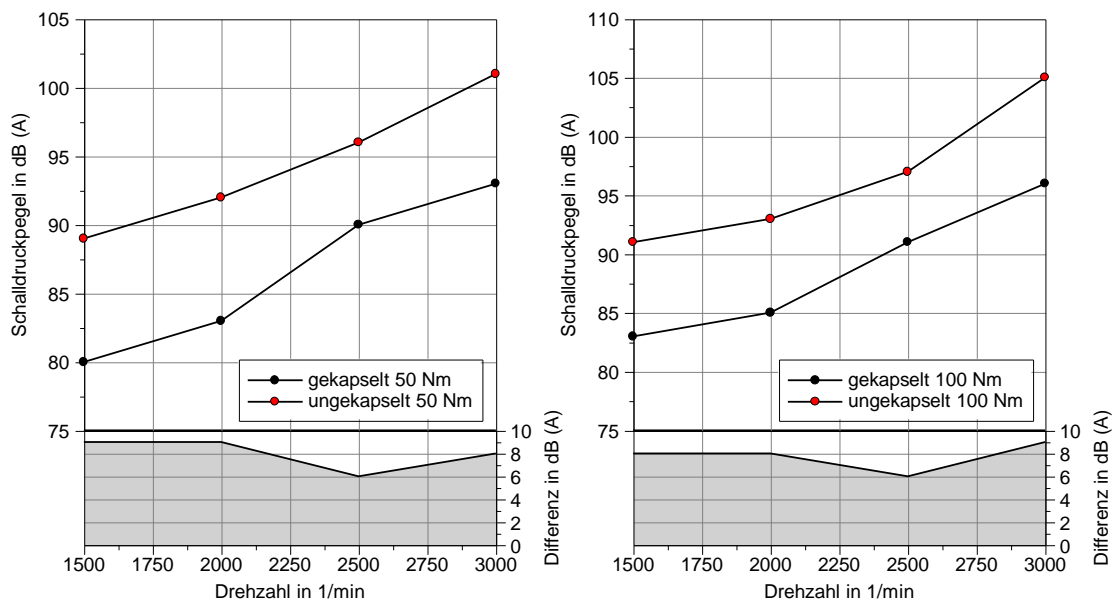


Abbildung 6-46: Vergleich der Schallemissionen des gekapselten und ungekapselten Motors über den Drehzahlbereich von 1500 1/min bis 3000 1/min mit 50 Nm und 100 Nm Last

Aus Abbildung 6-45 mit der räumlichen Aufteilung geht hervor, dass die Isolation neben einer absoluten Reduktion der Schallemissionen weiterhin zu einer breiteren gedämpften Verteilung führt.

Im ungekapselten Zustand zeigt sich der Bereich um die Riemenspannrolle als sehr auffällig. Hier dominieren eher hohe Frequenzen, welche durch Nutzung der Isolation besser gedämmt werden können als tiefere Frequenzen (Abbildung 6-47).

Dies führt zu einer (räumlich betrachtet) breiteren Geräuschausprägung bei tieferen Frequenzen mit geringeren Pegeln. Abbildung 6-47 zeigt die Einzelpegel über den gesamten gemessenen Frequenzbereich von 500 Hz bis 6,4 kHz. Man erkennt ab 3 kHz noch einmal eine deutlich bessere Geräuschkämpfung.

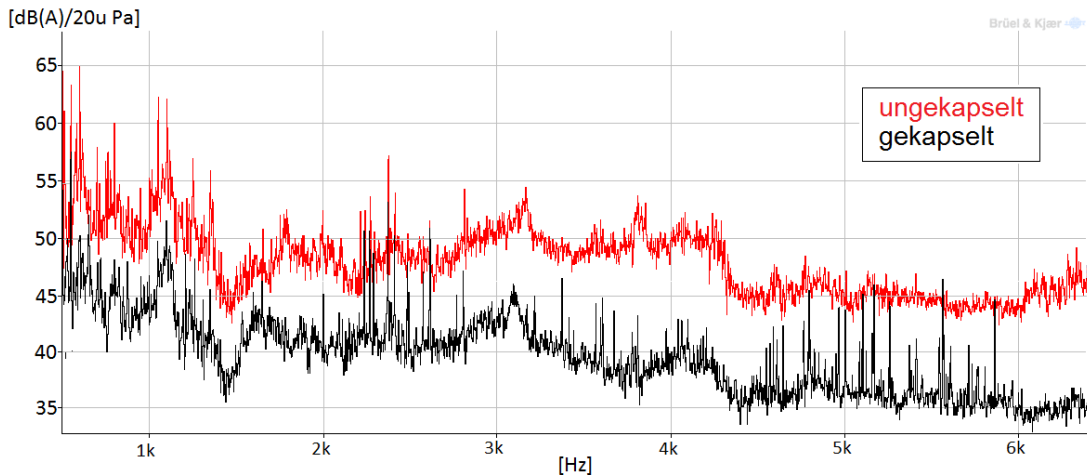


Abbildung 6-47: Vergleich der Schallemissionen gekapselt und ungekapselt über das gesamte Frequenzspektrum von 500 Hz bis 6,4 kHz für den Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm

Tieffrequente Schallwellen verfügen über ein höheres Energiepotential und benötigen zur gleichen Pegelreduktion eine größere Absorption. Schallemissionen mit tieferen Frequenzen werden als weniger unangenehm empfunden. Eine mittlere Reduktion des Schallpegels um 8-9 dB(A) wird vom Menschen als fast halb so laut empfunden, und führt technisch gesehen zu einer sechs Mal geringeren Schalleistung.

6.2 Simulationen

Die nachfolgenden Versuche wurden mit dem gekoppelten und erweiterten Co-Simulationsmodell durchgeführt. Aus Gründen der Komplexität und des Aufwandes dieser Maßnahmen erfolgten hierbei keine parallelen Prüfstandsversuche.

6.2.1 Optimierte Kolbenbodenkühlung

Der Einfluss der Viskosität des Schmieröls auf die Reibung des Motors ist im Kapitel 2.4 Reibleistung beschrieben und wurde im Kapitel 6.1.3 Wechsel des Schmierstoffes mit Versuchsergebnissen belegt. Mittels regelbarer Volumenströme soll der Wärmeeintrag aus der Kolbenbodenkühlung für den Warmlauf optimiert werden, und somit die Viskosität des Öls positiv beeinflussen. Diese Annahme ist kritisch zu prüfen, da eine Umlenkung der Wärmeströme dieser Art während des Warmlaufs vielschichtige Konsequenzen hat. Ein Absenken der Kolbentemperatur hat Auswirkungen auf das Brennverfahren mit seinem Ladungswechsel, dem Endverdichtungsdruck, dem Zündverzug, dem Brennverlauf und vielen weiteren thermodynamische Zustandsgrößen.

Weiterhin sinkt infolge der Kolbenbenetzung während des Warmlaufs die Temperatur des Kolbens als auch der Laufbuchse, was zu einer Änderung der Kolben-Zylinderpassung auf Grund von Wärmedehnung führt. Betrachtet man die mechanischen Verluste eines Hubkolbenmotors, wird deutlich, dass der Anteil der Kolbengruppe am höchsten ist und bis

zu 50% der Gesamtreibleistung ausmacht. Deswegen ist der Zylinderbuchsen- und Kolbentemperatur besondere Beachtung zu schenken, da diese aus tribologischer Sicht einen hohen Einfluss hat. Zusätzlich muss eine Art energetische Amortisationsbetrachtung durchgeführt werden. Hierbei ist es entscheidend, ob die Effekte der Kolbenanspritzung hinsichtlich der Reibleistungssenkung größer sind als die zusätzlich benötigte Ölpumpenleistung, um den Volumenstrom und Öldruck aufrecht zu erhalten. Dies wird sich ab einem bestimmten Punkt während der Aufheizphase wieder umkehren. Um einen positiven Effekt nachzuweisen, wurden die Simulationsergebnisse der Warmlaufphasen mit und ohne Kolbenanspritzung verglichen. Im Anschluss daran erfolgte eine Untersuchung mit unterschiedlichen Volumenströmen für die Kolbenanspritzung um das Optimum aus Wärmestromgewinn und zusätzlich aufzubringender Ölpumpenleistung zu ermitteln.

Die Ergebnisse lassen sich in zwei große Bereiche aufteilen. Im ersten Teil wurde der Einfluss einer Kolbenbodenkühlung bei konstantem Volumenstrom untersucht. Im darauffolgenden Teil erfolgte eine Volumenstromvariation der Ölpumpe um ein optimales Betriebsverhalten für den Warmlauf herauszuarbeiten. Die Starttemperatur aller Komponenten liegt bei 20°C. Untersucht wurden die Lastpunkte 1500 1/min und 50 Nm, 2000 1/min und 100 Nm als auch der NEFZ. In der Simulation wurde ein 5W-30 Motoröl genutzt.

Auswirkung einer Kolbenbodenkühlung auf den Warmlauf

Abbildung 6-48 zeigt den Einfluss der Kolbenkühlung auf die Öltemperatur in der Warmlaufphase für einen konstanten Lastpunkt. Die Ölpumpe fördert in diesem Lastpunkt in beiden untersuchten Fällen konstant etwa 16 l/min.

Zu Beginn steigt die Öltemperatur mit Kolbenanspritzung deutlich steiler an als die ohne Anspritzung. Im Verlauf flacht diese etwas ab, bleibt aber über den gesamten Simulationszeitraum auf einem höheren Niveau, als der Simulationsverlauf ohne Kolbenkühlung. Die schnellere Erwärmung ergibt sich aus der direkten Erwärmung des Motoröls durch den Kontakt mit dem Kolben. Dies lässt sich gut am Verlauf des Wärmestroms erkennen, welcher über den gesamten Zeitraum größer ist. Gerade zu Beginn bis 200 s zeigt sich ein deutlicher Vorteil mit teilweise 1 bis 1,5 kW mehr Wärmestrom.

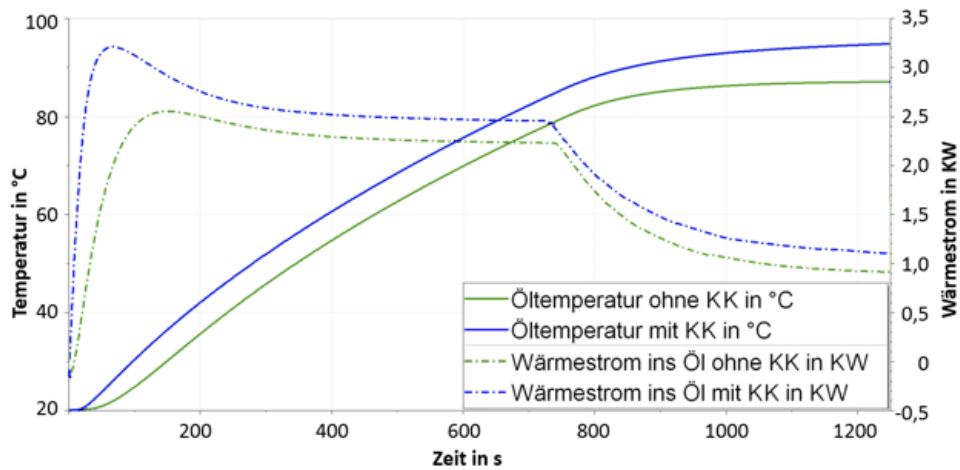


Abbildung 6-48: Öltemperatur und Wärmestrom ins Öl im Betriebspunkt 1500 1/min und 50Nm

Ohne Kolbenspritzkühlung geht ein Großteil der Wärme des Kolbens über die Kolbenringpaarung auf die Laufbuchse in das Kühlwasser über und gelangt erst später über den Öl-Kühlmittel-Wärmeübertrager in das Motoröl. Diese Verzögerung, als auch der absolut geringere Wärmestrom sorgen dafür, dass in der Simulation des ungekühlten Kolbens die Zeit bis zum Erreichen der Öl-Betriebstemperatur größer ist. Auch nach Erreichen der Betriebstemperatur sind die Wärmeströme ins Motoröl mit Kolbenbodenkühlung noch größer, sodass das Temperaturendniveau des Schmiermittels höher liegt.

Die über die Kolbenbodenkühlung abgeführte Wärme wird dabei nach dem Prinzip der Energieerhaltung einem anderen System entzogen. Abbildung 6-49 zeigt deutlich, dass die dem Motoröl zugeführte Wärme der Zylinderlaufbuchse als auch dem Kühlwasser fehlen.

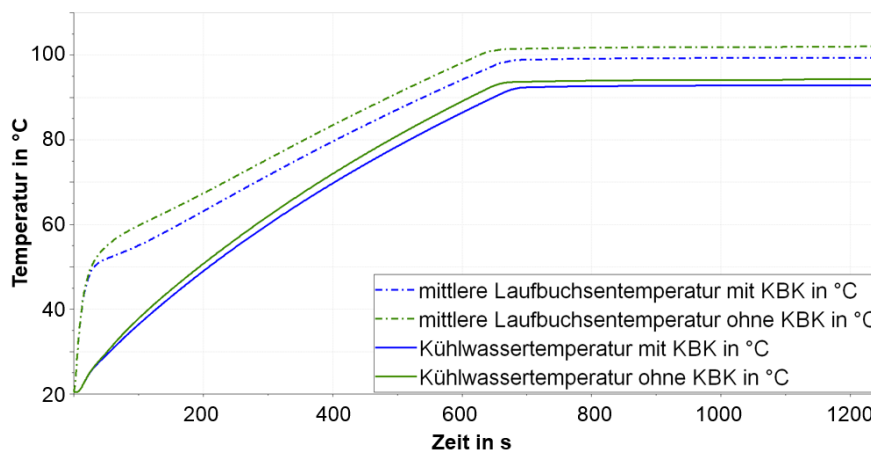


Abbildung 6-49: Kühlwassertemperatur und mittlere Laufbuchsentemperatur (Betriebspunkt 1500 1/min und 50Nm)

Gleich zu Beginn der Simulation zeigt sich, dass die mittlere Laufbuchsentemperatur unter Verwendung einer Kolbenkühlung über den gesamten Zeitraum ein geringes

Temperaturniveau hat. Dies schlägt sich auch auf das, die Laufbuchse umgebende, Kühlwasser nieder.

Es zeigt sich ganz klar, dass der Wärmestrom vom Bereich des Kolbens und der Laufbuchse ins Motoröl gelenkt wurde. Die folgende Abbildung zeigt die Verschiebung der Wärmen und der daraus resultierenden Temperaturänderungen durch die Kolbenbodenkühlung im NEFZ über alle Bauteilmassen des Simulationsmodells (Abbildung 6-50).

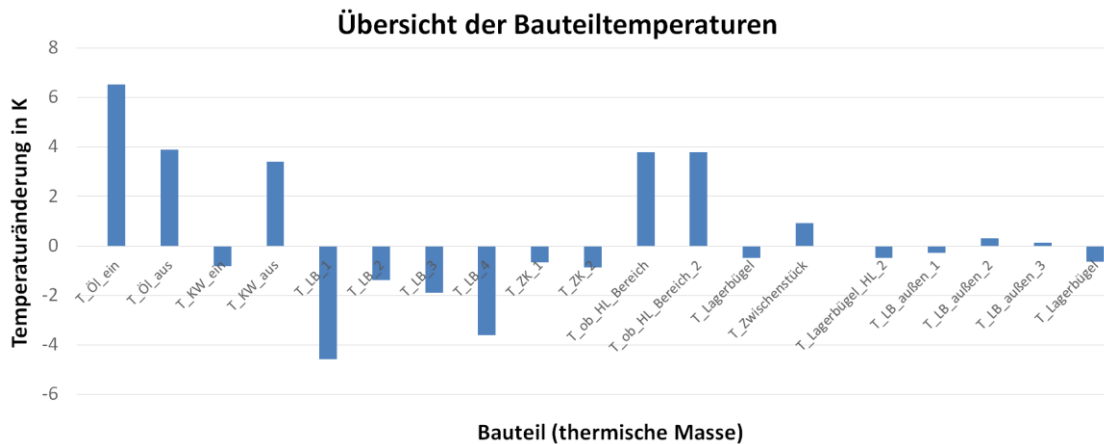


Abbildung 6-50: Übersicht der Änderungen der einzelnen Bauteiltemperaturen bei Kolbenkühlung (NEFZ)

Die thermischen Massen im Bereich der Laufbuchse innen (T_LB 1-3) sowie der direkt angrenzende Bereich des Zylinderkopfs (T_ZK1-2) erhalten weniger Wärme. Sie weisen für den Fall des NEFZ eine im Mittel 2-3K tiefere Temperatur aus. Auf Grund des Reibungsvorteils durch die höheren Öltemperaturen, zeigen sich je nach Zeitabschnitt die folgenden Verbrauchsvorteile (Abbildung 6-51).

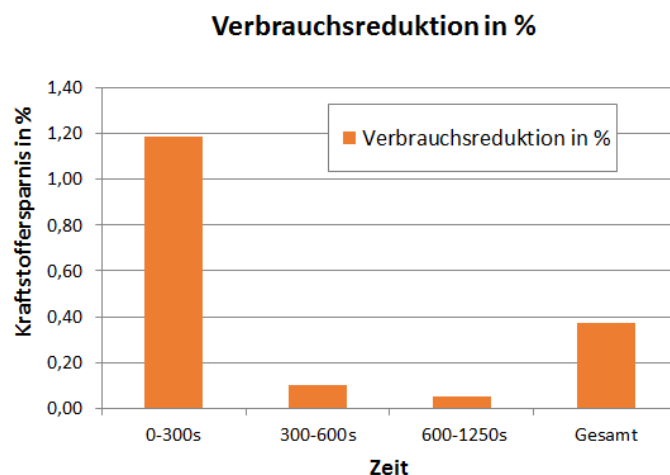


Abbildung 6-51: Kraftstoffersparnis in % während der Aufheizphase für verschiedene Zeitabschnitte (Betriebspunkt 15001/min und 50Nm)

Im Zeitbereich von 0-300 s sind die größten Einsparungen auszumachen, da hier der Viskositätsvorteil überproportional groß ist. Im späteren Verlauf zeigen sich trotz höherem

Wärmestrom ins Motoröl nur noch geringe Vorteile. Ab diesem Zeitpunkt könnte es sinnvoll sein, die Kolbenbodenkühlung zu drosseln oder abzuschalten und parallel den Volumenstrom der Ölpumpe zu reduzieren.

Variation der Öl-Volumenströme

Der Öl-Volumenstrom hat direkten Einfluss auf die Kolbenkühlleistung. Ein höherer Öldurchsatz an der Kolbenspritzdüse führt mehr Wärme ab, was eine schnellere Ölerwärmung und Reibleistungssenkung mit sich bringt, benötigt aber parallel einen höheren Ölpumpenvolumenstrom und damit eine höhere Leistung. Welche Volumenströme hierfür optimal sind, zeigen die Ergebnisse in Abbildung 6-52.

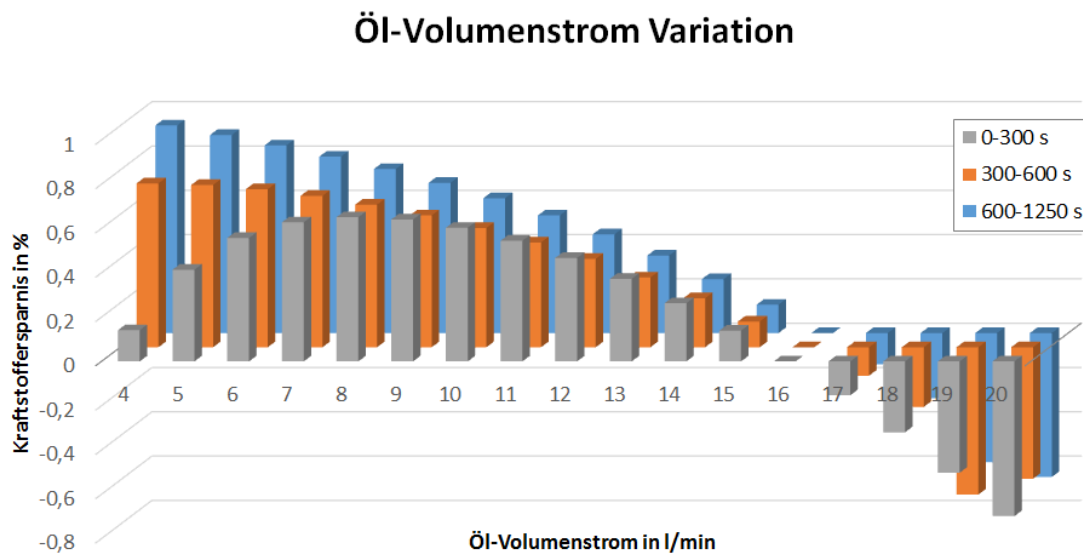


Abbildung 6-52: Kraftstoffersparnis in % mit der Öl-Volumenstromvariation für eine Kolbenkühlung im Betriebspunkt 15001/min und 50Nm bezogen auf den Referenzpunkt (16l/min)

Hierbei wurden verschiedene Volumenströme durch eine geänderte Ölpumpendrehzahl eingestellt und mit den Werten der Standardölpumpe (ungeregelt mit 16 l/min bei 1500/min) verglichen. Die dabei erzielten Kraftstoffverbrauchersparnisse sind eine Mischung aus verbessertem Wärmestrom ins Öl in Kombination mit einer geringeren Ölpumpenleistung. Gleichzeitig sinkt bei kleineren Volumenströmen der Wärmeeintrag ins Öl durch das Kühlwasser am Öl-Kühlmittelwärmeübertrager. Ob sich eine positive Bilanz beim Kraftstoffverbrauch einstellt, hängt von sehr vielen Faktoren ab. Zu Beginn der Warmlaufphase von 0-300s mit tiefen Öltemperaturen zeigt sich ein Volumenstrom von 8-9 l/min als optimal. In dieser Phase wird der erhöhte Volumenstrom benötigt, um viel Wärme vom Kolben in das Öl abzuleiten. Im späteren Verlauf ist es sinnvoll, die Ölvolumentströme nach und nach zu senken, da hier die Senkung der Ölpumpenleistung stärker ins Gewicht fällt als der Viskositätsgewinn am Öl durch den Wärmeeintrag. Bei einer optimalen Wahl der Volumenströme über den kompletten Zeitraum ist eine konstante Verbrauchersparung um ca. 1% zu erwarten. Diese bleibt darüber hinaus über den Warmlauf erhalten und senkt auch den Verbrauch über das Erreichen der Betriebstemperatur hinaus. Bei einer

Absenkung der Öl-Volumenströme muss natürlich immer drauf geachtet werden, dass die Tribologie im System nicht beeinträchtigt wird. Abbildung 6-53 zeigt wie eine abgestufte Volumenstromanpassung über den Zeitraum der Warmlaufphase für eine optimale Nutzung der Kolbenbodenkühlung aussehen könnte. So zeigte sich, dass eine dem Temperaturverlauf des Versuchsmotors angepasste langsame Absenkung des Ölvolumenstroms von anfänglich 9-10 l/min auf schlussendlich 4 l/min vorteilhaft ist.

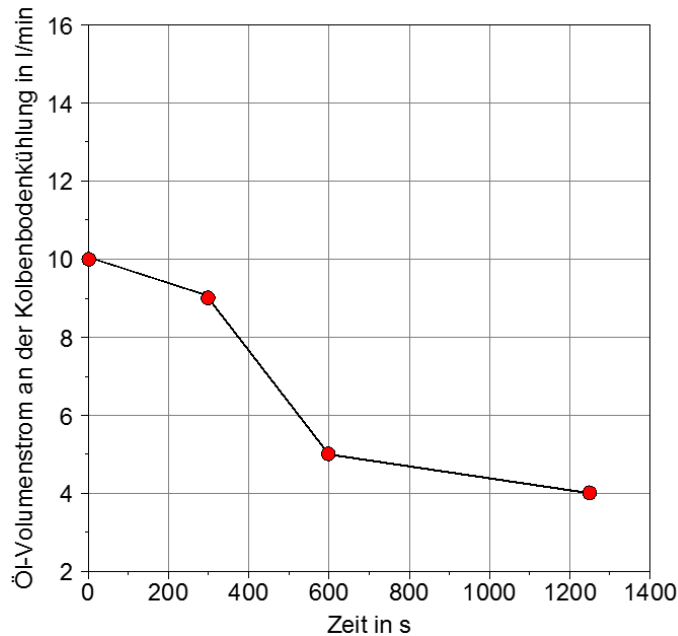


Abbildung 6-53: Volumenstromanpassung in der Warmlaufphase

6.2.2 Nockenwellenphasenverstellung

Im Kapitel 5.3.6 wurden die Modellansätze für die Simulation einer Nockenwellenphasenverstellung und deren Auswirkung auf den Motorwarmlauf beschrieben. Dazu wurden die Einlassnockenwelle von -10° bis $+60^\circ$ Nockenwinkel und die Auslassnockenwelle von -40° bis $+10^\circ$ variiert. Die maximalen Verstellwinkel sind in Abbildung 6-54 dargestellt und zeigen die Verstellung der Einlassnockenwelle und Auslassnockenwelle in positiver und negativer Richtung. Eine größere positive Ventilüberschneidung wie in Abbildung 6-54 ist auf Grund von Kollisionsgefahr zwischen Kolben und Ventil nicht realisierbar. Simuliert wurden Einzelbetriebspunkte als auch der NEFZ.

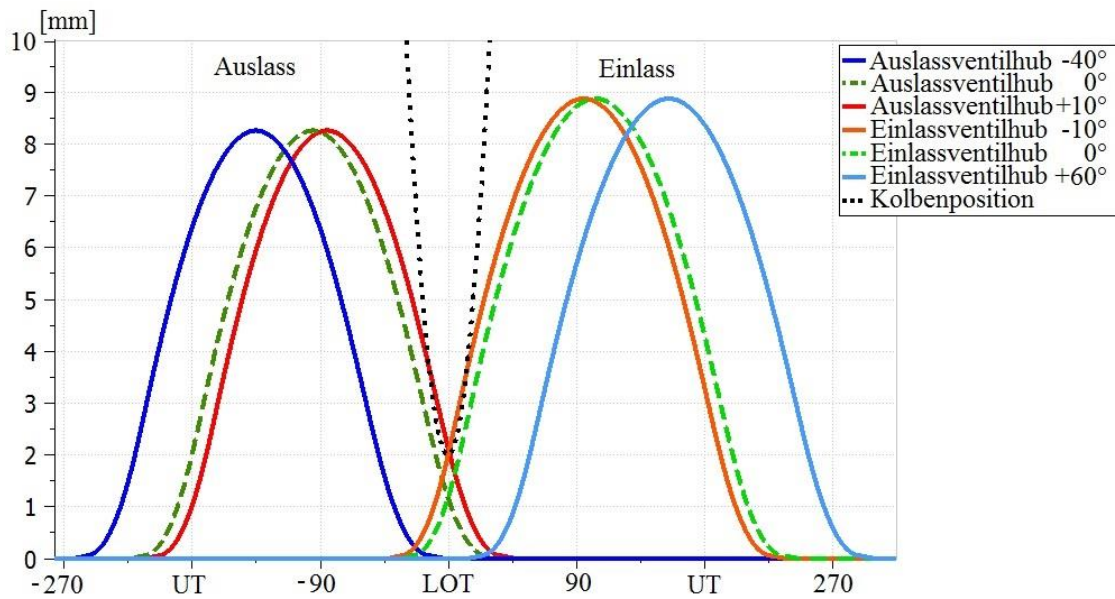


Abbildung 6-54: Ventilhubkurven mit maximalen Verstellwinkeln

Da die verschiedenen Nockenwellenstellungen zu unterschiedlichen Zylinderfüllungen führen und damit massiven Einfluss auf den Wirkungsgrad des Verbrennungsprozesses haben, ist es notwendig, diesen konstant zu halten. Hierfür wurde im Modell die Aufladung so geregelt, dass unabhängig von der Nockwellenstellung die volumetrische Zylinderfüllung mit dem dazugehörigen Endverdichtungsdruck gleich bleibt. Ein solcher Füllungsausgleich könnte über den Aufladegrad des Motors erfolgen.

Ergebnisse

Die nachfolgenden Diagramme der Betriebszustände zeigen die relative Wärmeänderung und die relative Kraftstoffverbrauchsänderung in Bezug auf die Basis ohne Nockenwellenverstellung (Punkt 0°/0°).

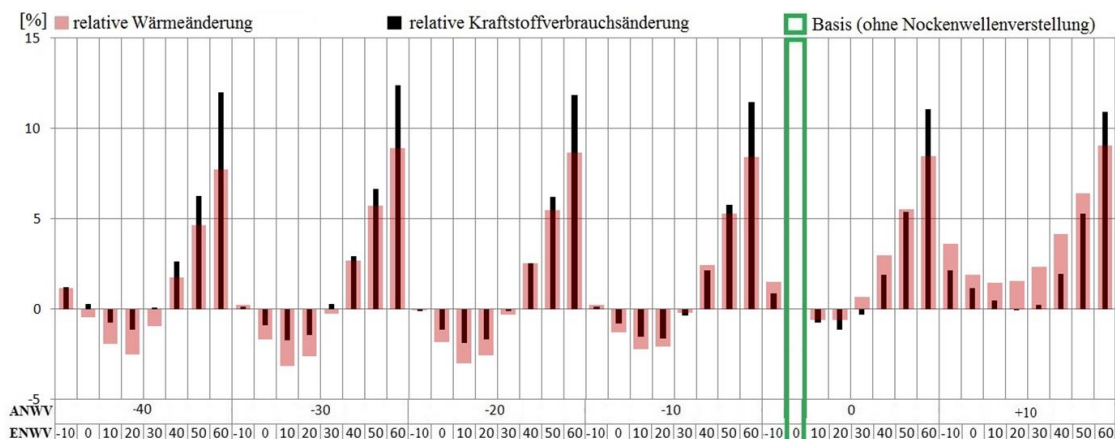


Abbildung 6-55: relative Wärmeänderung und Kraftstoffverbräuche im Vergleich zur Basis ohne Nockenwellenverstellung im NEFZ nach 1180 Sekunden

Die Abbildung 6-55 zeigt das Simulationsergebnis der verschiedenen Nockenwellenstellungen im NEFZ Fahrzyklus. Die abgeleiteten Wärmeströme über

Zylinderkopf, Laufbuchse und Kolben werden integriert und zu einer Gesamtwärme aufsummiert. Das Ergebnis ist eine auf die Basis bezogene Änderung der Wärme. Im Diagramm ist diese mit den roten Balken dargestellt und steht im Verhältnis zum Kraftstoffverbrauch (schwarze Balken).

Sehr deutlich zeigt sich die Tendenz im NEFZ, dass der Kraftstoffverbrauch mit größerer Phasenverschiebung der Einlassnockenwelle (ENWV) ansteigt (ANWV auf 0°). Mit steigendem Kraftstoffverbrauch geht auch ein größerer Wärmestrom einher. Die Verstellung der Auslassnockenwelle (ENWV bleibt dabei auf 0°) führt im Bereich von -10° bis -20° zu einer Abnahme des Kraftstoffverbrauchs und Reduktion des Wärmestroms. Erst in Verbindung der Verstellung von Einlass und Auslassnockenwelle lassen sich vereinzelt Effekte steigender Wärmeströme, bei gleichzeitig geringerem Kraftstoffverbrauch beobachten. Die maximale Wärme wird bei -30° Auslassnockenwellenstellwinkel und + 60° Einlassnockenwellenstellwinkel erreicht. Hierbei entsteht eine starke Zwischenkompression, die die Wandwärmeverluste und damit die Wärmeströme um +9% erhöht, aber zu Lasten des Wirkungsgrades gehen, und somit auch einen stark erhöhten Kraftstoffverbrauch von +12,3% mit sich führen. Extreme Nockenwellenstellungen wie diese könnten eventuell dann von Interesse sein, wenn eine sehr schnelle Aufheizung des Brennraums einen großen Emissionsvorteil bieten, dass dieser den reinen Mehrverbrauch von Kraftstoff kompensiert. Dabei müssen aber die Spitzentemperaturen und NO_x Bildungsmechanismen beachtet werden. Aus Sicht des Kraftstoffverbrauchs sind der Verstellbereich von ANWV +10° und ENWV +20° bis +30° als auch der Punkt, ANWV 0° und ENWV +30° interessant. Hier zeigt sich eine positive Bilanz von höherem Wärmestrom bei geringerem oder fast gleichem Verbrauch. Eine konstante Wellenstellung ist für einen Fahrzyklus mit seinen wechselnden Lastpunkten natürlich nicht das Optimum. Je nach Lastpunkt haben die Versuche unterschiedliche Nockenwellenstellungen als Optimum ausgewiesen. Hierbei haben sich Phasen mit leichter Zwischenkompression als positiv für den Warmlauf herausgestellt.

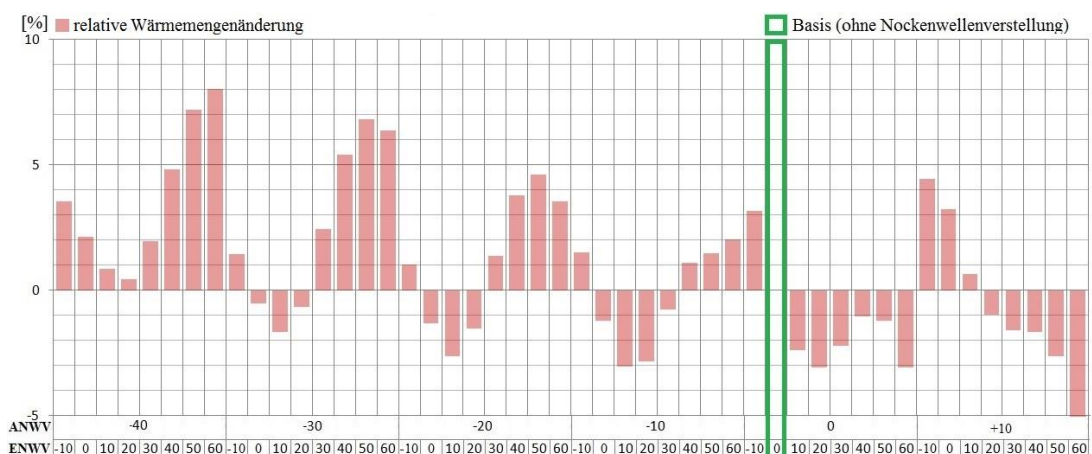


Abbildung 6-56: Schubbetrieb von 3000U/min auf 850U/min

Ein wichtiger transienter Betrieb ist der Schubbetrieb. Er beschreibt den Zustand in dem der Motor durch die Rollbewegung des Fahrzeugs geschleppt wird. In diesem Fall wird kein

Kraftstoff mehr eingespritzt, sodass durch die fortlaufende Kompression im Zylinder das Fahrzeug gebremst wird.

Hierbei können extreme Nockenwellenpositionen mit starker Zwischenkompression für eine Erhöhung der Wärmeströme genutzt werden. Abbildung 6-56 weist für große Überschneidungen einen zusätzlichen Wärmestrom von ca.: +8% aus. Die Ergebnisse im Schubbetrieb wurden ohne Füllungsausgleich gerechnet, da hier im Normalfall keine Aufladung des Motors möglich ist.

Die Auswertung für den NEFZ ergab einen Vorteil von ca.: 1,8% gegenüber der Basis. Hierbei ist aber zu beachten, dass dabei auch Vorteile aus dem Ladungswechsel auf Grund des Füllungsausgleichs durch Aufladung mit ins Ergebnis einfließen. Dieser müsste herausgerechnet werden, um eine gesonderte Bewertung vornehmen zu können. Ein Aufladesystem müsste überdies hinaus das zusätzliche Aufladungspotential für die einzelnen Lastpunkte bieten.

6.2.3 Zylinderkopf in Sandwichbauweise

Jedes im Motorenbau eingesetzte Material hat unterschiedliche thermische und physikalische Eigenschaften, welche sich z.B. positiv oder negativ auf das Aufheizverhalten auswirken können. Aluminium als Werkstoff ist leicht, gut zu bearbeiten und ein guter Wärmeleiter. Was für hohe Betriebslasten, für den Bauteilschutz von Ventilen und Sitzringen von Vorteil ist, kann sich in anderen Lastpunkten oder thermischen Zuständen als Nachteil herausstellen. Die guten Wärmeleitungseigenschaften können in der Warmlaufphase hinderlich sein, da die ins Feuerdeck eingebrachte Wärme schnell abgeführt wird, sodass die Wandtemperatur im Brennraum am Feuerdeck nur langsam ansteigt. Zukünftig sind Zylinderköpfe aus verschiedenen Materialien wie Stahlgusslegierung im Bereich des Feuerdecks herstellbar. Dies bietet Steifigkeitsvorteile bei hohen Zylinderdrücken und eventuell Vorteile bei den Wandwärmeverlusten, da höhere Bauteiltemperaturen zulässig wären. Die fast fünf Mal geringere Wärmeleitfähigkeit von Stahlguss gegenüber Aluminium legt die Vermutung nahe, dass dies einen positiven Einfluss auf den Warmlauf haben könnte. Die thermische Leitfähigkeit der Materialien lässt sich dabei nach Gleichung (6-1) bestimmen [Var14]:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot [1 + c_t \cdot \Delta T + c_{t2} \cdot (\Delta T)^2] \text{ mit } \Delta T = T(t) - T_{ref} \quad (6-1)$$

(die Referenztemperatur beträgt für Festkörper 25°C)

mit den Koeffizienten.

λ		λ_0	c_t	c_{t2}
	<i>Grauguss</i>	27,92	$7,622 \cdot 10^{-4}$	$-1,130 \cdot 10^{-6}$
	<i>AlSi12</i>	168	$-2,945 \cdot 10^{-4}$	$-5,437 \cdot 10^{-7}$

Die Ergebnisse der Simulation zeigen jedoch ein anderes Verhalten. Abbildung 6-57 bildet den Verlauf der Temperaturen am Feuerdeck für Materialen Aluminium (ALSi12) und Stahlguss (GS53) ab. Es kann keine positive Temperaturveränderung im Bereich des Feuerdecks hinsichtlich des Warmlaufs detektiert werden.

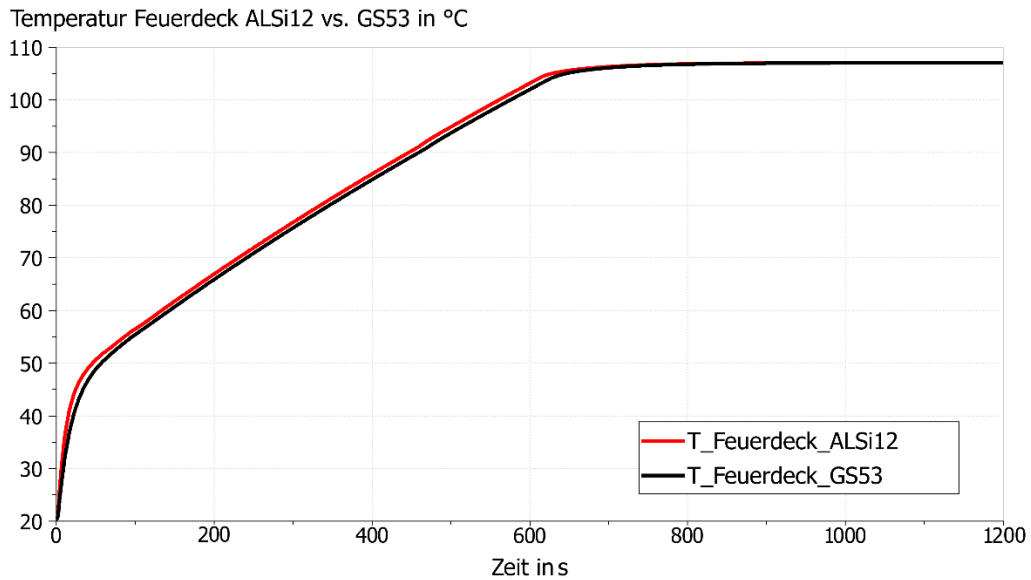


Abbildung 6-57: Vergleich der Temperaturen des Feuerdecks für die Materialien ALSi12 und GS53 im Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm

Die Erwärmung der Komponente verzögert sich sogar, bis Beide zum Ende der Erwärmung das gleiche Temperaturniveau haben. Die etwa 2,7-fach höhere Masse wirkt sich in der 1D Betrachtung negativ auf die benötigte Aufheizenergie aus und kann durch die geringere Wärmeleitfähigkeit nicht kompensiert werden.

Die spezifische Wärmekapazität ist bei beiden Materialien ähnlich groß und wird nach Gleichung (6-2) [Var14] berechnet:

$$\text{spezifische Wärmekapazität [J/(kgK)]}$$

$$c_p = c_{p0} \cdot [1 + b_t \cdot \Delta T + b_{t2} \cdot (\Delta T)^2] \quad (6-2)$$

mit den Koeffizienten

c_p		c_{p0}	b_t	b_{t2}
	<i>Grauguss</i>	526,4	$1,024 \cdot 10^{-3}$	$-1,913 \cdot 10^{-7}$
	<i>ALSi12</i>	853	$-5,802 \cdot 10^{-5}$	$-1,713 \cdot 10^{-6}$

Abbildung 6-58 zeigt die gespeicherten inneren Energien im direkten Vergleich. Wie bereits beschrieben, ist der Energiebedarf der Gussvariante zwei Mal höher. Im direkter Vergleich dazu der massereichere Abschnitt des Mittelteils des Zylinderkopfes im Modell (welcher 80% der Zylinderkopfgewichtsmasse im Modell einnimmt – gepunktete Linie).

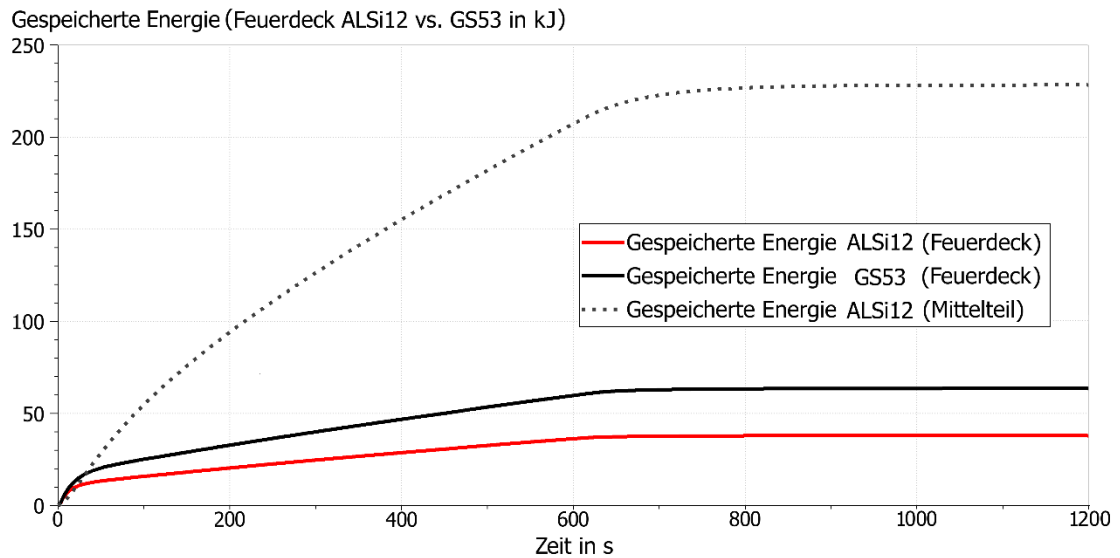


Abbildung 6-58: Vergleich der gespeicherten inneren Energie des Feuerdecks für die Materialien ALSi12 und GS53 im Lastpunkt 1500 1/min und 50 Nm

Dies hat zur Folge, dass sich für den Messablauf ein leicht höherer Kraftstoffverbrauch von etwa 0,3% einstellt.

Zylinderköpfe bestehend aus unterschiedlichen Materialien wie Aluminium und Stahl, können Vorteile in der Steifigkeit, dem Brennverfahren oder den Emission haben, wirken sich aber gegenüber konventionellen Aluminiumzylinderköpfen leicht negativ auf das Aufheizverhalten aus. Die dominierende Größe ist dabei die gespeicherte Energie welche kaum durch andere Effekte kompensiert werden kann.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Aus verschiedenen Literaturquellen und Untersuchungen konnte eine Übersicht über die aktuellen Ansätze im Bereich der thermischen Motoroptimierung gegeben werden. Eine Vergleichbarkeit vieler Ergebnisse aus der Literatur war auf Grund der Untersuchungsmethodik an verschiedenen Versuchsträgern mit unterschiedlichen Versuchsbedingungen nicht gegeben.

Daraus leitete sich der Grundgedanke dieser Arbeit ab, eine Auswahl an Maßnahmen welche ein hohes Kraftstoffeinsparpotential vermuten lassen, an einem gleichbleibenden Versuchsträger zu untersuchen, so dass diese direkt verglichen werden können. Ansätze welche zu aufwendig für eine Umsetzung am Prüfstandsmotor waren, wurden dabei mittels eines Simulationsmodells untersucht.

Hierfür wurde das Simulationsmodell aus dem FVV Projekt „Motorwärmetausch“ in entscheidenden Bereichen erweitert. Der grundlegendste Eingriff stellte die Koppelung des ursprünglichen Modells; dem thermischen Netzwerk; mit einem zyklusaufgelösten Verbrennungsmodell dar. Hiermit ergibt sich die Möglichkeit, den Einfluss auf das Aufheizverhalten durch Lastpunktverschiebungen auf Grund thermischer Zustandsänderungen und Applikationsvariationen zu untersuchen.

Weiterhin können direkt Kraftstoffverbrauchsverläufe mit Messdaten abgeglichen werden. Im Ausgangsmodell war dies nur über die theoretische Abnahme der Gesamtreibung darstellbar. Zusätzlich wurden Ansätze für eine Kolbenbodenkühlung und Nockenwellenphasenverstellung implementiert.

Für die direkten Untersuchungen an einem Versuchsträger, wurde ein 2.0 Liter Common-Rail-Motor mit 71 Temperaturmessstellen bestückt. Entlang einer Zylindereinheit wurden verschiedene Bereiche in ihrem Aufheizverhalten über unterschiedliche Betriebspunkte beobachtet. Rückschlüsse hieraus wurden genutzt, um zusätzliche Ansätze zur Verkürzung der Aufheizphase zu erarbeiten.

Im Verlauf der Arbeit wurden 15 verschiedene Maßnahmen untersucht. Abbildung 7-1 gibt eine Zusammenfassung und Übersicht bezüglich ihres Kraftstoffeinsparpotentials für den Betriebspunkt von 1500 1/min und 50 Nm wieder.

Die höchsten Potentiale mit 3,1 und 3,3% zeigen das 0W20 Leichtlauföl und das stehende Wasser. Das stehende Kühlwasser auf Grund eines sehr kleinen Kühlmittelvolumenstroms, wie in diesen Versuchen über ein einfaches Ventil umgesetzt, zeigte bei geringem Aufwand ein sehr hohes Kraftstoffeinsparpotential. Liegen die maximalen Einsparungen (siehe Kapitel 2) für die Warmlaufphase bei etwa 9%, so stellen die erreichten 3,3% eine mehr als 30-prozentige Verbesserung dar. Eine Einsparung von 4,5 bis 5% wird, auch bei Kombination verschiedener Maßnahmen, als maximal erreichbares Potential geschätzt. Dies entspricht einer Optimierung der Aufheizphase von 50 bis 60%. Lediglich Vorheiz- oder Isolationsprozesse, können höhere Einsparungen erzielen. Alle anderen Maßnahmen sind an ein zeitliches Erwärmungsverhalten gekoppelt.

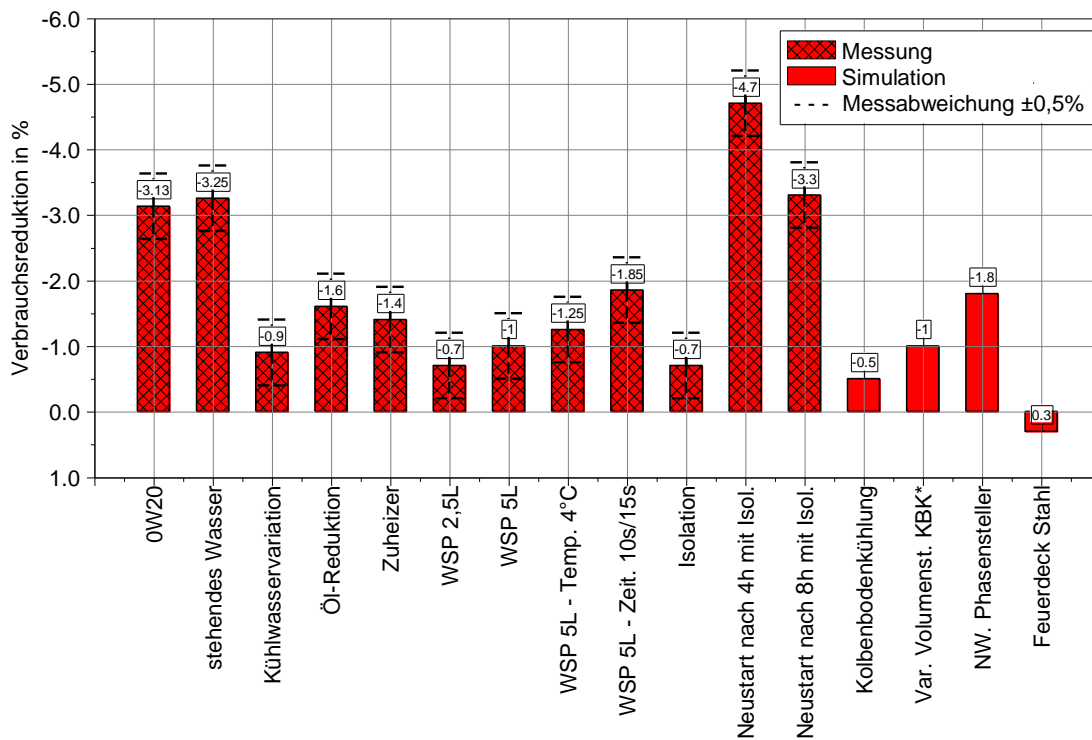


Abbildung 7-1: Vergleich aller untersuchten und simulierten Thermomanagementmaßnahmen für den Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm

Trotzdem konnte gezeigt werden, dass durch sehr einfache Eingriffe wie einer Kühlmittelzusammensetzung mit sehr hohem Ethylenglykolgehalt oder einer Öl-Reduktion gute Ergebnisse von 0,9 bis 1,6% Verbrauchsreduktion erzielbar sind. Zuheizfunktionen können je nach Energiequelle sinnvoll sein, aber eignen sich eher bei tieferen Temperaturen. Empfehlenswert ist dabei die Vorheizung. Ein Zuheizen während des Warmlaufs wie in diesen Versuchen, zeigt bezogen auf die eingesetzte Energie, trotz 1,4% Kraftstoffeinsparung, eine leicht negative Gesamtenergiebilanz. Der Einsatz von Kühlmittel-Wärmespeichern ist dann zu empfehlen sofern es Bauraum und Kosten zulassen. Mit ihnen lassen sich mit den untersuchten Varianten je nach Menge und Integration ins System bis zu 2% Kraftstoff in der Aufheizphase einsparen. Es hat sich hierbei gezeigt, dass eine Einbindung über den Öl-Wasserwärmeübertrager mit einer verzögerten Speicherentladung am effektivsten ist. Eine Kapselung des Motors verbessert neben der Akustik auch das thermische Verhalten. Der positive Einfluss auf die Aufheizphase fällt aber, wie zu erwarten, mit 0,3% Kraftstoffersparnis relativ gering aus. Jedoch haben sich hohe Potentiale für die Abkühlphase ergeben. Hier konnten bei einem erneuten Motorstart nach 8h bzw. 4h Abkühlzeit 3,3 bis 4,7% Kraftstoff eingespart werden. Daher ist eine motorferne Kapselung wie in diesen Versuchen behandelt empfehlenswert, gerade wenn Fahrzeuge durch eine Hybridisierung häufig wechselnde Belastungs- und Abkühlphasen haben.

Eine variable Kolbenbodenkühlung in Verbindung mit einer regelbaren Ölpumpe zeigte neben der Möglichkeit, die Aufheizphase zu optimieren auch dauerhaftes Einsparpotential ab dem Erreichen der Betriebstemperatur. Hier kann je nach Reduzierung des

Volumenstroms an der Kolbenbodenkühlung, in gleichem Maß der Volumenstrom der Ölpumpe reduziert werden. Bis zu 1% Kraftstoff kann so konstant über die Aufheizphase hinaus eingespart werden. Die Untersuchungen zum Nockenwellenphasensteller müssen hinsichtlich ihres simulierten Potentials kritisch gesehen werden, da die ausgewiesenen 1,8% Kraftstoffersparnis zum Teil auf reduzierte Ladungswechselerluste zurückzuführen sind. Jedoch hat sich gezeigt, dass eine Phasenstellung mit leichter Zwischenkompression zu mehr Wärmeeintrag führt ohne den Kraftstoffverbrauch negativ zu beeinflussen. Gerade im Schiebebetrieb können hier bis zu 9% mehr Wärmestrom generiert werden. Die daraus erzielbaren Einsparungen unterscheiden sich je nach Fahrzyklus, werden aber aus den bisherigen Erfahrungen abgeleitet trotz allem relativ gering sein und etwa im zehntel Prozentbereich liegen. Ein zweiteiliger Aluminium Zylinderkopf gepaart mit einem Feuerdeck aus Stahl zeigte in der Simulation eine Verschlechterung im Aufheizverhalten. Auf Grund der höheren Bauteilmasse wird mehr Wärme für den Aufheizprozess benötigt, sodass sich ein Mehrverbrauch von 0,3% einstellt.

Abschließend wurden Versuche durchgeführt inwiefern das in dieser Arbeit erweiterte Simulationsmodell auf andere Motoren übertragbar ist. So hat sich gezeigt, dass bei artverwandten Motoren, von einer grundsätzlichen Übertragbarkeit mit einer mittleren Abweichung von 4K ausgegangen werden kann. Mit Hilfe des erweiterten Simulationsmodells können die hier vorgestellten Thermomanagementmaßnahmen, sowie weitere Ansätze an anderen Motoren auf ihre Wirksamkeit und ihr Einsparpotential hin untersucht werden.

Zukünftig werden sich wohl Thermomanagementmaßnahmen zur Umsetzung anbieten, welche multidisziplinäre Vorteile haben. Die Motorkapselung z.B., welche neben thermischen auch akustische Vorteile bietet, oder die geregelte Kolbenbodenkühlung. Hier verbinden sich Optimierung von Warmlauf und Teillastfahrzuständen mit der Absicherung von Hochlastpunkten mit großer Kolbenflächenleistung. Analog dazu wäre die Nutzung einer variablen Kühlmittelpumpe (stehendes Wasser) zu sehen. Synergieeffekte bieten auch Maßnahmen, welche über die Aufheizphase hinaus Einsparpotentiale hervorbringen, wie eine veränderte Kühlmittelzusammensetzung. Hier erfolgt eine dauerhafte Kühlung des Motors auf einem höheren Temperaturniveau, welches in Kombination mit Maßnahmen wie der in Kapitel 2.7.2 vorgestellten Mikrostrukturierung von Oberflächen, trotzdem thermisch stabil gehalten werden kann. Thermomanagement wird in den kommenden Jahren die Motorenentwicklung nachhaltig beeinflussen und unverzichtbar sein bei der Erfüllung zukünftiger Emissionsziele.

8 Literaturverzeichnis

- [AMEH13] AMEHelp Artikel: "VANEVCT0 - cam phaser chambers" Version: 13.0.0 / Rev13
- [Bar00] Barba, C.; Burkhardt, C.; Boulouchos, K.; Bargende, M.: A Phenomenological Combustion Model for Heat Release Rate Prediction in High-Speed DI Diesel Engines with Common Rail Injection, SAE Technical Paper 2000-01-2933, 2000.
- [Bar01] Barba, C.: Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung, Dissertation, ETH-Zürich 2001.
- [Bass04] Basshuysen, R.; Schäfer, F.: Lexikon Motorentechnik, Der Verbrennungsmotor von A-Z1. Auflage April 2004, Vieweg Verlag, Wiesbaden 2004
- [Beul14] Beulshausen, J.: Thermomanagement als Maßnahme zur Reibungsreduktion von Verbrennungsmotoren ; Dissertation, RWTH Aachen, 2014
- [BMVB08] Bundesministeriums für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung, Institut für angewandte Sozialwissenschaft GmbH, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. Institut für Verkehrsforschung. "MiD 2008, Mobilität in Deutschland 2008." (2008).
- [Bosc03] Dietsche, K.; Jäger, T.; Robert Bosch GmbH: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 25. Auflage, Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2003
- [Bosc07] Robert Bosch GmbH, Automotive Handbook, 7th Edition, Wiley & Sons, Sussex/England, 2007
- [Böhn13] Böhning, P.; Hoffmann, M.; Le Clech, L.; Daimler AG: „Offenlegungsschrift zur geregelten Schmiermittelversorgung“; Patentschrift 2013: DE 10 2012 004 003 A1 2013.08.29
- [Brüc10] Brück, R.; Konieczny, R.: Thermomanagement für Niedrigstmissionskonzepte moderner Antriebe; Der elektrisch heizbare Katalysator/Thermal management for low emission concepts of modern engines; The electrically heated catalyst, 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2010
- [Cont15] Pressemitteilung: Continental feiert Erfolg einer bewährten und kosteneffizienten Injektortechnologie, Continental 19.01.2015 www.continental-presse.de
- [Deu13] Deuß, T.: Reibverhalten der Kolbengruppe eines Pkw-Dieselmotors, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2013.

- [Dism14] Dismon, H.; Krebber-Hortmann, K.; Seggewiß, P.; Rothgang, S.; Seifert, F.: Kraftstoffverbrauchssenkung mittels innovativer Komponenten des Thermomanagements aus J. Liebl. Internationaler Motorkongress 2014 Springer Fachmedien 2014 Wiesbaden
- [Dohm06] Dohmen, J.; Barthel, R.; Klopstein, S.: Virtuelle Kühlsystementwicklung; MTZ - Motortechnische Zeitschrift; Dezember 2006, Volume 67, Issue 12, pp 966-973
- [Duv16] Duvigneau, F.; Luft, T.; Hots, J.; Verhey, J.: Thermo-acoustic performance of full engine encapsulation – A numerical, experimental and psychoacoustic study; Journal: Applied Acoustics, Volume 102, 15 January 2016, Pages 79 -87; doi:10.1016/j.apacoust.2015.09.012
- [Eck08] Eckey, H.-F., Kosfeld, R., Türck, M.: Deskriptive Statistik: Grundlagen - Methoden - Beispiele, 5. Auflage, Lehrbuch, Gabler, Wiesbaden, 2008.
- [Eder08] Eder, A.; Steinberg, P. (Hrsg): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI : Nichts geht verloren - Wärmemanagement als Baustein der BMW Strategie Efficient Dynamics; Haus der Technik/expert Verlag, Renningen, 2008
- [Eile13] Eilemann, A.; Kölblin, R.; Müller, R.; Strauss, T.: Enthalpy storage concept for CO2 reduction; MTZ worldwide, January 2013, Volume 74, Issue 1, pp 12-17
- [Fave07] Favez, J.; Weilenmann, M.; Stilli, J.: Cold start extra emissions as a function of engine stop time: Evolution over the last 10 years, Atmospheric Environment; May 2009, S.: 996-1007
- [Glyk07] GLYKOSOL N Datenblatt Stand 01.01.2007; pro KÜHLSOLE GmbH Maurerstraße 46 D-52477 Alsdorf Telefon 0 24 04/67 65-0 Telefax 0 24 04/67 65-10 eMail: info@prokuehlsole.de www.prokuehlsole.de
- [Goßl10] Goßlau, D.; Briesemann, S.; Steinberg, P. (Hrsg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII: Potentialermittlung und –beurteilung von Wärmemanagementmaßnahmen; Haus der Technik/expert Verlag, Renningen, 2010
- [Hadl04] Hadler, J.; Nederkorn, W.; Urban, P.: "Der neue Fünfzylinder-Dieselmotor von Volkswagen." MTZ-Motortechnische Zeitschrift (Januar 2004) Volume 65: 8-19.
- [Haupt13] Christian, H.: Ein multiphysikalisches Simulationsmodell zur Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten im Kraftfahrzeug. Technische Universität München. Institut für Energietechnik, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Dissertation.2013
- [Hofm98] Hofmann, P.; Indra, F.; Deußen, N. (Hrsg): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs: Neues Wärmespeichersystem zur Verminderung der Kaltstartemissionen und Erhöhung des Komforts; expert Verlag, Renningen, 1998

- [Jack90] Jackson, N.; Pilley, A.; Owen, N.: Instantaneous Heat Transfer in a Highly Rated DI Truck Engine. SAE-Paper 900692, 1990.
- [Jany08] Jany, P.; Thielke, G.: Thermodynamik für Ingenieure; 7. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag; Wiesbaden 2008
- [Kaji03] Kajiwara, H.; Fujioka, Y. et al.: Prediction of Temperatures on Pistons with Cooling Gallery in Diesel Engines using CFD Tool. SAE-Paper 2003-01-0986, 2003.
- [Karl02] Bonfig, K.: „Technische Durchflussmessung: unter besonderer Berücksichtigung neuartiger Durchflussmessverfahren“, Vulkan-Verlag, Essen, 3. Auflage, 2002
- [Kar09] Karrar, E.: Untersuchungen zum Reibungsverhalten und Ölverbrauch der Kolbengruppe von Verbrennungsmotoren, Dissertation, RWTH Aachen, 2009.
- [Kopp13] Koppers, M.; Tatarinov, D.; Bastian, G.; Proff, H. (Hrsg): Schritte in die künftige Mobilität: Thermoelektrische Generatoranlage zur Energierückgewinnung im Kraftfahrzeug, Springer Fachmedien Wiesbaden 2013
- [Korm06] Kormann, C.; Steinberg, P. (Hrsg): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V : Optimierte Wärmeübertragung durch state of the art Wärmeübertragungs- und Kühlerschutzmittel; Haus der Technik/expert Verlag, Renningen, 2006
- [Lind02] Lindl, B.; Deußen, N. (Hrsg): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, III: Einfluss von kraftstoffbetriebenen Heizern auf Rohemission und Heizkomfort bei Kaltstart und Warmlauf von Dieselmotoren; Haus der Technik/expert Verlag, Renningen, 2002
- [Maas05] Maassen, F.; Dohmen, J.; Pischinger, S.; Schwaderlapp, M.: Reibleistungsreduktion; MTZ - Motortechnische Zeitschrift; July 2005, Volume 66, Issue 7-8, pp 592-597
- [Mahl11] Mahle GmbH: Kolben und motorische Erprobung; 1. Auflage; Vieweg + Teubner Verlag / Springer Fachmedien GmbH; Wiesbaden 2011
- [Maye05] Mayer, T.: Feststoff-SCR-System auf Basis von Ammoniumcarbammat, Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2005
- [Merk09] Merker, G.; Schwarz, C. (Hrsg.): Grundlagen Verbrennungsmotoren, 4 Auflage, Vieweg+Teubner GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009
- [Merk12] Merker, G.; Schwarz, C.; Teichmann, R.: Grundlagen Verbrennungsmotoren - Funktionsweise, Simulation, Messtechnik, Vieweg + Teubner Verlag Wiesbaden, 6. Auflage 2012, Seite 505

- [Mock10] Mock, P.: Entwicklung eines Szenariomodells zur Simulation der zukünftigen Marktanteile und CO₂-Emissionen von Kraftfahrzeugen; Dissertation, Institut für Fahrzeugkonzepte, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Universität Stuttgart, 2010
- [Moll07] Mollenhauer, K.; Tschöke, H.: Handbuch Dieselmotoren, 3. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [Neu05] Neugebauer, S.; Hess, U.; Mitterer, A.; Steinberg, P. (Hrsg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI : Das Wärmemanagement des neuen BMW Reihensechszylindermotors; Haus der Technik/expert Verlag, Renningen, 2005
- [Nikl04] Niklas, R.; Hoffmann, M.; Le Clech, L.; DaimlerChrysler AG: „Vorrichtung zum Regeln einer Kolbenkühlung einer Hubkolbenmaschine“; Patentschrift 2013: DE 10 20004 047 549 A1 2006.04.20
- [Raab07] Raab, F.: Untersuchungen zur Reduzierung von Kohlenwasserstoff-Emissionen im Kaltstart von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung; Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation 2007, Seite 7-12
- [Rams07] Ramstorfer, F.; Steiner, H.; Brenn, G.: Effect of the vapor phase on the near-wall velocity field in subcooled boiling flow; 6th International Conference on Multiphase Flow, ICMF 2007, Leipzig, Germany, July 9 – 13, 2007
- [Reip89] Reipert, P.; Mielke, S.; Essig, G.: Pistons of DI-Diesel Engines with Reduced Heat Flow. SAE-Paper 891899, 1989
- [Reich09] Reichler, M.: Theoretische Untersuchungen zur Kühlleistungssteigerung durch innovative Kühlsysteme für BrennstoffzellenElektrofahrzeuge; Dissertation, Universität Stuttgart 2009
- [Reu98] Reulein, C.: Simulation des instationären Warmlaufverhaltens von Verbrennungsmotoren; Dissertation, TU München 1998.
- [Rich04] Richter, R.; Tohnhauser, J.; Schreiner, M.; Steinberg, P. (Hrsg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV: Gesamtfahrzeug – Wärmemanagement mit einem neuen Wärmeübertrager-Prüfstand; Haus der Technik/expert Verlag, Renningen, 2004
- [Rich06] Richter, R.; Goßlau, D.; Binnenbruck, R.; Steinberg, P. (Hrsg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V: Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch Vorausschauendes Wärmemanagement; Haus der Technik/expert Verlag, Renningen, 2006

- [Rott15] Rottengruber, H.: Vorlesung Verbrennungsmotoren II; Vorlesung Masterstudium Sommersemester 2015, Otto von Guericke Universität Magdeburg, Institut für Mobile Systeme
- [Scho06] Scholz, I.: Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck eines Benzinmotors mit Direkteinspritzung; Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität, 2006.
- [Schw92a] Schwarzmeier, M.: Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren; Dissertation, TU München, 1992.
- [Schw92b] Schwarzmeier, M.: Vorhaben Nr. 421 ; Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck ; Abschlußbericht, FVV, Frankfurt/M, 1992.
- [Spin15] Spindler, K. : Lehrveranstaltung: Grundlagen Wärmeübertragung – Kapitel 3: erzwungene Konvektion:
http://www.itw.unistuttgart.de/dokumente/Lehre/waermeuebertragung/3_Erzwungene_Konvektion.pdf
- [Stit12] Stitterich, E.: Experimentelle Untersuchung zur Wirkung von Kühlkanälen in Kolben von Pkw-Dieselmotoren; Dissertation, Shaker Verlag, 2012,
- [Thie82] Thiele, E.: Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbenantrieben; Dissertation, Universität Hannover, 1982.
- [Tods12] Todsén, U.: Verbrennungsmotoren; Carl Hanser Verlag, München; 2012
- [Varg14] Varga, P.: Thermisches Modell eines Verbrennungsmotors zur Untersuchung des Warmlaufverhaltens; Dissertation, Otto von Guericke Universität Magdeburg, 2014
- [VDI94] VDI-Gesellschaft Entwicklung, K. V. / A. G.: Auslegung von Gleitlagerungen: Grundlagen; Berechnung ; Kennzahlen und Beispiele für Radiallager ; Kennzahlen und Beispiele für Axiallager, 1992nd ed., VDI-Richtlinien, Vol. 2204, VDI-Verl, Düsseldorf, 1994.
- [VZTS13] Varga, P. ; Zeitz, V. ; Tschöke, H. ; Schmidt, J.: Thermisches Motormodell zur Simulation des Warmlaufverhaltens. In: 13. Internationales Stuttgarter Symposium "Automobil und Motorentechnik" (26./27. Februar 2013)
- [Weil09] Weilenmann, M.; Favez, J.; Alvarez, R.: Cold-start emissions of modern passenger cars at different low ambient temperatures and their evolution over vehicle legislation categories. Atmospheric Environment; May 2009, S.: 2419-2429
- [Wein09] Weinrich, M.: Ein Mittelwertmodell zur Thermomanagementoptimierung von Verbrennungsmotoren, expert Verlag, 1. Auflage 2009, Seiten 92 ff., 96 ff.

- [Wos87] Woschni, G.; Spindler, W.; Kolesa, K.: Heat Insulation of Combustion Chamber Walls – A measure to Decrease the Fuel Consumption of I.C. Engines? SAE-Paper 870339, 1987
- [Wos88] Woschni, G. et al.: Einfluss von Brennraumisolierungen auf den Kraftstoffverbrauch und die Wärmeströme bei Dieselmotoren; MTZ, Jahrgang 49, Heft 7/8, 1988.
- [Yao09] YAO Chun-de; YANG Guang-feng; NI Pei-yong : Reducing Emission of Gasoline Engine During Cold-Start Using a Rapid Air Heater; Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009-03
- [Yold02] Yoldjou, C.; Tuschinski, G.; Deußen, N. (Hrsg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs III: WarmUp- ein neues Tool zur Bewertung des Kundennutzens von Wärmemanagement-Maßnahmen; Haus der Technik/expert Verlag, Renningen, 2002
- [ZVTS11] Zeitzi, V. ; Varga, P. ; Tschöke, H. ; Schmidt, J.: Simulation des Wärmetransportes in Verbrennungsmotoren zur Reduzierung der Reibung und CO2-Emissionen unter Warmlaufbedingungen. Tagungsbeitrag Zwischenbericht. In: Informationstagung Motoren Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (17./18. März 2011), S. 487 508
- [ZVST13] Zeitzi, V. ; Varga, P. ; Tschöke, H. ; Schmidt, J.: Motorwärmetausch: Simulation des Wärmetransportes in Verbrennungsmotoren zur Reduzierung der Reibung und CO2-Emissionen unter Warmlaufbedingungen; Abschlussbericht: Vorhaben Nr. 421. Bd. 976. Frankfurt/M : Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 2013
- [ZVTS13a] Zeitzi, V. ; Varga, P. ; Tschöke, H. ; Schmidt, J.: Simulation des Wärmetransportes in Verbrennungsmotoren zur Reduzierung der Reibung und CO2-Emissionen unter Warmlaufbedingungen. Tagungsbeitrag Abschlussbericht. In: Informationstagung Motoren FVV. (11./12. April 2013)
- [ZVTS13b] Zeitzi, V. ; Varga, P. ; Tschöke, H. ; Schmidt, J.: Motorwärmetausch II: Nachweis der Prognosefähigkeit des thermischen Motormodells zur Bewertung konstruktiver Maßnahmen in Bezug auf ein verbessertes Warmlaufverhalten. Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 1111. Bd. 1025. Frankfurt/M : FVV, 2013
- [ZVTS13c] Zeitzi, V. ; Varga, P. ; Tschöke, H. ; Schmidt, J.: Simulation des Wärmetransportes in Verbrennungsmotoren unter Warmlaufbedingungen. Tagungsbeitrag und Vortrag. In: 11. Magdeburger Maschinenbau-Tage (25./26.09.2013)
- [ZVTS14] Zeitzi, V. ; Varga, P. ; Tschöke, H. ; Schmidt, J.: Simulation of Heat Transfer in Combustion Engines; Journal peer reviewed; MTZ worldwide Issue no.: 2014-07

9 Anhang

9.1 Auswahl und Identifikation der Temperaturmessstellen

Um eine verlässliche Aussage über das Warmlaufverhalten eines Motors und die Erwärmung der kritischen Bereiche machen zu können ist es wichtig, genaue Kenntnisse über die Temperaturverteilung und die daraus resultierenden Wärmeströme zu haben. Hierfür gilt es, charakteristische Punkte im Motor zu messen, welche eine hohe Aussagekraft für den Erwärmungsprozess haben.

Die Hauptmessstellen zur Kontrolle der Bauteiltemperaturen und Wärmeströme befinden sich im Zylinderkopf, im Zylinderblock und im Bereich der Nocken- und Kurbelwelle.

Entscheidend für ein optimales Warmlaufverhalten sind der Wärmeeintrag ins Öl an den Reibstellen, sowie die Verteilung der Wärmeströme aus dem Wärmeeintrag der Verbrennung in das Zylinderkurbelgehäuse (Laufbuchse) und den Zylinderkopf (Feuerdeck).

Grundsätzlich kann zwischen Messstellen im Bereich der Reibstellen (Wärmeeintrag ins Öl) und Messstellen zur Aufnahme der Wärmeströme ins Kühlwasser als auch Wärmeströme zur Motoraußenseite mit freier Konvektion, unterschieden werden.

Die Temperaturmessstellen wurden alle im Bereich des 3. und 4. Zylinders platziert, sodass der Wärmefluss entlang einer Zylindereinheit betrachtet werden kann (Abbildung 9-1).

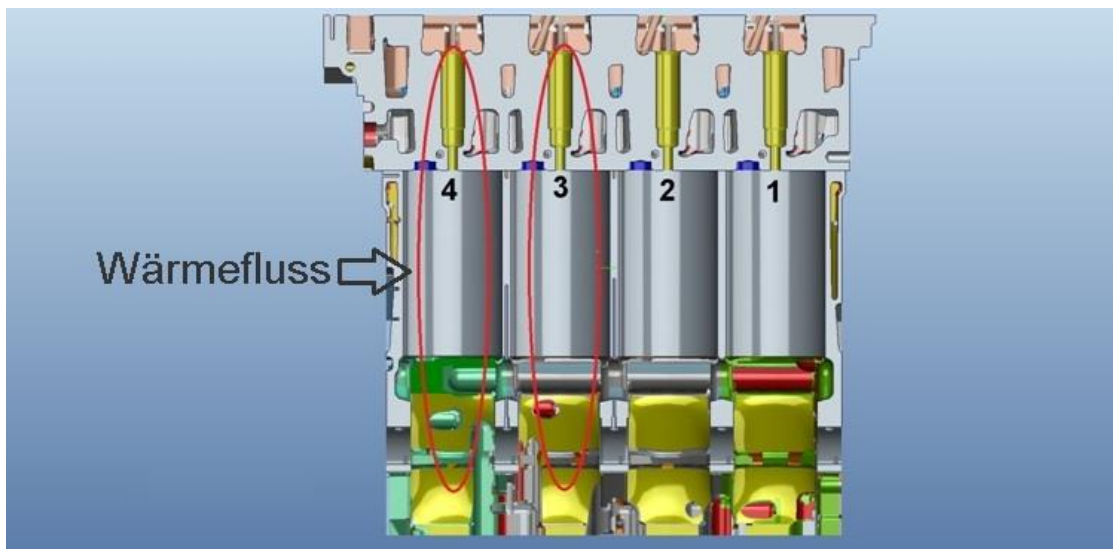


Abbildung 9-1: Wärmefluss entlang eines Zylinderbereiches

Die Temperaturen werden mit Widerstandsthermometern des Typs Pt-100 gemessen. Hierbei kommen verschiedene Ausführungen von Mantel - und Flachfilm Pt-100 zum Einsatz.

Temperaturmessstellen Zylinderkopf und Nockenwelle

Die Abbildung 9-2 zeigt den Zylinderkopf des Motors von oben. Man erkennt die Einlass- und Auslassnockenwellen. Der mit einem Pfeil markierte Punkt weist exemplarisch auf die

Messstellen hin. Es wurde so nahe wie möglich an den Lagerstellen gemessen, wobei es je eine Messstelle im oberen und unteren Bereich des Lagers gibt. Somit ist eine differenzierte Betrachtung des Wärmeeintrags in die Lager möglich.

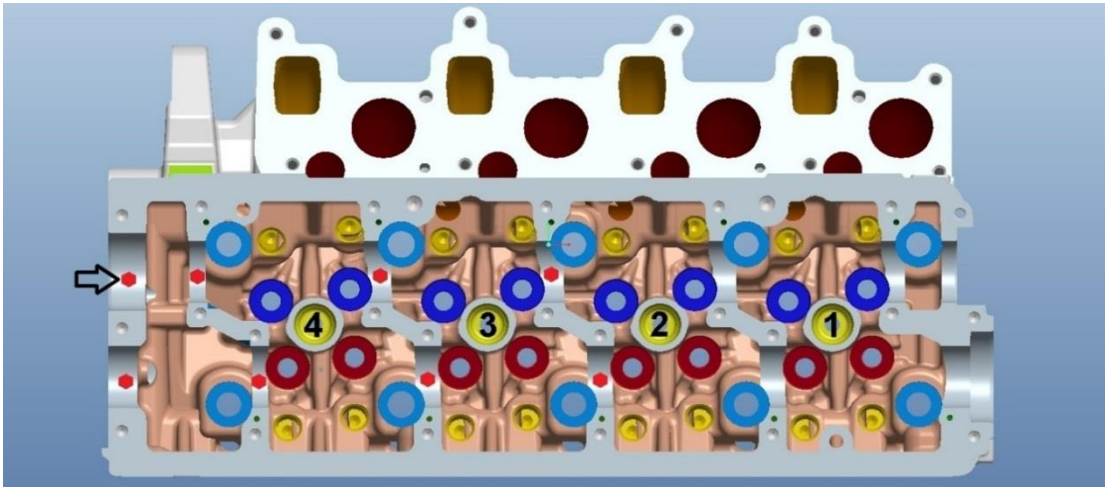


Abbildung 9-2: Nockenwellenmessstellen

Im Bereich des Zylinderkopfes wurden mehrere Messstellen angebracht. Diese sind so nahe wie möglich über dem Bereich des Feuerdecks platziert. Sowohl Messungen neben den Ventilen wie auch im Bereich der Ventilstege sind möglich (Abbildung 9-3), da in diesen Bereichen die höchsten Temperaturen zu erwarten sind.

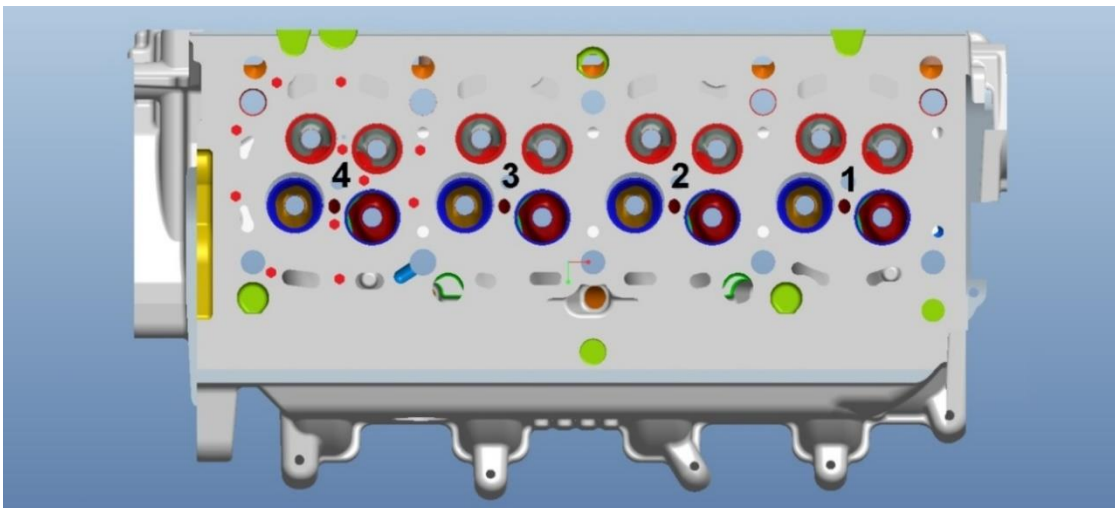


Abbildung 9-3: Messstellen Feuerdeck (eigene Darstellung)

Dies ist wichtig, da sichergestellt sein muss, dass es trotz späterer Versuche der Warmlaufoptimierung nicht zu lokalen Überhitzungsproblemen und damit zu Schäden am Motor kommt. Weiterhin wurden einige Temperatursensoren im Bereich der Kühlkanäle platziert, um auch die Erwärmung des Kühlwassers im Zylinderkopf zu dokumentieren. Ziel hierbei ist die Betrachtung, ob z.B. die Temperaturverteilung im Zylinderkopf homogen ist oder zu lokalen Hotspots mit ungleicher Temperaturverteilung neigt.

Temperaturmessstellen Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwelle

Analog dazu ist das Vorgehen beim Zylinderkurbelgehäuse. Auch hier liegt das Hauptaugenmerk auf der Erwärmung der Lagerstellen. Dazu wurden, wie im Bereich der Nockenwellen, die oberen und unteren Bereiche der Kurbelwellenhauptlager mit Sensoren versehen (Abbildung 9-4).

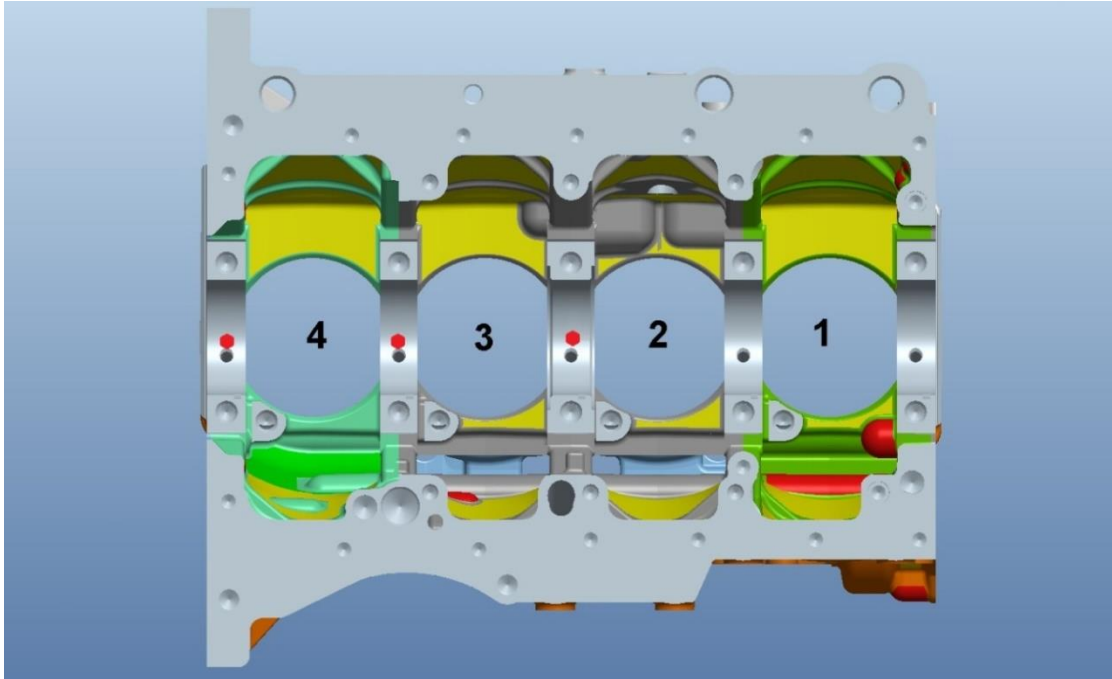


Abbildung 9-4: Messstellen Kurbelwellenhauptlager

Die Hauptwärmequelle stellt die Verbrennung in den einzelnen Zylindern dar und ist somit maßgeblich für die Erwärmung eines Motors zuständig. Der Hauptwärmeeintrag ins Kühlwasser erfolgt über die Zylinderlaufflächen und das Feuerdeck. Abbildung 9-5 zeigt die Anordnung der Temperatursensoren entlang der Zylinderlauffläche.

Die Aufteilung wurde wie folgt vorgenommen: Die erste Messebene ist 4 mm vom oberen Totpunkt entfernt. Dies entspricht einem Kurbelwinkel von ca. 32°. Diese Messebene wurde so weit oben gewählt, da in diesem Bereich eine hohe Kraftstoffumsetzung zu erwarten ist und somit ein hoher Wärmeeintrag. Die nächste Messebene befindet sich bei 40 mm. Dies entspricht in etwa dem Bereich mit der höchsten Kolbengeschwindigkeit. Es ist zu vermuten, dass in diesem Bereich vermehrt Wärme durch Gleitreibung entsteht.

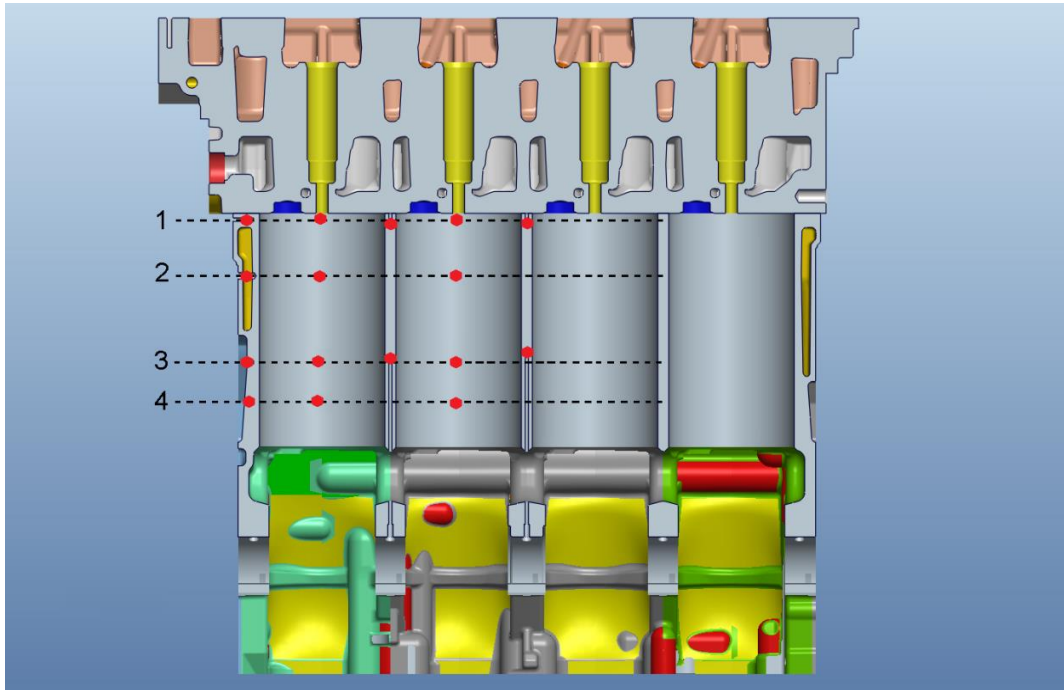


Abbildung 9-5: Messstellen entlang der Zylinderlaufbuchse

In der Messebene drei sind die Sensoren auf Höhe des unteren Totpunktes platziert. Eine lange Kolbenverweildauer lässt einen erhöhten Wärmeeintrag vermuten. In der vierten Messebene, welche 120 mm von der obersten Zylinderfläche entfernt ist, gibt es keine Kolbenbewegung. Es erfolgt hier lediglich Wärmeleitung zu den verschiedensten Bauteilen des Motors, unter anderem in den Bereich der Hauptlager. Insgesamt wurden zwei Zylinder, ein innenliegender und ein außenliegender mit Sensoren bestückt (Zylinder 3 und 4). In Summe wurden 16 Sensoren platziert, welche die Temperaturverteilung über der Laufbuchse abbilden.

Wassermantelhülse

Bei der Anbringung einiger Temperatursensoren kommt es fertigungsbedingt zur Durchdringung von Kühlwasserkanälen. Zur Gewährleistung von richtigen Messergebnissen ist es notwendig, dass die Temperatursensoren für Bauteiltemperaturen nicht mit dem Kühlwasser in Berührung kommen. Dies würde zu einer Verfälschung der Messergebnisse führen. Zu diesem Zweck wurden Wassermantelhülsen angefertigt, welche eingeschraubt zu einer Medientrennung führen (Abbildung 9-6). Es werden somit die wirklichen Bauteiltemperaturen gemessen. Abgedichtet wird durch einen Konus. Die Anpresskraft hierfür kommt aus einer Verschraubung im ersten Wanddurchbruch. Anschließend kann der Sensor bis zur Messstelle im Bauteil geführt werden.

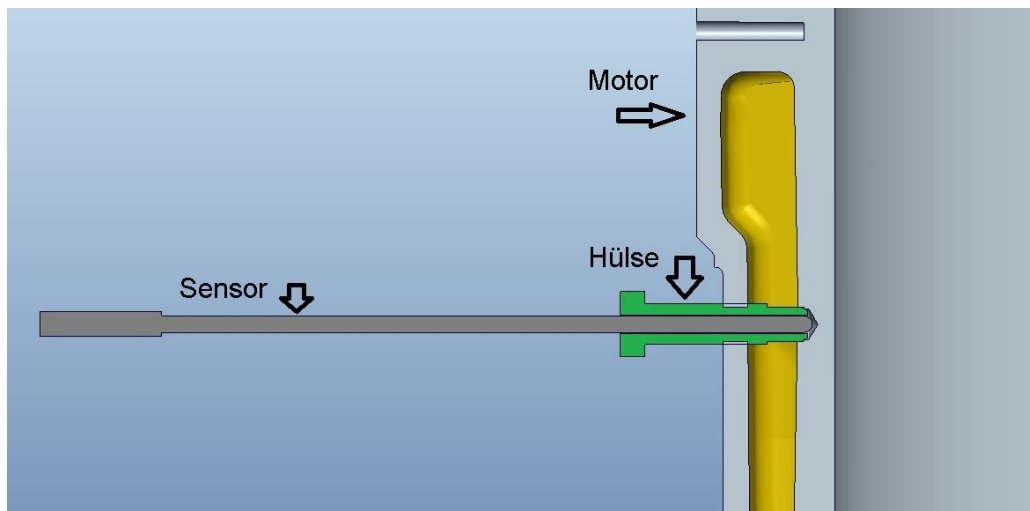


Abbildung 9-6: Wassermantelhülse

9.2 Übersicht der Messsensoren

Tabelle 9-1 fasst alle Messstellen im Überblick zusammen. Sie zeigt auch die Anzahl an Sensoren und in welchen Bereichen sie verbaut sind.

Tabelle 9-1: Übersicht der Messsensoren

Nr.	Messbereich	Beschreibung	Medium	Messgröße	Anzahl
1	Nockenwellen	Messung im oberen und unteren Lagerbock	Aluminium	T in °C	9
2	Kurbelwelle	Messung im oberen und unteren Lagerbereich	Grauguss	T in °C	4
3	Zylinderkurbelgehäuse (Block)	mehrere Bereiche	Grauguss	T in °C	16
4	Zylinderkopf	Messungen im Bereich der Ventilstege, im Bereich der Zündkerze und verschiedene Bereiche um die Kühlkanäle	Aluminium	T in °C	8
5	Oberflächentemperaturen	Verschiedene Oberflächentemperaturen	div.	T in °C	2
6	Öltemperatur	Verschiedene Positionen	Öl	T in °C	3
7	Wassertemperatur	Verschiedene Positionen intern und extern	Wasser	T in °C	16
8	Medienströme Flüssigkeiten	Volumendurchflussmesser für Öl und Kühlwasser	Öl, Wasser	\dot{V} in l/min	4
9	Medienströme Gas	Ansaugluftmasse + Berechnung Abgasmasse	Gas	\dot{M} in Kg/s	1
10	Abgastemperatur	Messung der Temperaturen im Abgasstrom	Gas	T in °C	4
11	Ansauglufttemperatur	Ansauglufttemperatur ; Temperatur nach Turbolader; Temperatur nach LLK vor Einlass	Gas	T in °C	4
Summe					71

9.2.1 Bohrungen

Die Bestimmung der Sensorpositionen mit der dazugehörigen Bohrung wurde in Abstimmung mit der Modellerstellung mittels CAD Software vorgenommen. Die mit Sensoren zu bestückenden Bauteile wurden mit Hilfe von mechanisch zerspanenden Maschinen (Fräsen, Standbohrmaschinen, Drehbänke) bearbeitet.

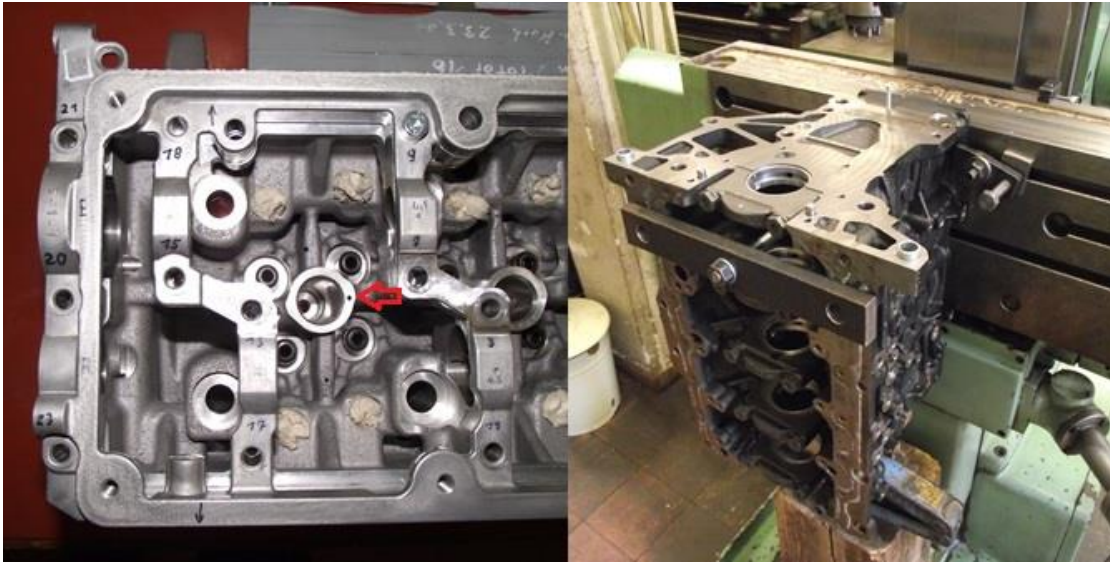


Abbildung 9-7: mechanische Bearbeitung des Versuchsträgers

Bei der mechanischen Bearbeitung musste darauf geachtet werden, dass die Umsetzung der Messstellen den Positionen im CAD entsprechen. Dies ist sehr wichtig, denn sollte die reale Messstelle gegenüber den CAD Daten abweichen, können hieraus Fehler bei der Bestimmung der Wärmeströme entstehen. Dies trifft besonders auf Bauteile zu, die einen sehr hohen Temperaturgradienten haben (z.B. Zylinderlauffläche welche mit Wasser umspült ist). Aus diesem Grund wurden die Bohrungen mit einer Fräsmaschine vorgenommen, da nur so ein korrektes Anfahren der Bohrpositionen möglich war (Abbildung 9-7).



Abbildung 9-8: Verlängerter Standard – Industriebohrer

Der massive Aufbau einer Fräsmaschine ermöglicht ein punktgenaues Bohren und verringert die Gefahr des Weglaufens des Bohrers beim Eindringen in das Material. Weiterhin wurde mit verschiedenen Bohrerlängen gearbeitet. Begonnen wurde mit kurzen Abmessungen welche dann je nach Bohrtiefe länger zu wählen sind. Kurze Bohrer sind biegesteifer und ermöglichen eine höhere Bohrpräzision. Vereinzelt Messpunkte erforderten sehr lange

Bohrer, da bedingt durch ihre Position ein langer Bohrweg entstand. Hier erreicht man, bei den sehr kleinen verwendeten Durchmessern, schnell die Grenze der industriell angebotenen Längen für Spiralbohrer. Aus diesem Grund war es notwendig vereinzelt Bohrer individuell zu verlängern (Abbildung 9-8).

9.3 Instrumentierung

Nach der Fertigung aller Bohrlöcher, erfolgte die Bestückung mit den Temperatursensoren. Beim Einsetzen des Sensors wurde in die Messstelle am Ende der Bohrung etwas Temperaturleitpaste hinzugefügt, sodass es nicht zu Messabweichungen auf Grund von Isolationseffekten durch auftretende Luftspalte kommen kann. Die Sensoren wurden anschließend im oberen Schaftbereich des Mantels mit einem Zweikomponentenklebstoff gegen Verrutschen und Herausrutschen bei Überkopfpositionierung fixiert. Bei der großen Anzahl an Sensoren in einem Bauteil mit schnell drehenden Teilen war es wichtig, auf eine sinnvolle und sichere Kabelführung und Fixierung zu achten, sodass es trotz der Enge des Bauraums nie zu Berührungen mit drehenden Teilen kommen kann. Abbildung 9-9 zeigt im linken Teil stellvertretend den geringen Abstand einiger Temperatursensoren zur Nockenwelle, als auch die Führung der Sensorkabel aus dem Bauteil heraus im rechten Teil des Bildes.

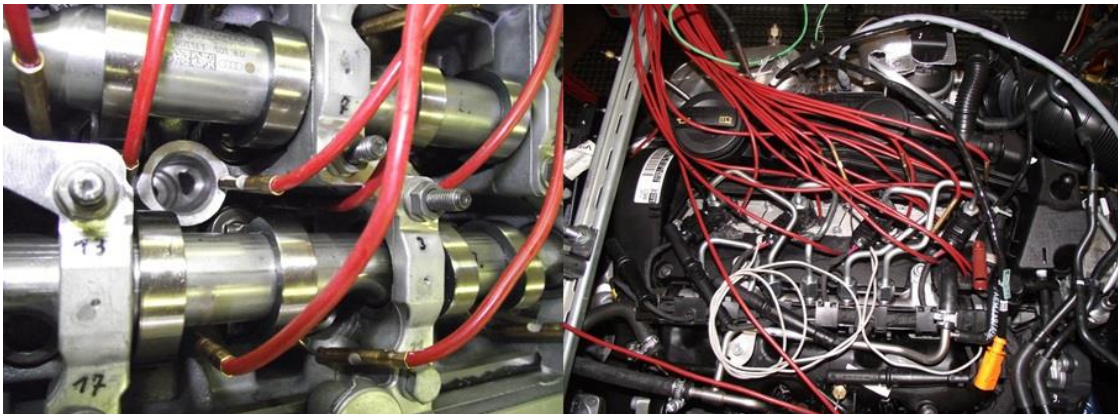


Abbildung 9-9: Bestückung des Versuchsträgers mit Temperatursensoren

Weiterhin war es wichtig darauf zu achten, dass die Sensorleitungen aus ölbeständigem Material sind und unter Temperatureinwirkung nicht verhärten oder verspröden. Um auch an schwer zugänglichen Stellen, wie im Bereich des Ölfilters, messen zu können, war es nötig den Öl-Wasser-Wärmeübertrager zu modifizieren. Hierfür wurde das gesamte Modul mittels einer Adaptervorrichtung vom Motor entfernt, um Platz für die Temperatursensoren und Durchflussmesser zu schaffen (Abbildung 9-10).



Abbildung 9-10: Adapterplatte für Öl-Wasser-Wärmeübertrager

Für die Positionierung und Aufnahme weiterer Sensoren war es nötig Sonderteile anzufertigen. Zur Messung der Temperaturen im externen Kühlwasserbereich wurden Aluminiumschlauchverbinder mit einer Messstellenaufnahme gefertigt (Abbildung 9-11).



Abbildung 9-11: Kühlwasseraluminiumschlauchverbinder

9.4 Zusatzdiagramme Übertragbarkeit des Simulationsmodells auf andere Motoren (Volvo 2.4 L R5 Dieselmotor)

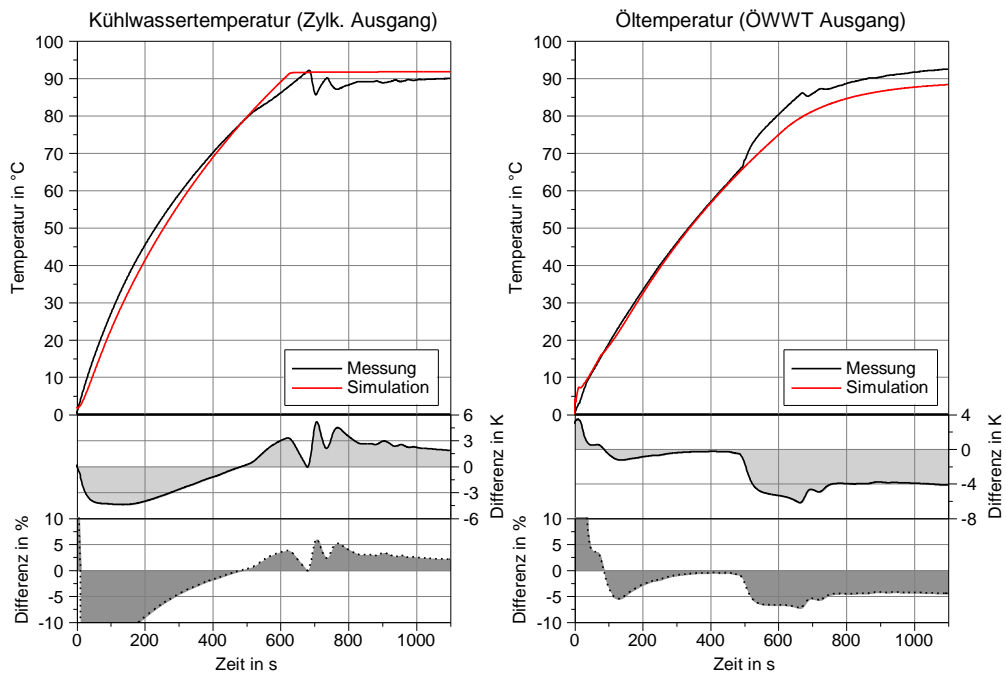


Abbildung 9-12: Simulation der Medientemperaturen (Übertragbarkeitsuntersuchung eines Volvo 2.4 L R5 Dieselmotors bei 1610 1/min und 111 Nm)

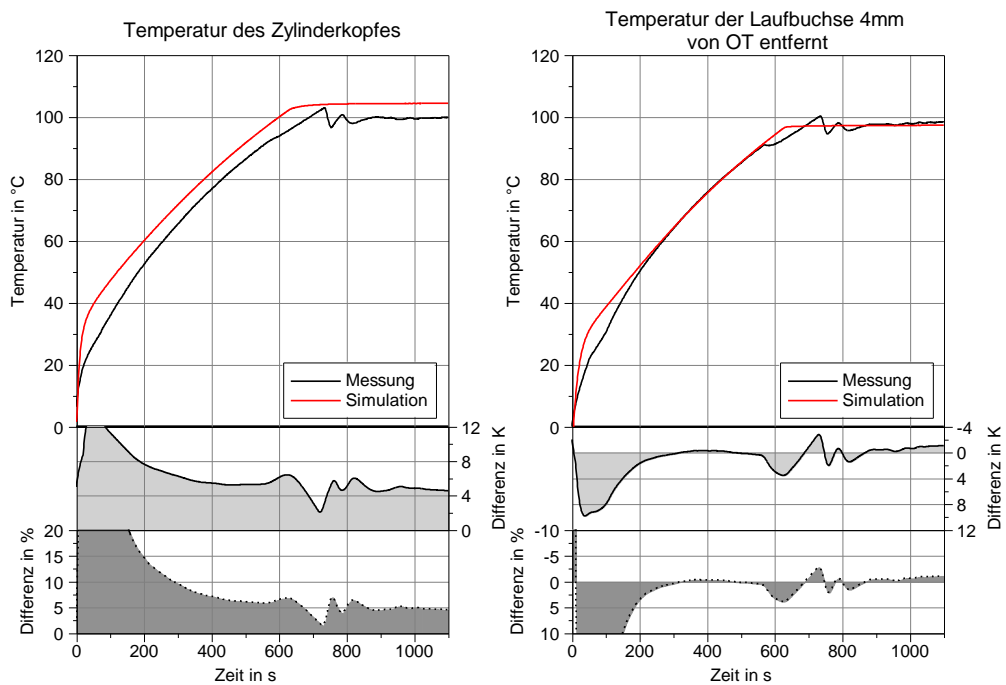


Abbildung 9-13: Simulation von Bauteiltemperaturen (Übertragbarkeitsuntersuchung eines Volvo 2.4 L R5 Dieselmotors bei 1610 1/min und 111 Nm)

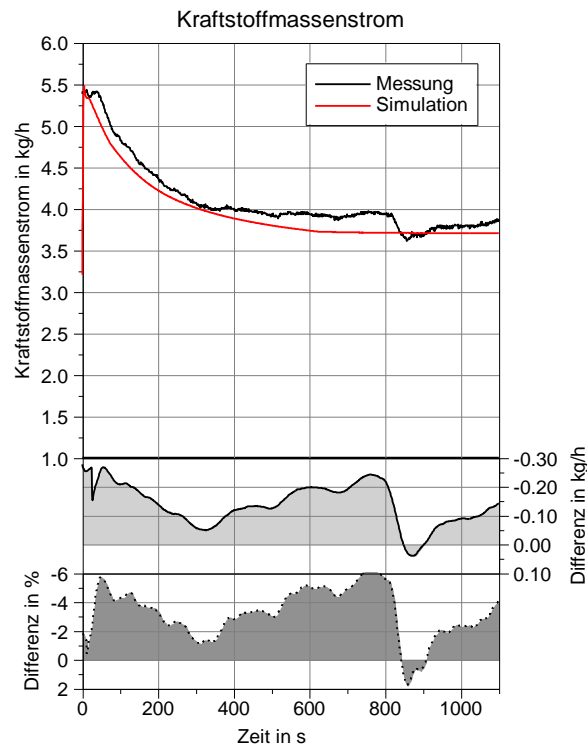


Abbildung 9-14: Simulation des Kraftstoffmassenstroms (Übertragbarkeitsuntersuchung eines Volvo 2.4 L R5 Dieselmotors bei 1610 1/min und 111 Nm)

9.5 Zusatzdiagramme Neustart nach 8h mit Motorkapselung

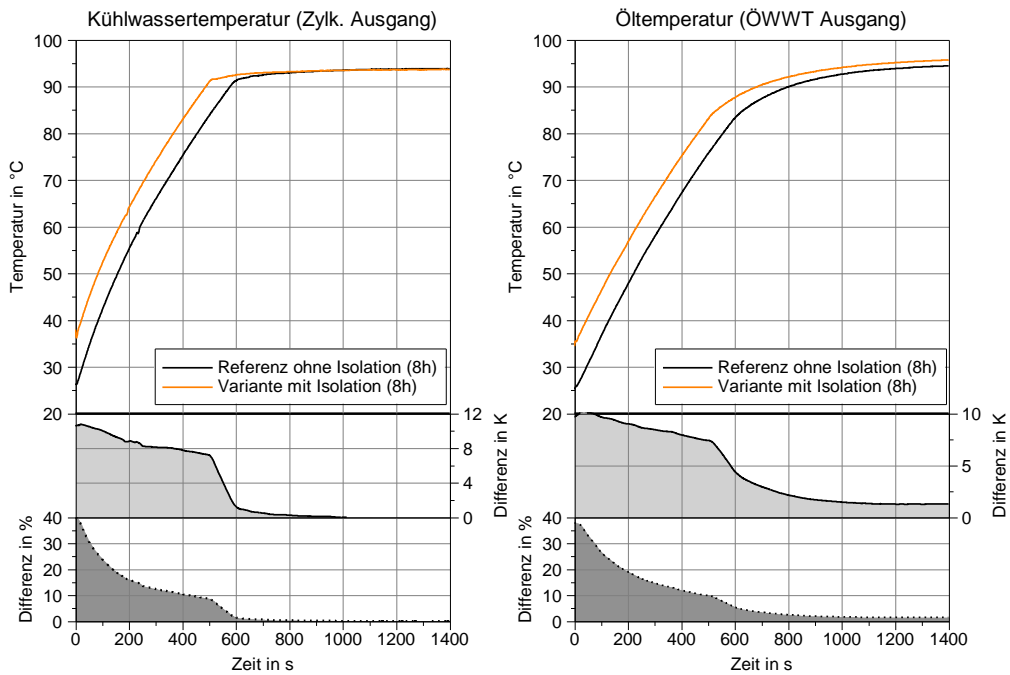


Abbildung 9-15: Medientemperaturen im Vergleich bei Motorstart nach 8h mit und ohne Isolation (1500 1/min und 50 Nm)

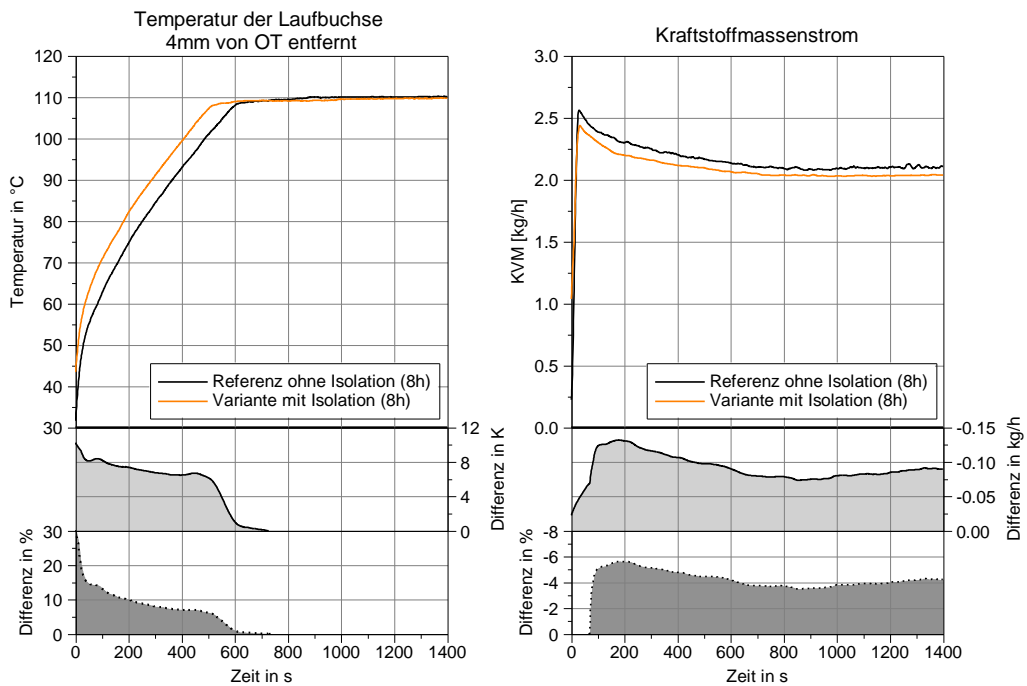


Abbildung 9-16: Laufbuchsentemperatur und Kraftstoffmassenstrom im Vergleich bei Motorstart nach 8h mit und ohne Isolation (1500 1/min und 50 Nm)

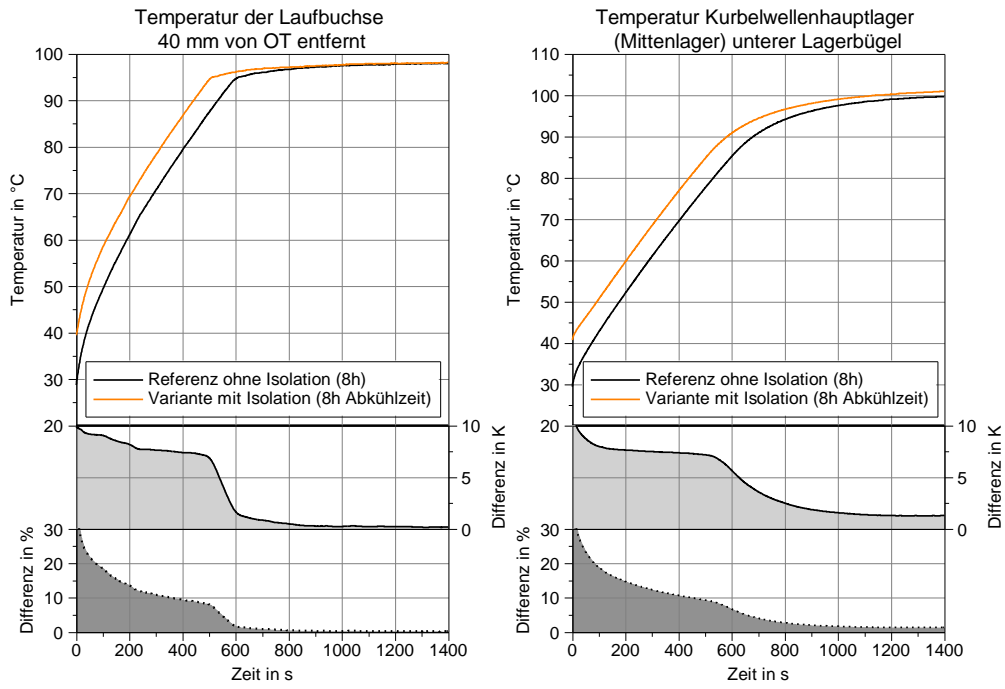


Abbildung 9-17: Laufbuchsen- und Kurbelwellenhauptlagertemperatur im Vergleich bei Motorstart nach 8h mit und ohne Isolation (1500 1/min und 50 Nm)

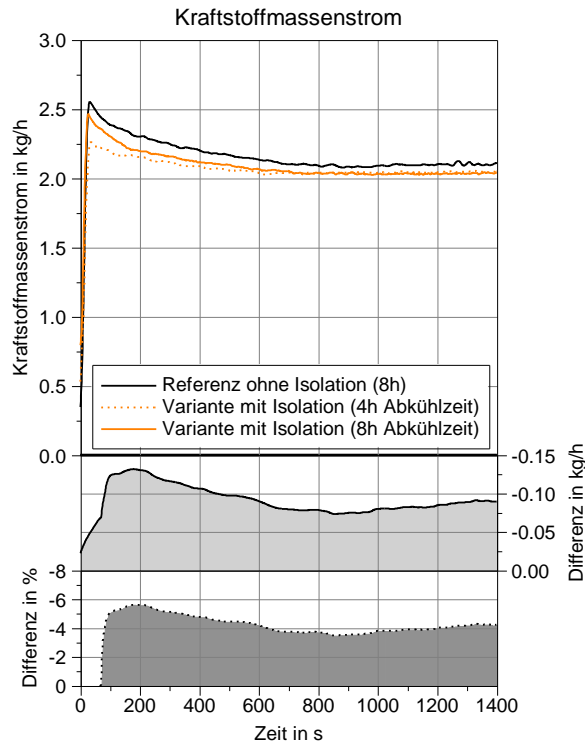


Abbildung 9-18: Vergleich der Kraftstoffmassenströme bei Motorstart nach 4h und 8h mit und ohne Isolation(1500 1/min und 50 Nm)

9.6 Konstruktionsbeispiel für eine regelbare Kolbenbodenkühlung

Im Rahmen der Versuche der geregelten Kolbenbodenkühlung wurde ein Ansatz einer aktiven stufenlos regelbaren Kolbenanspritzung entwickelt. Ziel war es, eine robuste kostengünstige Lösung zu entwickeln, welche ohne große konstruktive Änderungen am Motor auskommt. Hierfür wurde eine Hohlwelle konstruiert, mit welcher durch Drehung der Welle die Öl-Volumenströme der Kolbenspritzdüsen stufenlos, bis hin zur vollständigen Schließung, geregelt werden kann (Abbildung 9-19).

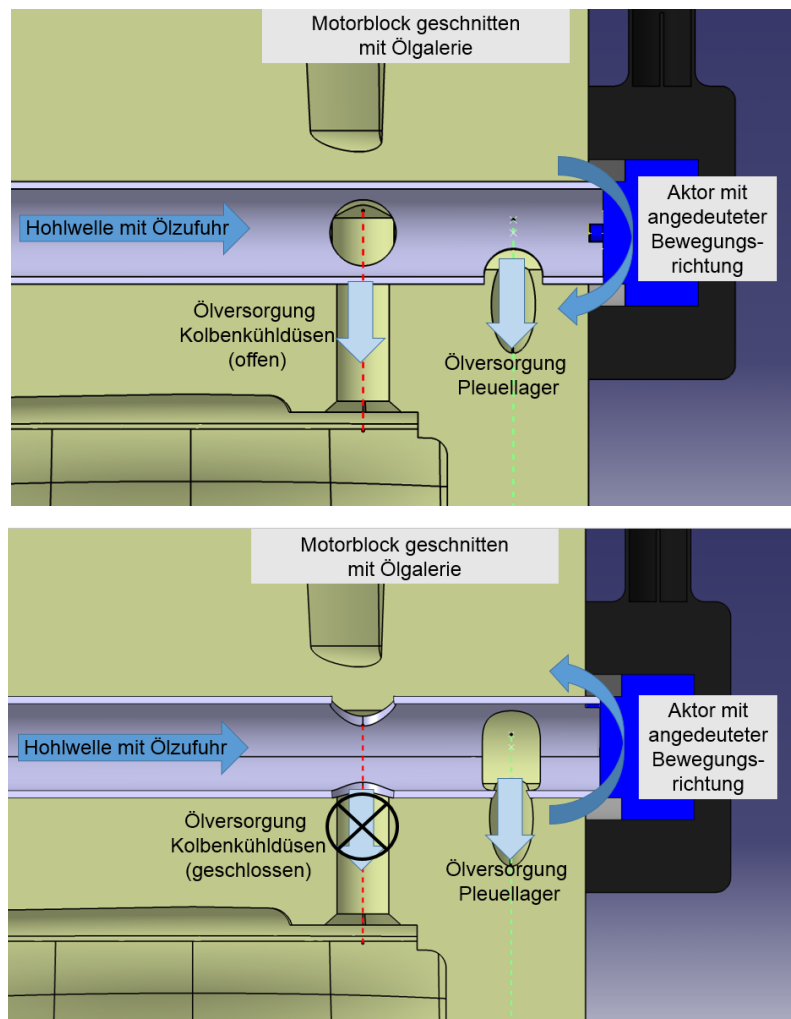


Abbildung 9-19: Zylinderblock im Schnitt mit Hohlwelle zur Volumenstromregelung in der Ölgalerie; Zustände: Welle in Nulllage = Kanal voll offen (oben) und Endlage = Kanal voll zu (unten)

Dieser Ansatz stellt eine einfach zu implementierende Lösung dar, welche zukünftig praktisch umgesetzt und mit den Simulationsergebnissen verglichen werden kann. Eine Patentrecherche ergab, dass ein ähnlicher Lösungsansatz durch zwei Offenlegungsschriften aus 2013 (DE 10 2012 004 003 A1) und aus 2004 (DE 10 2012 004 003 A1) bereits geschützt ist [Böhn13] [Nikl04].