

Thermisches Modell eines Verbrennungsmotors zur Untersuchung des Warmlaufverhaltens

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

von Dipl.-Wirt.-Ing. Patrick Varga
geb. am 04.05.1985 in Magdeburg

genehmigt durch die Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Promotionskommission: Prof. Dr.-Ing. Eckehard Specht (Vorsitz)
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt (Gutachter)
Prof. Dr.-Ing. Dr.h.c. Helmut Tschöke (Gutachter)
Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber (Gutachter)

eingereicht am: 01.07.2014

Promotionskolloquium am: 02.12.2014

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Der Inhalt ist wesentlicher Bestandteil der von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) geförderten Projekte „Motorwärmetausch“ und „Motorwärmetausch II“. Die Bearbeitung des Projekts erfolgte in enger Zusammenarbeit mit dem Institut für Mobile Systeme (IMS) der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Schmidt für das mir entgegengebrachte Vertrauen sowie die wertvollen Anregungen und fachlichen Diskussionen.

Für die freundliche Übernahme der Koreferate danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H. Tschöke und Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Rottengruber.

Herrn Dipl.-Ing. V. Zeitz (IMS) danke ich für die angenehme Zusammenarbeit im Rahmen der gemeinsam bearbeiteten Projekte.

Der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), den Mitgliedern des projektbegleitenden Arbeitskreises sowie dem Obmann Dipl.-Ing. Felix Klingebiel danke ich für das Zustandekommen der Forschungsprojekte und die sehr interessanten Diskussionen. Der LMS Deutschland GmbH danke ich für Bereitstellung und die Unterstützung bei der Anwendung der Software AMESim.

Allen Kollegen und Institutsangehörigen danke ich für die fruchtbare Arbeitsatmosphäre und gute Zusammenarbeit.

Mein besonderer Dank gilt meiner Frau Steffi für alle Unterstützung während meiner Doktorandenzeit.

Magdeburg, im Juni 2014

Kurzfassung

Thermomanagement befasst sich mit Maßnahmen zur Veränderung thermischer Zustände im Verbrennungsmotor. Eine Möglichkeit ist die gezielte Beeinflussung der Warmlaufphase des Motors, was neben einer Verringerung der Verluste im System auch zu einer Verbrauchsreduzierung führt.

Im Rahmen einer umfangreichen Literaturrecherche hat sich gezeigt, dass mit Hilfe der Simulation verschiedene Maßnahmen, speziell im Kühlkreislauf, untersucht und entsprechende Potentiale aufgezeigt worden sind. Spezifische Aussagen hinsichtlich des Einflusses konstruktiver Parameter auf den Motorwarmlauf sind bislang nicht behandelt worden und geben so den Ausschlag für diese Arbeit. Mit einem detaillierten thermischen Motormodell, welches alle wichtigen Hauptbestandteile eines Motors berücksichtigt, sind verschiedene Einsparpotentiale aufgezeigt worden. Ein besonderes Augenmerk lag bei der Modellierung der Verbrennungs- und Reibungsansätze. Neben einem prädiktiven Modell für die Verbrennung sind für die Reibung gleich mehrere empirische Ansätze implementiert worden, was zu einem breiteren Spektrum an Untersuchungsmöglichkeiten hinsichtlich konstruktiver Parameter führte. In experimentellen Untersuchungen am Versuchsträger hat sich gezeigt, dass sich in einzelnen Bauteilen Temperaturunterschiede von bis zu 24 K einstellen. Diese Erkenntnis führte, unter Berücksichtigung einer korrekten Modellierung der thermischen Widerstände angrenzender Bauteilmassen, zu einer Substrukturbildung innerhalb der entsprechenden Komponenten. Für den Vergleich zwischen Simulation und Messung zeigte sich im untersuchten Parameterbereich eine Abweichung von lediglich 1 bis 3 K.

In einem nächsten Schritt ist die Prognosefähigkeit des Simulationsmodells unter Beweis gestellt worden. Hierbei ist zum einen im Rahmen einer dynamischen Prüfstandsfahrt die Ergebnisgenauigkeit aus der Kennfeldvalidierung noch einmal bestätigt worden. Zum anderen sind durch eine Variation der Kühlwasserzusammensetzung und der Ölsorte Potentiale hinsichtlich einer Verkürzung der Warmlaufphase von bis zu 10% sowie einer Verbrauchsreduzierung von 1 bis 2% aufgezeigt worden. Aufbauend auf diesen Ergebnissen sind weitere Untersuchungen in der Simulation mit dem Fokus auf konstruktive Maßnahmen durchgeführt worden. Einmal mehr hat sich herausgestellt, dass die Kolbengruppe einen großen Einfluss sowohl auf den Verbrauch (1 bis 2%), als auch auf den thermischen Zustand im Motor hat.

Abstract

A comprehensive literature research showed that there are a lot of simulation models focusing on thermal measures for the cooling circuit. Results concerning the influence of geometrical parameters for the warm-up phase are not available in the literature so far. This gap in research was the motivation for this thesis. With a detailed thermal engine model that takes all important engine parts into account, several saving potentials are shown. A special attention was paid for the modeling of combustion and friction approaches. Besides a predictive model for the combustion, there are various approaches implemented for the friction.

Thermal management considers measures for improving thermal state of a combustion engine. Specific influencing of engine warm-up leads to a reduction in losses of the system as well as a lower fuel consumption. This leads to more research possibilities regarding geometrical parameters in the system. Experimental investigations at the test bench have shown that there are temperature differences of up to 24 K between adjacent engine parts. Concerning a correct modeling of thermal resistances between these parts, this knowledge leads to the subdivision of some parts in the model. A comparison between simulation and experiment has shown a deviation of only 1 to 3 K for the considered range.

In a next step the prognosis capability of the simulation model was proven. Therefore, a dynamic engine run was used in order to confirm the accuracy of the temperature comparison. In addition, potentials regarding a reduction of engine warm-up time of up to 10 percent and a lower fuel consumption of about 1 to 2 percent were shown with a variation of coolant composition and oil grade. Based on this results further investigations were made in simulation of geometrical measures. Once more it was proven that the piston group has a large influence on fuel consumption as well as on the thermal state of the engine.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	vi
Tabellenverzeichnis	xi
1. Einleitung	1
2. Stand des Wissens	4
3. Modellbildung	10
3.1. Methodischer Ansatz	10
3.2. Versuchsträger	12
3.3. Energiebilanz	17
3.4. Thermisches Netzwerk	21
3.5. Modellierung der Medienkreisläufe	25
3.5.1. Kühlkreislauf	25
3.5.2. Schmierstoffkreislauf	32
3.6. Verbrennung	36
3.7. Reibung	42
3.8. Verbrauchsmodell	53
3.9. Implementierung in AMESim	60
4. Modellvalidierung	62
4.1. Vergleich Simulation und Messung im untersuchten Kennfeldbereich	62
4.2. Sensitivitätsanalyse	67
5. Nachweis der Prognosefähigkeit	72
5.1. Dynamische Prüfstandsfahrt	72
5.2. Veränderte Betriebsbedingungen	74
5.2.1. Vorgehensweise	74
5.2.2. Kühlwasservariation	76
5.2.3. Ölvariation	84

5.2.4. Verbrauchsänderungen der untersuchten Maßnahmen im thermischen Motormodell	92
6. Einfluss konstruktiver Maßnahmen	94
7. Zusammenfassung und Ausblick	98
Anhang	101
A.1. Pumpenkennfelder	102
A.1.1. Kühlwasserpumpe	102
A.1.2. Ölpumpe	102
A.2. Verwendete Stoffeigenschaften der Festkörper und Fluide	103
A.3. Energiebilanzen der Festkörper	106
A.4. Genetischer Algorithmus	108
A.5. Referenzpunkt Gesamtreibungsansatz (Schwarzmeier)	110
A.6. Reibleistungsanteile	111
A.7. Weitere Ergebnisse der Sensitivitätsuntersuchung	112
Literaturverzeichnis	116

Abbildungsverzeichnis

1.1. Auf EU-Ebene vereinbarte Ziele zur Reduzierung der Emissionen im Automobilssektor [EK]	1
1.2. Verteilung aktueller Antriebsarten im Jahr 2013 (links) und Entwicklungsraten verschiedener Konzepte in Bezug auf das Jahr 2006 (rechts) in Deutschland [KBA13]	2
1.3. Wörter-Collage bestehender Thermomanagement-Maßnahmen (erstellt auf www.tagxedo.com)	3
3.1. Einordnung des Simulationsmodells in Bezug auf den Detaillierungsgrad	10
3.2. Ausschnitt der extern verbauten Sensoren am Versuchsträger	13
3.3. Im Bereich des Feuerdecks des Zylinderkopfes verbaute Temperatursensoren [VZTS11, VZST13]	14
3.4. Darstellung der unterschiedlichen Ebenen der applizierten Temperatursensoren entlang zweier Laufbuchsen[VZTS11, VZST13]	14
3.5. Kennfeld aller Betriebspunkte des Motors in Anhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment	15
3.6. Gemessene Temperaturdifferenzen im Bereich der Laufbuchse und des Hauptlagers	16
3.7. Gesamtschema der Energiebilanz des Motors	18
3.8. Energiebilanz für den Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm im Motorwärmelauf (Experiment)	20
3.9. Energetische Verteilung der Bestandteile der Energiebilanz für verschiedene Zeitpunkte nach Motorstart (Betriebspunkt 2000 1/min, 50 Nm)	20
3.10. Unterteilung der inneren Energie in Festkörper- und Fluidanteile	21
3.11. Thermisches Motormodell	22
3.12. Schematische Unterteilung der Zylindereinheit in Substrukturen	23
3.13. Energetische Einflüsse einer Einzelkomponente am Beispiel der brennraumnahen Laufbuchse	24
3.14. Schematische Darstellung des Kühlwasserkreislaufes	26
3.15. Übertragene Wärmeströme des Heizungswärmeübertragers im Kühlkreislauf	27

3.16. Vergleich des simulierten und gemessenen Verlaufes der Kühlwassertemperatur am Motoreintritt (2000 1/min, 50 Nm)	28
3.17. Zerlegung des Kühlwassermantels im Kurbelgehäuse in Schnittebenen zur Bestimmung charakteristischer Größen des Strömungsverhaltens	29
3.18. Darstellung der Reynolds-Zahlen und der Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich des Kurbelgehäuses und des Zylinderkopfes	30
3.19. Einfluss verschiedener Stoffdaten auf den kühlwasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten	31
3.20. Wärmestrom-Kennfeld des Öl-Wasser-Wärmeübertragers	32
3.21. Vergleich von Messung und Simulation der Ein- und Auslassöltemperatur im Ölkühler für den Betriebspunkt 1750 1/min und 50 Nm	33
3.22. Schematische Darstellung zu- und abfließender Wärmeströme beim Kolben	34
3.23. Schematische Darstellung der zu- und abfließenden Wärmeströme in den Schmierstoff	35
3.24. Charakteristische Größen der Lagerberechnung	35
3.25. Exemplarische Vorgehensweise zur Ermittlung des Brennverlaufes	38
3.26. Validierung der Verbrennungsrechnung an entsprechenden Zylinderdruckverläufen	39
3.27. Schematische Darstellung des Wärmedurchganges zwischen Brennraum und Kühlmantel	41
3.28. Prozentuale Verteilung der Reibungsanteile für ein Öl- und Kühlwassertemperaturniveau von 90 °C [Ott]	48
3.29. Vergleich des Reibmitteldruckes aus Messung und Simulation für den Betriebspunkt 3000 1/min und 75 Nm	51
3.30. Validierung des berechneten Reibungsanteils der Kolbengruppe (Betriebspunkt 1750 1/min und 150 Nm)	52
3.31. Validierung des berechneten Reibungsanteils der Kurbelwelle (Betriebspunkt 1750 1/min und 150 Nm)	52
3.32. Mittlere Standardabweichungen der Gesamtreibung sowie der Teilreibungsansätze	53
3.33. Aufteilung der berechneten Reibungswärme auf die beteiligten Festkörper und Fluide	54
3.34. Beispielhafte Verbrauchsrechnung im NEFZ	59
4.1. Vergleich Simulation und Messung ausgewählter Komponenten (Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm)	63

4.2. Vergleich Simulation und Messung ausgewählter Komponenten (Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm)	64
4.3. Vergleich Simulation und Messung ausgewählter Komponenten (Betriebspunkt 2750 1/min und 100 Nm)	65
4.4. Mittlere Gesamtstandardabweichung von 13 Komponenten und Medien über alle Betriebspunkte [VZTS13c, VZTS13a]	66
4.5. Mittlere Standardabweichung von 13 Komponenten und Medien aller Betriebspunkte	67
4.6. Sensitivitätsuntersuchung mit einer +20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm	70
4.7. Sensitivitätsuntersuchung mit einer -20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm	71
5.1. Reihenfolge der angefahrenen Betriebspunkte während der dynamischen Prüfstandsfahrt im Motorkennfeld	72
5.2. Vergleich von Simulation und Messung der Komponenten im dynamischen Prüfstandslauf	73
5.3. Schematische Darstellung zur Bewertung der Aufheizdauer des Motors	75
5.4. Vergleich zweier Verläufe hinsichtlich veränderter Temperaturniveaus im betriebswarmen Zustand	76
5.5. Temperaturabhängige Stoffdaten der untersuchten Kühlwasserzusammensetzungen	78
5.6. Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwasserzusammensetzung im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 1500 1/min und 50 Nm	79
5.7. Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwasserzusammensetzung im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2000 1/min und 50 Nm	80
5.8. Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwasserzusammensetzung im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2750 1/min und 100 Nm	81
5.9. Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwasserzusammensetzung im Motor am Beispiel des NEFZ	82
5.10. Bewertung der Kühlwasservariation hinsichtlich der Warmlaufdauer und der maximalen Temperatur im betriebswarmen Zustand in ausgewählten Betriebspunkten sowie dem NEFZ	83
5.11. Mittlere Standardabweichung der Kühlwasservariation sowie des Referenzzustandes für verschiedene Komponenten in den 6 untersuchten Betriebspunkten	84

5.12. Temperaturabhängige Stoffdaten der untersuchten Ölsorten (Fuchs Europe GmbH)	86
5.13. Simulationsergebnisse für die verschiedenen Ölsorten im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 1500 1/min und 50 Nm	87
5.14. Simulationsergebnisse für die verschiedenen Ölsorten im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2000 1/min und 50 Nm	88
5.15. Simulationsergebnisse für die verschiedenen Ölsorten im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2750 1/min und 100 Nm	89
5.16. Simulationsergebnisse für die verschiedenen Ölsorten im Motor am Beispiel des NEFZ	90
5.17. Bewertung der Variation der Ölsorte hinsichtlich der Warmlaufdauer und der maximalen Temperatur im betriebswarmen Zustand in ausgewählten Betriebspunkten sowie dem NEFZ	91
5.18. Mittlere Standardabweichung der unterschiedlichen Ölsorten sowie des Referenzzustandes für verschiedene Komponenten in den 6 untersuchten Betriebspunkten	92
5.19. Simulierte Verbrauchsänderungen der untersuchten Maßnahmen im stationären Betrieb sowie für den NEFZ [ZVTS13]	93
6.1. Sensitivität der Temperaturen von Komponenten und Medien im Motorwarmlauf bei Variation konstruktiver Parameter um +20% (Simulation)	95
6.2. Verbrauchsänderungen im NEFZ in Folge der Variation konstruktiver Parameter (Simulation)	96
A.1. Im Simulationsmodell verwendetes Volumenstrom-Kennfeld der Kühlwasserpumpe	102
A.2. Im Simulationsmodell verwendete Volumenstrom-Kennlinie der Ölpumpe	102
A.3. Ablaufplan des genutzten genetischen Algorithmus zur Optimierung der Reibungskoeffizienten	108
A.4. Prozentuale Verteilung der einzelnen Reibanteile bei 60 °C Öl- bzw. Kühlwassertemperatur [Ott]	111
A.5. Prozentuale Verteilung der einzelnen Reibanteile bei 130 °C Öl- bzw. 110 °C Kühlwassertemperatur [Ott]	111
A.6. Sensitivitätsuntersuchung mit einer +20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm	112

A.7. Sensitivitätsuntersuchung mit einer -20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm .	113
A.8. Sensitivitätsuntersuchung mit einer +20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 2750 1/min und 100 Nm	114
A.9. Sensitivitätsuntersuchung mit einer -20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 2750 1/min und 100 Nm	115

Tabellenverzeichnis

3.1. Festlegung der zu optimierenden Parameter im evolutionären Algorithmus	49
3.2. Auflistung aller Nebenbedingungen für die Optimierung der Reibungsansätze	50
3.3. Angepasste Koeffizienten des Schwarzmeier-Modells sowie der Teilreibungsansätze für die Kolbengruppe und die Kurbelwelle	51
A.1. Spezifische Einstellungen des genetischen Algorithmus	109

Verwendete Zeichen und Abkürzungen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
A_{KM}	m^2	Fläche Kolbenhemd
b	m	Zylinderbohrung
c	$J / (kg \cdot K)$	Spezifische Wärmekapazität
c_m	m/s	Mittlere Kolbengeschwindigkeit
d_{Spiel}	mm	Kolbeneinbauspiel
dT	K	Temperaturdifferenz
\bar{F}	N	Mittlere Kraft
F_t	N	Tangentialkraft
\dot{H}	W	Enthalpiestrom
h	J/kg	Spezifische Enthalpie
h	m	Höhe
h_B	J/kg	Unterer Heizwert
h_{min}	m	Minimale Schmierpalthöhe
i	–	Taktzahl (= 1/2)
K	–	Koeffizient
l	m	Länge
\dot{M}	kg/s	Massenstrom
M_d	Nm	Drehmoment
n	$1/min$	Drehzahl
P	W	Leistung
p	bar	Druck
p_{anpr}	bar	Anpressdruck Kolbenringe
p_e	bar	Effektiver Mitteldruck
p_i	bar	Indizierter Mitteldruck
p_r	bar	Reibmitteldruck
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
R_{th}	K/W	Thermischer Widerstand
s	m	Kolbenhub

SOI	$^{\circ}KW$	Start of injection
U	J	Innere Energie
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
v	m/s	Geschwindigkeit
α	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
ϵ	–	Emissionskoeffizient, rel. Exzentrizität
σ	$W/(m^4 \cdot s^2)$	Stefan-Boltzmann-Konstante ($= 5.67 \cdot 10^{-8}$)
η	$kg/(m \cdot s)$	Dynamische Viskosität
λ	$W/(m \cdot K)$	Wärmeleitkoeffizient
λ_s	–	Pleuelstangenverhältnis
μ	–	Reibungskoeffizient
ν	m^2/s	Kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
ψ	–	Relatives Lagerspiel
ω	$1/s$	Winkelgeschwindigkeit

Abkürzung

AK

Aus

a

B

BR

EK

Ein

e

FEM

i

Ko

KW

L

La

Bedeutung

Auslasskanal

Auslass

Außen

Brennstoff

Brennraum

Einlasskanal

Einlass

effektiv

Finite-Elemente-Methode

indiziert

Kolben

Kühlwasser

Luft

Lager

LB	Laufbuchse
LLK	Ladeluftkühler
M	Motor
Mess	Messung
mi	Mitte
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
ob	oben
R	Reibung
Ri	Kolbenringe
Schw	Schwarzmeier
Sim	Simulation
Umg	Umgebung
un	unten
Wa	Wand
WL	Wärmeleitung
WÜ	Wärmeübertrager
x	Referenzzustand
ZK	Zylinderkopf
Zylw	Zylinderwand

Kapitel 1.

Einleitung

Der Klimawandel und der weltweit steigende Energiebedarf erfordern ein Umdenken hinsichtlich der Nutzung der vorhandenen Ressourcen. Das Ziel muss es sein, den anthropogenen CO₂ Ausstoß zu reduzieren und einen schonenden Umgang mit den endlichen fossilen Energiequellen zu erreichen. Im Dezember 2008 haben sich der Rat und das Parlament der EU auf eine Senkung der CO₂ Emissionen für Neufahrzeuge im Pkw-Segment geeinigt [EK]. Im Zeitraum zwischen 2012 und 2015 soll der Ausstoß der Fahrzeugflotte je Hersteller stufenweise auf 130 $\frac{\text{gCO}_2}{\text{km}}$ reduziert werden (Abbildung 1.1). Als langfristiges

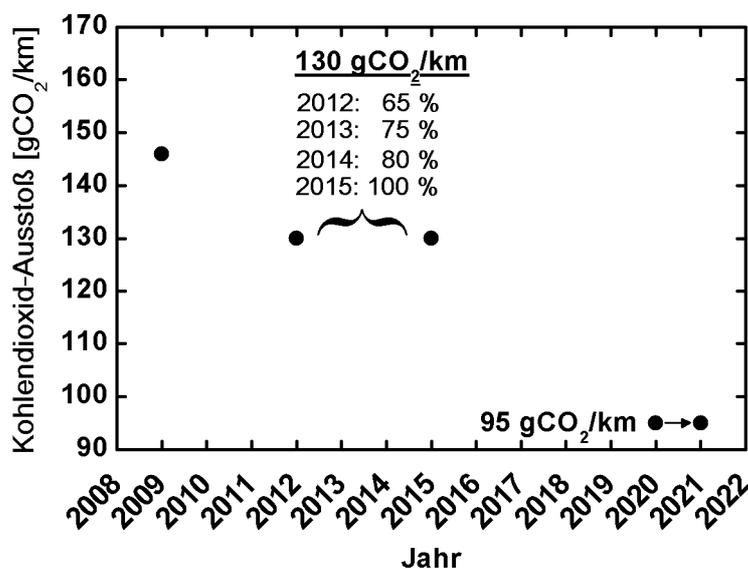


Abbildung 1.1.: Auf EU-Ebene vereinbarte Ziele zur Reduzierung der Emissionen im Automobilssektor [EK])

Ziel hat die EU vorgeschrieben, dass bis zum Jahr 2020 der Flottenverbrauch für neu zugelassene Pkw auf 95 $\frac{\text{gCO}_2}{\text{km}}$ gesenkt werden soll. Ende 2013 ist dieser Wert jedoch auf Verlangen der Automobilindustrie um ein Jahr nach hinten verschoben worden [Die13].

Für die Einhaltung der ambitionierten Ziele ist es notwendig, den konventionellen Verbrennungsmotor weiter zu optimieren. Durch innermotorische Maßnahmen wird eine Ver-

besserung der Gemischbildung und der Brennverfahren permanent angestrebt. Zusätzlich werden mit dem sogenannten Downsizing die Motoren weiter verkleinert, bei gleichbleibender Leistung. Des Weiteren rückt die Elektrifizierung des Antriebsstranges immer weiter in den Vordergrund. Obwohl sich der Bestand an Elektro- und Hybridfahrzeugen in Deutschland bislang auf einem sehr geringen Niveau befindet, zeichnen sich die neuen Antriebsarten im Vergleich zum konventionellen Motor durch enorme Wachstumsraten aus, wie in Abbildung 1.2 zu sehen ist. Diese Entwicklung ist aus Sicht der Automobilhersteller

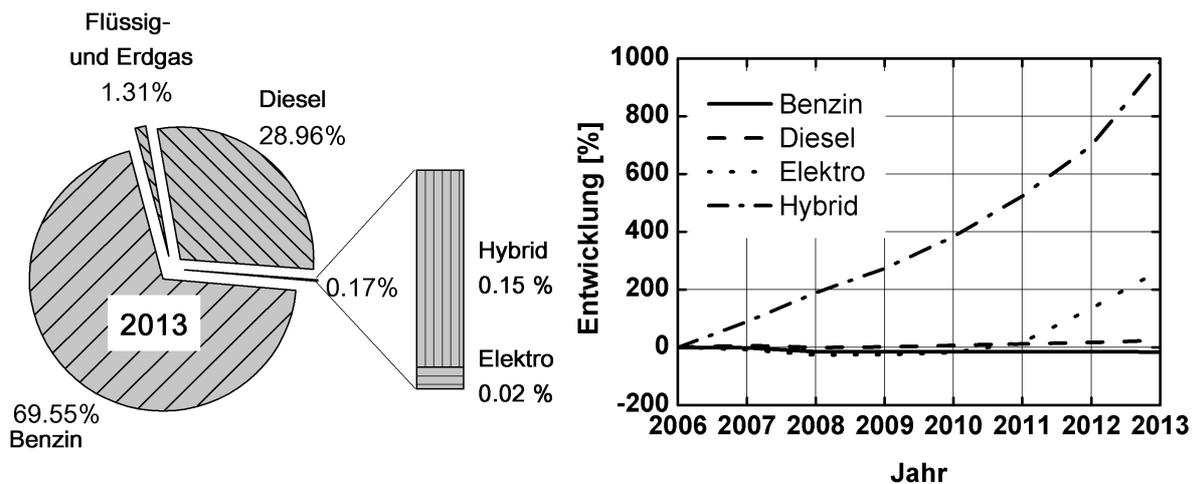


Abbildung 1.2.: Verteilung aktueller Antriebsarten im Jahr 2013 (links) und Entwicklungsraten verschiedener Konzepte in Bezug auf das Jahr 2006 (rechts) in Deutschland [KBA13]

auch notwendig, damit zukünftige Emissionsziele eingehalten werden können.

Einen Beitrag hierzu leistet auch das Thermomanagement im Fahrzeug. Hierunter wird die gezielte Lenkung der vom Motor bereitgestellten Wärme an die richtigen Stellen des Aggregates sowie die Minimierung der Verlustwärmern im betriebswarmen Zustand verstanden. Zusätzlich soll die thermische Betriebssicherheit gewährleistet und der Komfort aus Sicht der Insassen erhöht werden. In Abbildung 1.3 sind eine Vielzahl von Begriffen rund um das Thema Thermomanagement aufgelistet. Ein großes Potential zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches und der CO₂-Emissionen durch den Einsatz dieser Maßnahmen ergibt sich im Motorwarmlauf. Besonders bei einem Kaltstart ist eine schnelle Erwärmung der Brennraumwände hinsichtlich einer vollständigen Verbrennung anzustreben. Zusätzlich treten in der Warmlaufphase auch erhöhte Reibungsverluste auf. Durch örtlich und zeitlich geführte Wärmeströme zu den Reibstellen des Motors, kann dem entgegen gewirkt werden. Bei den elektrifizierten Antrieben liegen die Herausforderungen in den instationären Phasen, wie zum Beispiel beim Start-Stopp-Betrieb. Hierbei kommt es



Abbildung 1.3.: Wörter-Collage bestehender Thermomanagement-Maßnahmen (erstellt auf www.tagxedo.com)

zu einem nicht stetigen Betrieb des Verbrennungsmotors und somit zu einem verzögerten Erreichen des betriebswarmen Zustandes.

Zur Abbildung unterschiedlicher Antriebskonzepte und entsprechender Motorbetriebszustände sowie zur Abschätzung von Thermomanagement-Maßnahmen werden neben aufwändigen Versuchen Simulationsprogramme eingesetzt. Hierdurch lassen sich in einer sehr frühen Phase der Entwicklung Potentiale aufzeigen und Konzepte bewerten. Zusätzlich ist der Detaillierungsgrad frei wählbar. Somit kann eine getrennte Betrachtung des Gesamtsystemverhaltens und der auftretenden Subsysteme vorgenommen werden. Weitere wichtige Faktoren, die für den Einsatz der Simulation sprechen, sind die Kosten- und die Zeiteinsparung im Vergleich zu realen Messungen.

Kapitel 2.

Stand des Wissens

In der Literatur finden sich bereits zahlreiche Veröffentlichungen, in denen mit Hilfe der Simulation Beiträge zur Verbesserung des Thermomanagements des Kraftfahrzeugs geleistet werden. Eine ständige Weiterentwicklung eines thermischen Ansatzes gibt es an der Universität Stuttgart. Im Rahmen mehrerer FVV-Projekte veränderte sich der Fokus von hauptsächlich experimentellen Untersuchungen an Versuchsfahrzeugen und der Nachbildung einzelner Maßnahmen mit einem stark vereinfachten Modell hin zu sehr detaillierten thermischen Netzwerken für verschiedene Fahrzeugtypen. Den Anfang hat das Projekt „Instationäre Kühlsystemoptimierung“ [Gen04] gemacht. Ziel war es, Maßnahmen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches bei instationären Betriebszuständen im Motorwarmlauf zu untersuchen. Hierzu zählten Abgaswärmenutzung, Wärmespeicherung mittels eines Kühlmittel-Wärmespeichers, thermische Kapselung des Motors und des Motorraums sowie Reduzierung der Kühlmittelmenge bzw. des Kühlmitteldurchflusses. Mit einem stark vereinfachten Motormodell, welches lediglich die Komponenten Zylinderkopf und Motorblock sowie den Kühlkreislauf abbildet, wurden die einzelnen Maßnahmen im Gesamtfahrzeugmanagement nachgebildet. Die größten Verbrauchseinsparungen zeigten sich durch die thermische Kapselung, die Nutzung eines Wärmespeichers und die Reduzierung des Durchflusses im Zylinderblock. Eine erste Weiterentwicklung im Bereich der Simulation erfolgte im Projekt „Optimiertes Thermomanagement“ [GW07, Gen10, Wei09]. Hierbei entstand das thermische Fahrzeugmodell Stuttgart „TheFaMoS“, welches als Entwicklungs- und Optimierungswerkzeug für Kühlsysteme entwickelt wurde. Deutliche Unterschiede sind in der Motorstruktur zu erkennen. So ist unter anderem eine Unterteilung in direkte und indirekte Massen vorgenommen worden, damit eine örtliche Temperaturlösung der Bauteile möglich ist. Des Weiteren wurden Kennfelder für den Wärmeeintrag von Verbrennung und Reibung in das System erstellt. Die Daten für die Verbrennung wurden auf Basis einer Arbeitsprozessrechnung ermittelt. Für die Reibung wurde lediglich ein Gesamtreibungsansatz verwendet. Durch eine einfache Abbildung des Motors im Modell sollte außerdem eine Übertragbarkeit auf weitere Versuchsträger gewährleistet werden. Mit dem Motormodell sind beliebige stationäre Betriebspunkte, aber auch instationäre Fahrzustände

de abbildbar. Die Simulationsgenauigkeit in dem Projekt lag bei bis zu 10% Abweichung. Eine Fortsetzung stellt das von der FVV geförderte Vorhaben „Prognose Thermomanagement“ [SSW10] dar. In diesem Projekt lag der Schwerpunkt auf der allgemeinen Anwendbarkeit. Aus diesem Grund wurden Untersuchungen an verschiedenen Fahrzeug- und Motorentypen durchgeführt. Für verschiedene Thermomanagement-Maßnahmen standen ein Diesel- und zwei Ottomotoren zur Verfügung. Neben der Nachbildung aller Varianten im Simulationsmodell und der entsprechenden Validierung wurde der Einfluss der Modellbedatung auf die Ergebnisgenauigkeit untersucht. Durch die Anpassung der bestehenden Ansätze auf niedrige Temperaturen wurde zudem der Detaillierungsgrad erweitert und verbessert. Bei der thermischen Motorstruktur wurde immer eine Zylinderbank zu einem Zylinder zusammengefasst, so dass bei einem V-Motor insgesamt zwei Zylinder modelliert wurden. Neben dem Zylinderkopf und dem Motorblock wurden bei der Modellierung auch Laufbuchse, Kolben, Krümmer und Ölwanne mit jeweils einer oder mehreren Punktmassen berücksichtigt. Beim Kühl- und Schmierkreislauf wurden zudem alle im Fahrzeug verbauten Komponenten im Modell integriert. Insgesamt entstanden zwei separate Motormodelle, mit 8 Punktmassen für die Abbildung eines Opel Corsa und 14 Punktmassen für eine Mercedes C-Klasse. Im Rahmen einer Sensitivitätsuntersuchung stellte sich heraus, dass das System stärker auf eine Änderung der Drehzahl als auf das Drehmoment reagiert. Das zeigte sich vor allem bei der Öl- und Kühlwassertemperatur sowie im Verbrauch. Eine Variation der eingebrachten Wärme aus der Verbrennung führte in erster Linie zu einem veränderten Aufheizverhalten des Kühlwassers. Alle mit dem Medium in Kontakt stehenden Komponenten wurden daraufhin ebenfalls beeinflusst. Eine Erhöhung der Reibleistung, was gleichbedeutend mit einem erhöhten Wärmeeintrag in das System ist, führte ebenfalls zu einer Verkürzung der Warmlaufphase und zur Reduzierung des Verbrauchs. Des Weiteren wurden verbrauchssenkende Maßnahmen untersucht. Hierzu zählt das Schließen der Kühlluftklappen im Motorraum und das elektrische Zuheizen mit 1 kW in der Ölwanne. Eine Substituierung des Kühlwassergemisches durch reines Wasser führte hingegen zu einer leichten Anhebung des Verbrauchs.

Ein weiteres Modell zur Untersuchung der Warmlaufphase eines 4-Zylinder D.I. Dieselmotors wurde von Jarrier [JCYG00] erstellt. Das Punktmassenmodell besteht aus insgesamt 59 Komponenten, wovon 34 für Festkörper, 7 für Kühlwasser, 14 für Öl und 4 für Gas sind. Der Ölsumpf in der Ölwanne wurde aufgrund experimentell auftretender Temperaturunterschiede in einen oberen und unteren Bereich unterteilt. Bei der Modellierung wurde unter anderem darauf geachtet, dass die Geometrie und das thermische Verhalten richtig abgebildet werden. Die Verbrennung wurde mit Hilfe von Kennfeldern für die gemittelte Gastemperatur und den Wärmeübergangskoeffizienten abgebildet. Die

Reibungswärme, die in Abhängigkeit von der Drehzahl und der kinematischen Viskosität berechnet und mit Messdaten validiert wurde, ist vollständig in das Ölvolumen an den entsprechenden Stellen im System gegeben worden. Durch Konvektion werden in Kontakt stehende Bauteile mit erwärmt. Das Modell wurde an einem Prüfstandsmotor über einen großen Kennfeldbereich validiert. Dieser Prüfstandsmotor wurde dabei mit 13 Temperatursensoren im Festkörper und verschiedenen weiteren Sensoren für die Medien und Fluidströme versehen. Eine gute Übereinstimmung zeigte sich beim Kühlwasser und Schmierstoff, mit einer Abweichung von unter 5 K im zeitlichen Verlauf. Bei der Beschreibung der Warmlaufphase hat sich herausgestellt, dass innerhalb der ersten Minute 65% der eingebrachten Kraftstoffenergie in die Erwärmung der Festkörper und Medien geht. Dieser Anteil nimmt jedoch mit ansteigender Wärmeabgabe an das Kühlwasser im System stark ab. Des Weiteren beschreibt Jarrier, dass mit größerer Entfernung vom Brennraum die Temperatur langsamer zunimmt. Außerdem erkannte er, dass am Anfang der Warmlaufphase Wärme vom oberen Block im Bereich der Laufbuchsen hinunter in den unteren Abschnitt des Kurbelgehäuses fließt. Dieses Phänomen ist auf die größere Masse und die anfänglich noch geringere Temperatur zurückzuführen. Das verminderte Temperaturniveau führte zusätzlich zur Kühlung des Motoröls in diesem Bereich und verhinderte somit eine schnellere Erwärmung des Schmierstoffes. Durch eine Kapselung der Ölwanne kann dem Problem jedoch entgegengewirkt werden. Auch mit diesem Simulationsmodell wurden Thermomanagement-Maßnahmen zur Verkürzung der Warmlaufphase untersucht. Dabei hat sich gezeigt, dass eine Reduzierung der Ölmenge sowie eine Verringerung der Wandwärmeverluste an die Umgebung kaum positive Effekte hinsichtlich der schnelleren Aufheizung des Motors erzielen. Dagegen wirkt sich ein erhöhtes Temperaturniveau von Kühlwasser und Öl bei Motorstart, was der Verwendung eines Wärmespeichers gleichkommt, stark auf die Reibung im System aus.

An der ETH Zürich hat sich Unterguggenberger mit einem Gesamtfahrzeugmodell zur Bewertung unterschiedlicher Energiemanagementmaßnahmen beschäftigt [UW10]. Das Modell besteht aus einem thermischen Motor- und Getriebemodell, welches auch den Fahrgastinnenraum abdeckt, einem Wärmeeintragsmodell für die Verbrennung und einem Ansatz für die Reibung. Die Motorstruktur im thermischen Netzwerk bildet dabei einen repräsentativen Einzylinder ab. Als Mindestanzahl an Massen bei der Modellierung gibt Unterguggenberger 4 Punktmassen an. Er empfiehlt jedoch für entsprechende Wärmemanagementuntersuchungen deutlich mehr. Im Rahmen einer Sensitivitätsuntersuchung führte eine Erhöhung der Verbrennungswärme um 20% zu einer Verkürzung der Warmlaufzeit im NEFZ um ungefähr 10% und zu einem Minderverbrauch von 1%. Eine Veränderung der Reibungswärme um 20% hingegen führte zu einer Verbrauchsänderung

von 4 bis 5%. Für die Beschreibung des Warmlaufverhaltens wurden die Kühlwasser- und Öltemperatur sowie die Temperatur des Hauptlagerbereiches und eine repräsentative Laufbuchsenmitteltemperatur verwendet. Die Aufwärmzeit des Motors konnte im Modell mit einer hinreichenden Genauigkeit von unter 4% nachgebildet werden. Zusätzlich wurde noch der Einsatz eines 5 l Wärmespeichers im Kühlkreislauf untersucht. Hierbei lag der Fokus auf der Optimierung der Betriebsstrategie des Speichers hinsichtlich der Variation der Durchflussmenge. Der Trade-off bestand dabei zwischen der Dauer bis zur Entleerung des Speichers und der verbleibenden Restenergie im Behälter.

Samhaber [Sam02] hat ein Gesamtmodell, bestehend aus einem Motor- und einem Fahrzeugmodell, erstellt. Im Motormodell ist ein repräsentativer Einzylinder mit entsprechenden Kühlmittel- und Schmierstoffkreisläufen als thermisches Netzwerk abgebildet. Hierfür wurde, wie auch bei Weinrich [Wei09], die Simulationssoftware Flowmaster verwendet. Samhaber hat verschiedene Diskretisierungsstufen der Motorbauteile erstellt, damit Aussagen über notwendige Modellierungstiefen hinsichtlich bestimmter Anwendungen getroffen werden können. Hierbei wurden der Zylinderkopf, das Kurbelgehäuse mit Laufbuchse sowie der Kolben und die Kurbelwelle abgebildet. Die Anzahl der Ersatzmassen bewegte sich dabei zwischen 4 und 16 Massen. Für den Wärmeeintrag aus der Verbrennung verwendet Samhaber Kennfelder mit über den Arbeitszyklus gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten und Gastemperaturen. Ein mit Hilfe des Modells von Patton [PNHS89] für den betriebswarmen Zustand ermittelter Reibmitteldruck wird durch Multiplikation mit einem viskositätsabhängigen Faktor an die jeweils vorherrschenden Bedingungen angepasst. Die entstehende Reibungswärme wurde auf die Reibgruppen Kolben, Ventiltrieb, Haupt- und Pleuellager und Hilfsantriebe aufgeteilt. Bei einer Sensitivitätsanalyse wurden vorher festgelegte Parameter variiert, die den größten Einfluss auf die Ergebnisse des Aufwärmverhaltens des Simulationsmodells erwarten ließen. Als Bewertungsgröße wurde die Zeitdifferenz zum Erreichen einer Basistemperatur im betriebswarmen Zustand bezogen auf einen Referenzzustand gewählt. Der gaseitige Wärmeübergang, die Reibungswärme und die korrekte Belegung der Bauteilmassen stellten sich dabei als einflussreichste Parameter heraus. Des Weiteren wurden verschiedene Wärmemanagement-Maßnahmen mit dem Simulationsmodell untersucht. Hierzu gehörte unter anderem die Substituierung von Grauguss durch eine AlSi-Legierung beim Kurbelgehäuse, unter Beibehaltung der geometrischen Abmessungen sowie einer Reduzierung der Masse um 70%, aufgrund der viel geringeren Dichte. Der Werkstoff der Laufbuchsen wurde hierbei nicht verändert. Diese Maßnahme führte bei Samhaber zu einer Verlängerung der Aufheizphase und einem Mehrverbrauch verglichen mit dem Referenzzustand. Zu einer Verbrauchseinsparung führten hingegen die Integration eines Wärmespeichers in den Kühlmittelkreislauf und eine Re-

duzierung der Ölmenge um 50%. Der Kraftstoffverbrauch sank dabei im NEFZ um 1,6 bzw. 1%. Die Bewertung des Verbrauchs erfolgte dabei auf Basis der Annahme, dass eine Änderung nur in einem veränderten Reibungsniveau begründet ist.

In einem weiteren FVV-Projekt wurde von Sargenti [Sar06] ein spezielles „Wandtemperaturmodell“ für Verbrennungsmotoren erstellt. Ziel der Arbeit war es, ein Simulationsmodell für eine schnelle Vorhersage von Zylinderwandtemperaturen zu erstellen. Das Modell kann als eigenständiges Werkzeug sowie in Kopplung mit weiteren Simulationsprogrammen verwendet werden. Bei der Kopplung mit eindimensionalen Simulationstools wird es für iterative Berechnungen der Wandtemperaturen und Wandwärmern eingesetzt. Die Validierung der Simulationsergebnisse wurde an einem 4-Zylinder Ottomotor mit Abgasturbolader, von ehemals Daimler Chrysler, durchgeführt. Hierfür wurden unter anderem mit NiCr-Ni-Thermoelemente an den Zylindern 2 und 4 entlang vier verschiedener Abschnitte der Zylinder gemessen. Im Motorkennfeld wurden die Kühlmittel- und die Öltemperatur stark variiert und zusätzlich der Motor in unterschiedlichen Laststufen betrieben. Hierbei zeigte sich ein lineares Verhalten zwischen der Wandtemperatur der Laufbuchse und der Kühlmitteltemperatur. Ebenfalls eine Rolle spielt die Position des Zylinders. So hat sich bei Zylinder 2 immer eine höhere Temperatur bei gleichen Zuständen eingestellt als bei der außenliegenden Zylindereinheit. Darüber hinaus ließ sich ein Einfluss von der mittleren Wandtemperatur auf Stickoxidemissionen erkennen. Ein Anstieg der Temperatur führte zu einer entsprechenden Steigerung der Stickoxid-Bildung.

Weitere Arbeiten auf dem Gebiet des Wärmemanagements bei Kraftfahrzeugen wurden unter anderem von Grams [Gra10], der an großvolumigen Ottomotoren Untersuchungen hinsichtlich der Reduzierung von Schadstoffemissionen und Verbrauch durchgeführt hat, erstellt. Hierfür wurden ausschließlich Maßnahmen genutzt, die auf im Gesamtsystem zur Verfügung stehende Energie zurückgreifen. Des Weiteren wurden für die entsprechende Bewertung der Emissionsbildung phänomenologische Kennzahlen entwickelt, welche auch die Möglichkeit der Implementierung in ein Gesamtfahrzeugmodell bieten. Zusätzlich wurde mit den Kennzahlen das Ziel verfolgt, zukünftig bei der Realisierung und Abschätzung von Thermomanagement-Maßnahmen auf aufwendige Prüfstandsmessungen zu verzichten.

Einen guten Überblick über Potentiale zur Verbesserung der Effizienz des Gesamtsystems und der Verkürzung der Motorwarmlaufphase gibt Burke [BBHP10]. Eine Effizienzsteigerung kann sowohl durch eine Verringerung des Leistungsbedarfs im System als auch durch einen veränderten thermischen Zustand des Motors erzielt werden. Der motorische Betrieb bei einer tendenziell höheren Kühlwassertemperatur verglichen mit dem Normalzustand hat Einfluss auf die Motorreibung, den Verbrennungsprozess und dementspre-

chend auch auf den Verbrauch. Weitere Potentiale ergeben sich durch die Substituierung der mechanischen Kühlwasserpumpe und des Wachsthermostats durch eine elektrisch angetriebene Pumpe und ein elektronisches Ventil. Durch eine Verkleinerung der Kühlkanäle im Motorblock reduzierte sich die Kühlwassergeschwindigkeit, was laut Burke zu einem Druckanstieg aber auch zu einer Verbrauchseinsparung im System führte.

Alle bisher beschriebenen Ansätze beziehen sich auf Pkw. Schmid [Sch10] geht in seiner Arbeit auf das Wärmemanagement bei Nutzfahrzeugen ein.

Insgesamt weist die Recherche mehrere Potenziale zur Verbrauchsreduzierung und zur Senkung der CO₂-Emission in der Warmlaufphase des Motors auf. Dies betrifft sowohl das Thermomanagement in Bezug auf das Gesamtfahrzeug als auch gezielte Maßnahmen im Bereich des Kühlsystems. Die Untersuchung des Einflusses der Motorgeometrie, der Materialwahl und diesbezüglicher konstruktiver Maßnahmen auf das Aufheizverhalten war bislang nicht die Zielstellung der jeweiligen Motormodelle.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, ein detailliertes thermisches Netzwerk zur Beschreibung des Motorwarmlaufes zu modellieren. Der Fokus liegt auf der ausführlichen Beschreibung der Bauteilerlegung sowie der Medienkreisläufe. Des Weiteren erfolgt die Auswahl und Begründung der verwendeten Ansätze für die Verbrennung und die Reibung. Hierbei wird auf bereits in der Literatur vorhandene Modelle zurückgegriffen. Dabei ist auf eine entsprechende Anpassung der Ansätze auf den zu untersuchenden Motor einzugehen. Die Parametrierung und Validierung des Simulationsmodells erfolgt mit Hilfe von Messergebnissen eines 2,0 l Dieselmotors. Hierbei wird neben der Simulationsgenauigkeit definierter Betriebspunkte im Motorkennfeld auch die Genauigkeit der verwendeten Ansätze überprüft. Für die Herausstellung der wichtigsten Einflussparameter für das Aufwärmverhalten des Motors wird eine Sensitivitätsuntersuchung durchgeführt. Außerdem soll die Prognosefähigkeit des Modells durch Simulation real im Versuchsträger umgesetzter Maßnahmen zum Vergleich unterschiedlicher Betriebsbedingungen überprüft werden. Neben der Validierung der Maßnahmen wird auch eine Bewertung hinsichtlich einer entsprechenden Verbrauchsänderung vorgenommen. In der Simulation lassen sich im Vergleich zum Experiment entsprechende Aussagen zum Verbrauch für unterschiedliche Fahrzyklen tätigen. Die Änderung konstruktiver Parameter im Motor und deren Einfluss auf den Motorwarmlauf wird in der Simulation untersucht. Damit sollen nicht nur die zuvor beschriebene Lücke geschlossen, sondern auch Potentiale möglicher Verbrauchseinsparungen aufgezeigt werden.

Kapitel 3.

Modellbildung

3.1. Methodischer Ansatz

Im Bereich der Simulation von Verbrennungsmotoren können im Wesentlichen zwei Herangehensweisen unterschieden werden. So gibt es zum einen mehrdimensionale Modelle, die sehr detaillierte Informationen zu Bauteilbelastungen einzelner Komponenten oder Baugruppen geben. Nachteilig sind hier jedoch der hohe Simulationsaufwand und die großen Rechenzeiten. Zum anderen existieren einfache Massenmodelle, die nur die wichtigsten Hauptbestandteile des Motors mit einem geringen Detaillierungsgrad abbilden. Da diese Modelle meist sehr grob in ihrer Struktur sind, eignen sie sich vor allem für die Integration in Gesamtfahrzeugmodelle.

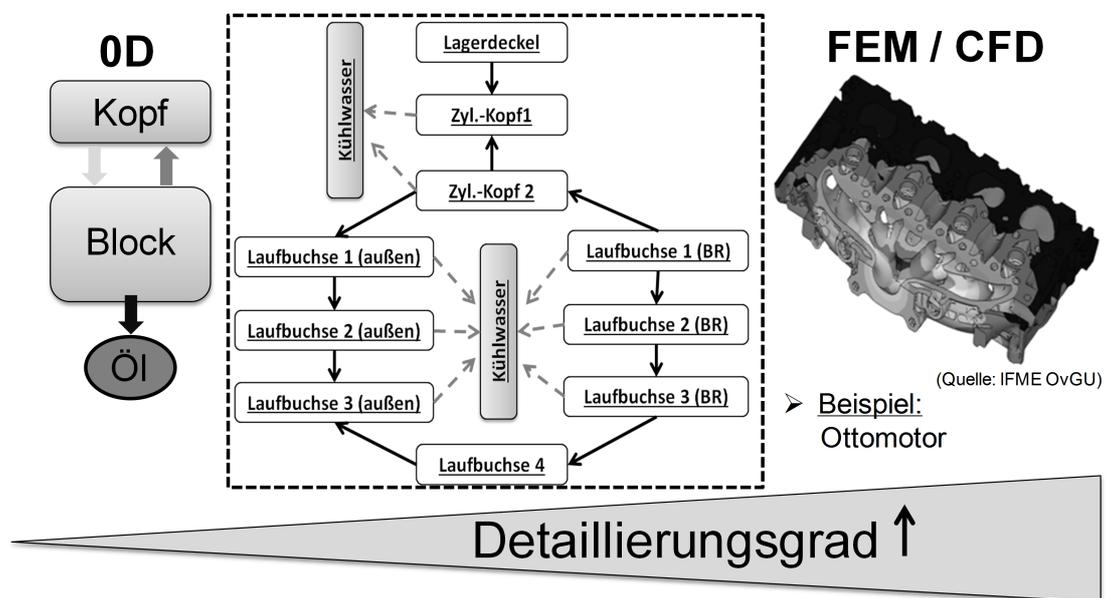


Abbildung 3.1.: Einordnung des Simulationsmodells in Bezug auf den Detaillierungsgrad

In dieser Arbeit wird ein Modell beschrieben, welches einen Mittelweg der beiden zuvor beschriebenen Methoden darstellt. Dessen schematische Einordnung wird in der Abbildung 3.1 verdeutlicht. Für Wärmeflussuntersuchungen und Untersuchungen zur gezielten

Beeinflussung der Aufheizung bestimmter Bauteile ist der Motor in seine Hauptbestandteile zu unterteilen. Unter Berücksichtigung charakteristischer Konstruktionsparameter wird zudem ein Teil der Komponenten in weitere Substrukturen zerlegt. Die Grundstruktur bilden einzelne, thermisch vernetzte Massenelemente, die jeweils eine Komponente repräsentieren. Danach wird der Detaillierungsgrad so weit verfeinert, bis alle Verbindungen mit den jeweils angrenzenden Baugruppen geometrisch und thermodynamisch aufeinander abgestimmt sind. Die entsprechenden Volumina, charakteristischen Abmessungen und Werkstoffdaten werden mit Hilfe vorhandener Konstruktionszeichnungen generiert und fließen in die Wärmekapazitäten bzw. thermischen Transportwiderstände der Komponenten ein.

Zur Reduzierung des Simulations- und Rechenzeitaufwandes wird bei der Modellierung ein repräsentativer Einzylinder dargestellt. Unter der Annahme eines thermisch ähnlichen Aufwärmverhaltens über alle Zylinder, wird auf eine Unterscheidung in einen innen- bzw. außenliegenden Zylinder verzichtet.

Da die Bilanzgrenze unmittelbar am Motor gezogen wird, gibt es einerseits die Möglichkeit, die Kühl- und Ölkreisläufe so darzustellen, wie sie am Prüfstand vorzufinden sind. Andererseits können jeweils Temperaturverläufe und Massenströme beider Medien auf Basis gemessener Prüfstandsdaten als Eingangsgrößen vorgegeben werden. Die letztere Herangehensweise lässt die Möglichkeit offen, den erstellten Ansatz für eventuelle spätere Untersuchungen mit einem Kühlermodell zu kombinieren bzw. in ein Gesamtfahrzeugmodell zu integrieren. Das in dieser Arbeit beschriebene thermische Motormodell berücksichtigt bei der Modellierung alle notwendigen Komponenten der einzelnen Fluidkreisläufe.

Bei der Implementierung von Verbrennungs- und Reibungsansätzen wird auf verfügbare, detaillierte Modelle zurückgegriffen und eine entsprechende Anpassung vorgenommen. Eine Vereinfachung hinsichtlich der Kalibrierung wird durch einen Bezug auf einen Referenzzustand des Motors bei Betriebstemperatur ermöglicht.

Trotz weitgehender Nutzung physikalisch begründeter Teilmodelle, ist die Erstellung eines selbstkonsistenten thermischen Motormodells nicht möglich, so dass eine auf Experimente gestützte Parametrierung notwendig ist. Hierfür wird ein am Institut für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg aufgebauter Versuchsträger genutzt. Die Modellerstellung und Validierung waren Gegenstand des FVV-Projektes „Motorwärmetausch“ (AiF-Nr. 16349BR/2) [VZST13], das in Kooperation der beiden Lehrstühle für Kolbenmaschinen und für Technische Thermodynamik bearbeitet wurde. Die Arbeitspakete innerhalb des Projektes waren so konzipiert, dass der Prüfstands Aufbau und der gesamte Messaufwand sowie die Modellerstellung und die Simulation getrennt

voneinander durchgeführt werden konnten. Die Schnittstelle bildete die Verifizierung der verwendeten Modellansätze sowie die Validierung der Simulationsergebnisse mit den Messungen.

3.2. Versuchsträger

Die experimentellen Untersuchungen wurden am Lehrstuhl für Kolbenmaschinen an einem 2.0 l Common-Rail Dieselmotor mit einer maximalen Leistung von 103 kW und einem maximalen Drehmoment von 320 Nm durchgeführt. Der 4-Zylinder-Reihenmotor der Marke Volkswagen wurde nach dem klassischen Längsaufbau eines Motorprüfstandes aufgebaut. Eine Drehstromasynchronmaschine fungiert hierbei als Leistungsaufnehmer. Gleichzeitig gibt es die Möglichkeit Schlepversuche durchzuführen [MT07].

Bei dem Prüfstandsaufbau wurde zudem auf einen fahrzeugnahen Aufbau Wert gelegt. Alle Komponenten des Kühl- und Ölkreislaufes sowie der Ansaug- und Ladeluftstrecke sind mit originalen Fahrzeugteilen bestückt.

Zur Beschreibung des Warmlaufverhaltens des Motors wurden insgesamt 71 interne und externe Sensoren am Versuchsträger verbaut. Die Abbildung 3.2 gibt einen Überblick über einen Teil der extern verbauten Sensoren sowie den schematischen Aufbau des Prüfstandes. Neben Messstellen zur Aufnahme von Fluid- und Festkörpertemperaturen, wurden Volumenstromsensoren in den Medienkreisläufen appliziert.

Für eine genaue Untersuchung des Aufheizverhaltens in der Warmlaufphase sind hohe Anforderungen an die Temperatursensoren zu stellen. Hierzu zählt neben der Messgenauigkeit insbesondere eine hohe Dynamik. Aufgrund einer aufwendigen Applizierung, vor allem bei den internen Messstellen, sollten die Sensoren zudem noch robust und langzeitstabil sein. Die Wahl im Bereich der Medien und im Motorblock fiel auf Pt-100 Mantelwiderstands-Temperatursensoren.

Für die Durchflussmessungen wurden Ultraschallsensoren des Typs DUK der Firma Kold genützt. Zur Aufnahme der Zylinderdrücke wurden, neben Drucksensor-Glühkerzen der Firma Beru, piezoelektrische Messsonden der Firmen AVL und Kistler in den Zylindern 3 und 4 verbaut. Der aufgenommene Druckverlauf dient sowohl der Überwachung des Brennverlaufes, als auch als Eingangsgröße in weiterführenden Berechnungen, wie zum Beispiel des Wärmeeintrags aus der Verbrennung oder der Energiebilanz des Motors.

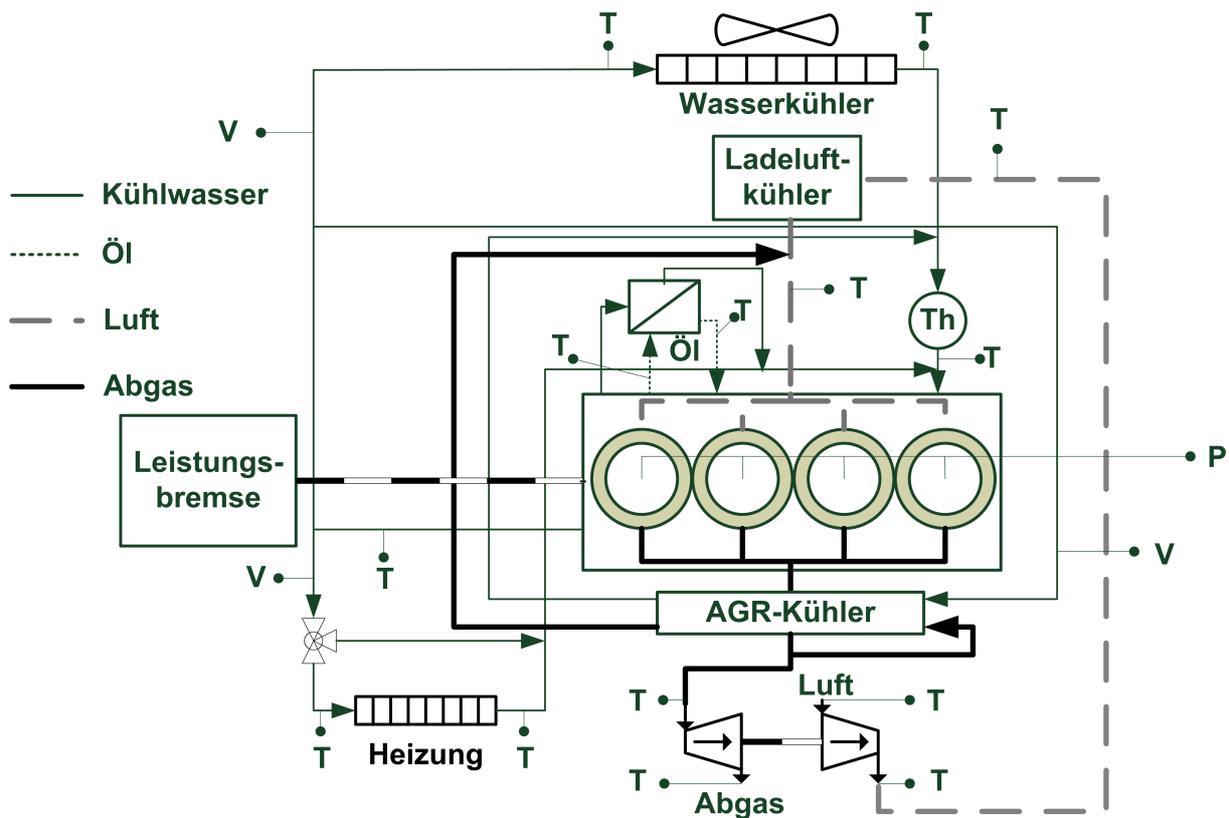


Abbildung 3.2.: Ausschnitt der extern verbauten Sensoren am Versuchsträger

Auswahl und Identifikation der Temperaturmessstellen

Zur Beschreibung des thermischen Aufwärmverhaltens des Motors ist es notwendig, das Temperaturniveau an charakteristischen Stellen des Versuchsträgers zu kennen. Das Ziel ist, die Temperaturverteilung im System und sich daraus ableitende Wärmeströme zu untersuchen. Im Zylinderkopf wurden hierfür beispielsweise mehrere Temperatursensoren im oberen und unteren Lagerbereich der Nockenwellen verbaut. Weitere Messstellen befinden sich im Feuerdeck (Abbildung 3.3). Dadurch kann sichergestellt werden, dass entsprechende Untersuchungen nicht zu lokalen Überhitzungsproblemen und somit zu Schäden am Motor, gerade im Bereich der Ventilstege, führen.

Beim Zylinderkurbelgehäuse wurde ebenfalls Wert darauf gelegt, die Erwärmung im Bereich der Lager zu dokumentieren. Analog zu den Nockenwellen wurden Temperatursensoren im oberen Hauptlagerbereich und in den Lagerbügeln appliziert. Der Bereich um den Brennraum, die sogenannten Laubbuchsen, wurde in vier unterschiedlichen Ebenen, hinsichtlich des Temperaturniveaus erfasst (Abbildung 3.4).

Die einzelnen Messebenen wurden auf Basis zu erwartender charakteristischer Wärmeinträge gewählt. Die erste Ebene liegt beispielsweise 4 mm vom oberen Totpunkt entfernt.

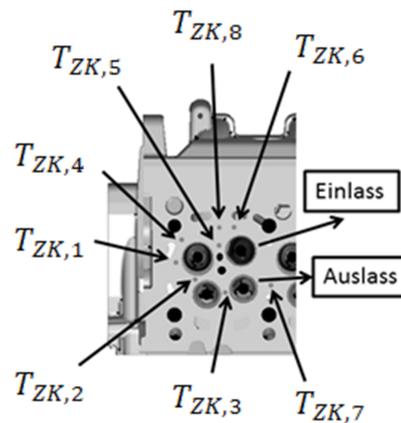


Abbildung 3.3.: Im Bereich des Feuerdecks des Zylinderkopfes verbaute Temperatursensoren [VZTS11, VZST13]

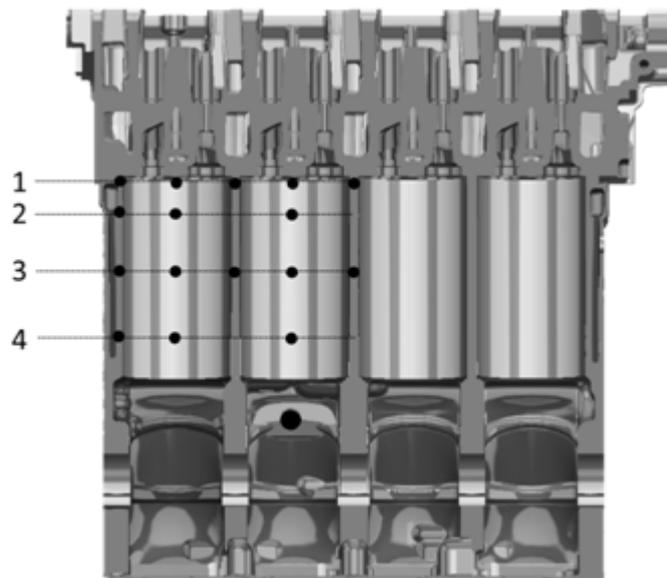


Abbildung 3.4.: Darstellung der unterschiedlichen Ebenen der applizierten Temperatursensoren entlang zweier Laufbuchsen[VZTS11, VZST13]

Das entspricht einer Kolbenposition von ca. 32° Kurbelwinkel. An dieser Stelle ist aufgrund eines großen Kraftstoffumsatzes mit einem hohen Wärmeeintrag zu rechnen. Die nächste Sensorposition befindet sich 40 mm vom oberen Totpunkt entfernt. Hier erreicht der Kolben seine höchste Geschwindigkeit. Zu einem erhöhten Wärmeeintrag, aufgrund einer längeren Verweildauer im unteren Totpunkt, kann es in der Ebene drei kommen. Ähnlich begründen lässt sich die vierte Ebene. Sie ist 120 mm vom Zylinderkopf entfernt und befindet sich auf Höhe des Kolbenhemdes, wenn der Kolben den unteren Totpunkt

durchläuft. An dieser Stelle wird verstärkt Wärmeleitung zwischen dem Kolben und der Laubuchse vermutet.

Versuchsdurchführung

Der Warmlauf des Motors wird anhand eines breit aufgestellten Kennfeldes analysiert. In Abbildung 3.5 sind die untersuchten 24 Betriebspunkte in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment aufgetragen. Dies ermöglicht Untersuchungen zum Parametereinfluss sowohl bezogen auf das Gesamtsystem als auch innerhalb verwendeter Teilansätze.

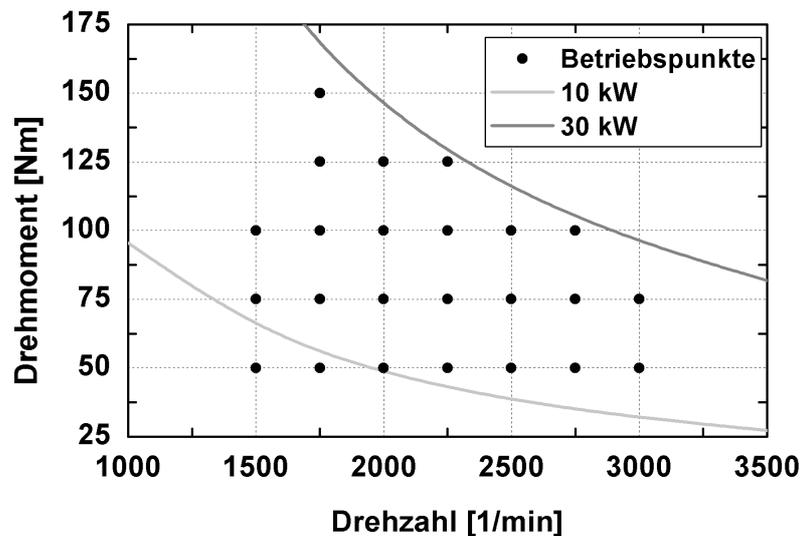


Abbildung 3.5.: Kennfeld aller Betriebspunkte des Motors in Anhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment

Die Begrenzung des Kennfeldes ergibt sich zum einen aus der maximal möglichen Wärmeabgabe über den Kühler und zum anderen im unteren Drehzahlbereich durch Drehunförmigkeiten der Schwungmasse am Versuchsträger.

Bei den jeweiligen Versuchen wird ein einzelner Lastpunkt bis zum Erreichen des betriebswarmen Zustandes gefahren. Die Medien und Bauteilmassen haben dabei eine Starttemperatur von annähernd 20 °C. Nach der Abkühlphase des Motors auf die entsprechenden Ausgangsbedingungen kann der nächste Versuchslauf durchgeführt werden, wobei für einen Betriebspunkt mehrere Wiederholungsmessungen realisiert wurden. Insgesamt hat sich gezeigt, dass die Messungen eine gute Reproduzierbarkeit aufweisen. Eine detaillierte Beschreibung der Messungen bzw. des Messablaufes befindet sich in [VZST13].

Für die Parametrierung der Teilmodelle, die Überprüfung der Energiebilanz und die Durchführung der Arbeitsprozessrechnung werden vor allem der Zylinderdruck sowie die

Temperatur und der Volumenstrom der einlassseitigen Luft, des Abgases, des Kraftstoffes und des Kühlwassers ausgewertet. Hinsichtlich der Validierung der Simulationsergebnisse werden insbesondere die in den Motorbauteilen applizierten Temperatursensoren genutzt.

In der Auswertung der Messungen hat sich gezeigt, dass sich zum Teil erhebliche Temperaturdifferenzen zwischen angrenzenden Messebenen einstellen. In Abbildung 3.6 sind für unterschiedliche Ebenen der Laubbuchse sowie für das Hauptlager die im Kennfeld auftretenden Temperaturdifferenzen ΔT im betriebswarmen Zustand dargestellt.

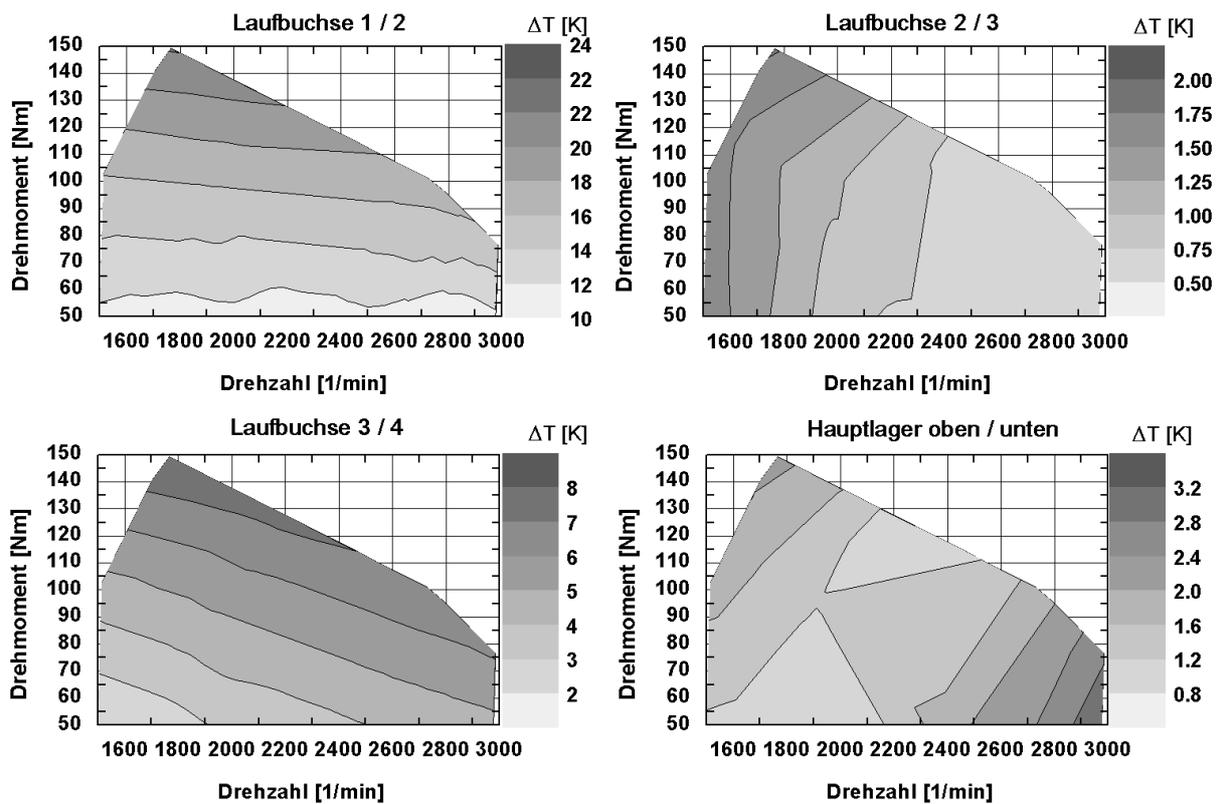


Abbildung 3.6.: Gemessene Temperaturdifferenzen im Bereich der Laubbuchse und des Hauptlagers

Hierbei lässt sich feststellen, dass im obersten Segment der Laubbuchse ein sehr starker Lasteinfluss vorherrscht. Dieser resultiert aus dem zeitlich langen Wärmeeintrag aus der Verbrennung. Der Drehzahleinfluss kann hingegen vernachlässigt werden. Über das gesamte Kennfeld ergeben sich Temperaturdifferenzen zwischen den Sensorpositionen 1 und 2 von 10 bis teilweise 24 K. Sehr gegensätzlich verhält es sich zwischen Ebene 2 und 3 der Laubbuchse. Hier werden lediglich geringe Temperaturunterschiede lokalisiert. Des Weiteren ist ein deutlicher Einfluss der Drehzahl zu erkennen. Dieser beruht auf einem verhältnismäßig hohen Wärmeeintrag aus der Reibung an dieser Stelle. Bei den beiden

unteren Laufbuchsenebenen 3 und 4 nimmt die Differenz im Temperaturniveau wieder zu. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass Ebene 3 stark von der Kühlwasserströmung im Block beeinflusst wird und somit eine höhere Wärmeabfuhr zu verzeichnen hat. Zusätzlich erwärmt sich die Laufbuchse im untersten Teil durch vermehrten Wärmeeintrag aus der Reibung. Dieser resultiert zum einen aus der Wärmeleitung aus Richtung der Hauptlager und zum anderen aus der Wärmeübertragung zwischen Kolben bzw. Kolbenringen und der Ölschicht bzw. der Laufbuchse. Im rechten unteren Bild der Darstellung 3.6 sind für den Bereich der Hauptlager, in denen eine Unterteilung in einen oberen und unteren Bereich mit annähernd gleichverteilter Masse sowie ähnlicher Geometrie vorgenommen wurde, die Temperaturdifferenzen abgebildet. Im Vergleich der beiden Messorte ergeben sich Differenzen von bis zu 3 K. Diese Gradienten sind jedoch nur in Randgebieten zu erkennen. Über den annähernd gesamten Kennfeldbereich stellt sich das Hauptlager eher als ein Bauteil mit homogener Temperaturverteilung dar.

3.3. Energiebilanz

Mit der Gesamtenergiebilanz des Motors wird die Plausibilität sowohl der simulierten als auch der einzelnen messtechnisch erfassten Energieströme während der Warmlaufphase und im stationären Betrieb überprüft. Die Bilanzgrenze wird, wie in Abbildung 3.7 zu sehen, direkt um den Motor gezogen.

Bis zum Erreichen des stationären Zustandes kann die Erwärmung des Gesamtsystems mit Hilfe der Änderung der inneren Energie beschrieben werden. Hierbei muss eine Aufteilung in die festen Komponenten des Motors und die zirkulierenden, flüssigen Medien vorgenommen werden. In Gleichung (3.1) ist diese Unterteilung auf der linken Seite zu erkennen.

$$\begin{aligned} \frac{dU_{ges}}{dt} &= \frac{dU_M}{dt} + (M \cdot c)_{KW} \cdot \frac{dT_{KW}}{dt} + (M \cdot c)_{Öl} \cdot \frac{dT_{Öl}}{dt} \\ &= -P_e + \dot{Q}_B + \dot{M}_{Ein} \cdot h_{Ein} - \dot{M}_{Aus} \cdot h_{Aus} - \dot{Q}_{Umg} - \dot{Q}_{KW} - \dot{Q}_{LLK} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Einen positiven Beitrag zur Änderung der inneren Energie liefern die zugeführte Kraftstoffenthalpie (Gleichung (3.2)) und der Einlassenthalpiestrom der Luft (Gleichung (3.3)). Letzterer leistet, aufgrund der sehr geringen spezifischen Enthalpie der Luft, nur einen kleinen Beitrag.

$$\dot{Q}_B = \dot{M}_B \cdot h_B \quad (3.2)$$

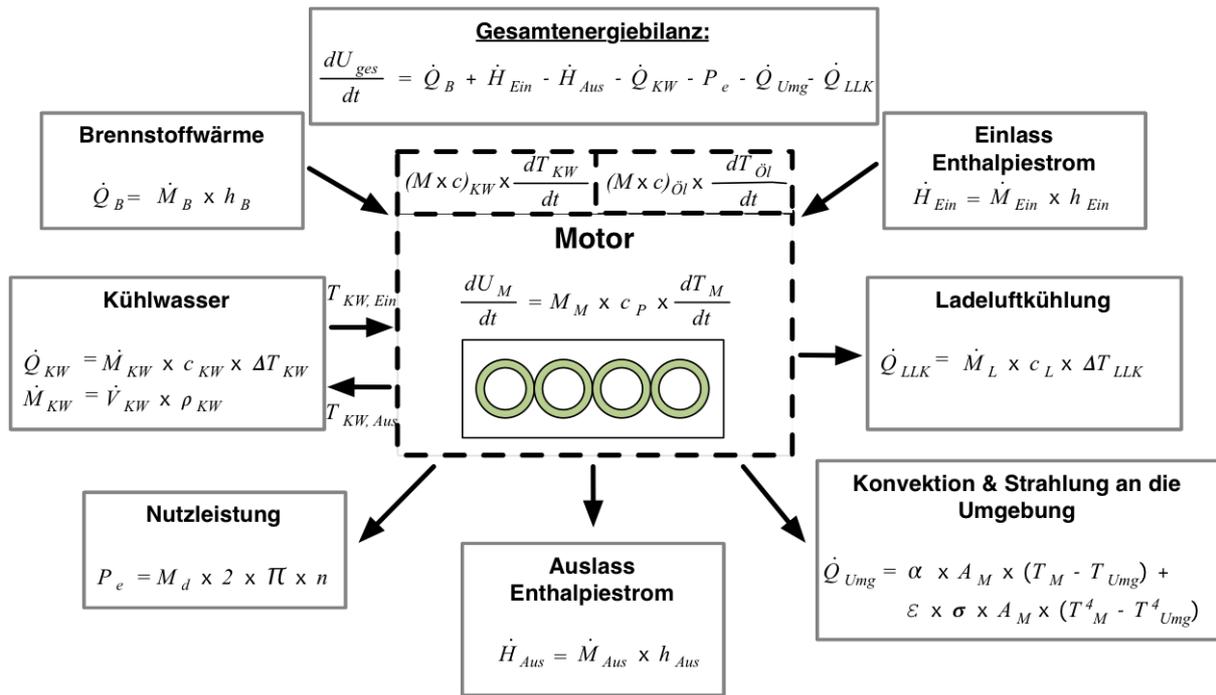


Abbildung 3.7.: Gesamtschema der Energiebilanz des Motors

$$\dot{H}_{Ein} = \dot{M}_{Ein} \cdot h_{Ein} \quad (3.3)$$

Relativ ähnlich in Bezug auf den Betrag, verhalten sich die abgegebene effektive Leistung an der Leistungsbremse des Motorprüfstandes (Gleichung (3.4)) und der Abgasenthalpiestrom (Gleichung (3.5)), welcher über den Abgasmassenstrom und die entsprechende spezifische Enthalpie berechnet wird.

$$P_e = M_d \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3.4)$$

$$\dot{H}_{Aus} = \dot{M}_{Aus} \cdot h_{Aus} \quad (3.5)$$

Sobald der Thermostat seine spezifische Öffnungstemperatur erreicht hat, beginnt das Kühlwasser einen Teil seiner Wärme über die Bilanzgrenze hinweg an die Umgebung abzugeben (Gleichung (3.6)). Die Regelung des Gebläses am Wärmeübertrager im großen

Kühlkreislauf sorgt für eine annähernd konstante Kühlwasseraustrittstemperatur am Zylinderkopf und einen somit gleich bleibenden Energieinhalt des Mediums.

$$\dot{Q}_{KW} = \dot{M}_{KW} \cdot c_{KW} \cdot \Delta T_{KW} \quad (3.6)$$

Die Wärmeabgabe des komprimierten Einlassvolumenstroms über den extern gekühlten Ladeluftkühler (Gleichung (3.7)) ist ebenso wie der Wärmeverlust an die Umgebung (Gleichung (3.8)), welcher sich aus einem konvektiven und einem Strahlungsanteil ergibt, relativ gering. Bei dem konvektiven Verlust wird mit der Gesamtoberfläche des Motors und einem Wärmeübergangskoeffizienten von $15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ gerechnet. Der Emissionsgrad bekommt den konstanten Wert von 0.7 zugewiesen.

$$\dot{Q}_{LLK} = \dot{M}_L \cdot c_L \cdot \Delta T_{LLK} \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{Umg} = \alpha \cdot A_M \cdot (T_M - T_{Umg}) + \epsilon \cdot \sigma \cdot A_M \cdot (T_M^4 - T_{Umg}^4) \quad (3.8)$$

Neben der Erwärmung des Motors und des Kühlwassers muss auch die Erwärmung des Schmierstoffes im Gesamtsystem mit berücksichtigt werden. Die Begrenzung des Ölniveauaus erfolgt über den Ölkühler. Im Vergleich zum Kühlwasser stellt sich im Schmierstoff eine höhere Temperatur ein. Der sich aufgrund der Temperaturdifferenz ergebende Wärmestrom wird vollständig auf das Kühlwasser übertragen, da sich der gesamte Ölkreislauf im Inneren der Bilanzgrenze befindet. In der Abbildung 3.8 ist exemplarisch die Energiebilanz für einen Betriebspunkt dargestellt. Die Anteile Einlassenthalpiestrom der Luft, Wärmeabgabe an die Umgebung und übertragener Wärmestrom im Ladeluftkühler werden aufgrund ihrer geringen Werte und zur besseren Übersichtlichkeit nicht abgebildet. In der nachfolgenden Darstellung ist eine prozentuale Verteilung der einzelnen Bestandteile der Energiebilanz für verschiedene Zeitpunkte nach Motorstart ersichtlich (Abbildung 3.9). In beiden Abbildungen ist die Abnahme der eingebrachten Kraftstoffenergie bei annähernd konstanter effektiver Leistung des Motors zu erkennen. Des Weiteren ist die Änderung der inneren Energie im System, von einem anfänglich hohen Wert bei Motorstart bis hin zum Streben gegen Null bei Erreichen des betriebswarmen Zustandes, zu beobachten. Auch der Anstieg der Wärmeabgabe durch das Kühlwasser beim Öffnen des Thermostats ist zu sehen.

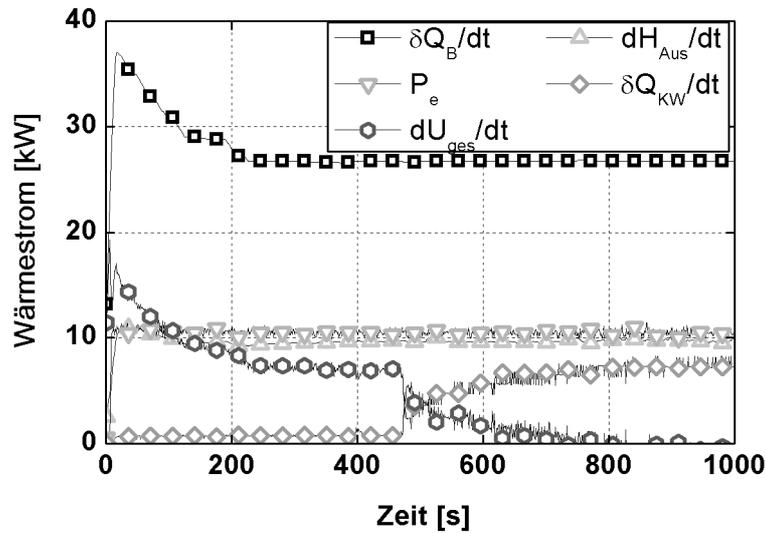


Abbildung 3.8.: Energiebilanz für den Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm im Motorwärmelauf (Experiment)

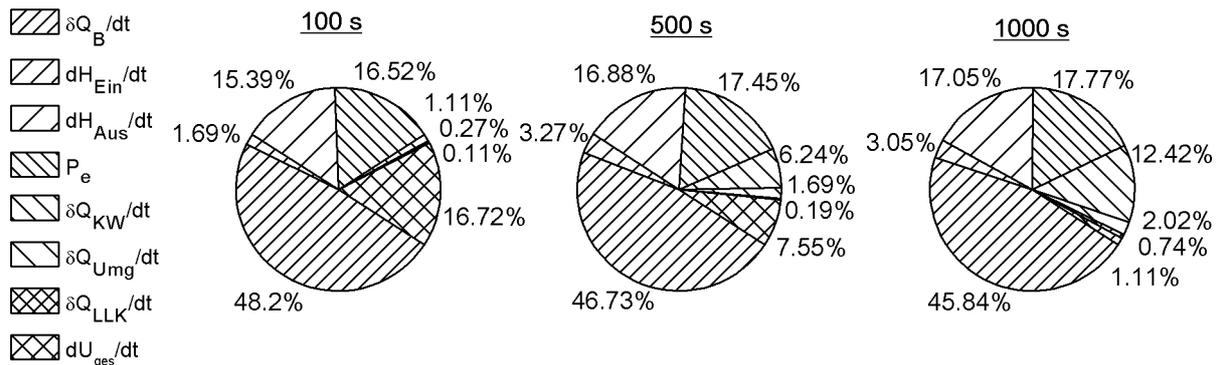


Abbildung 3.9.: Energetische Verteilung der Bestandteile der Energiebilanz für verschiedene Zeitpunkte nach Motorstart (Betriebspunkt 2000 1/min, 50 Nm)

Die leichte Abweichung vom Wert Null der inneren Energie im betriebswarmen Zustand des Motors wird damit begründet, dass es sich hierbei zum einen um einen Differenzwert aus der oben dargestellten Bilanz handelt und zum anderen die hierfür genutzten Sensoren mit kleinen Messfehlern behaftet sind.

In Abbildung 3.10 ist unter Nutzung der Simulationsergebnisse eine differenzierte Betrachtung der Änderung der inneren Energie möglich. Den größten Anteil nehmen die Festkörper ein, wobei das Kurbelgehäuse hierbei aufgrund seiner großen Masse im Vergleich zum Zylinderkopf überwiegt. Nach dem Öffnen des Thermostaten verschwindet der Anteil des Kühlwassers nahezu vollständig, da sich auch die Temperatur des Mediums kaum noch ändert.

Heutzutage werden unter dem Begriff Thermomanagement verschiedene Maßnahmen untersucht, um die Warmlaufphase des Verbrennungsmotors und somit auch die Zeit bis zum Erreichen des betriebswarmen Zustandes zu verkürzen. Eine Umschichtung vorhandener Energie innerhalb des Systems oder auch das Einbringen von Wärme sind mögliche Ansatzpunkte hierfür. Eine verkürzte Warmlaufphase, also die frühzeitigere Annäherung der Änderung der inneren Energie an den Wert Null, führt in der Regel zu einem besseren Verbrennungsablauf sowie zu einer schnelleren Reduzierung der mechanischen Verluste in Form von Reibung. Die Güte der einzelnen Maßnahmen lässt sich mit Hilfe des Kraftstoffverbrauches bewerten.

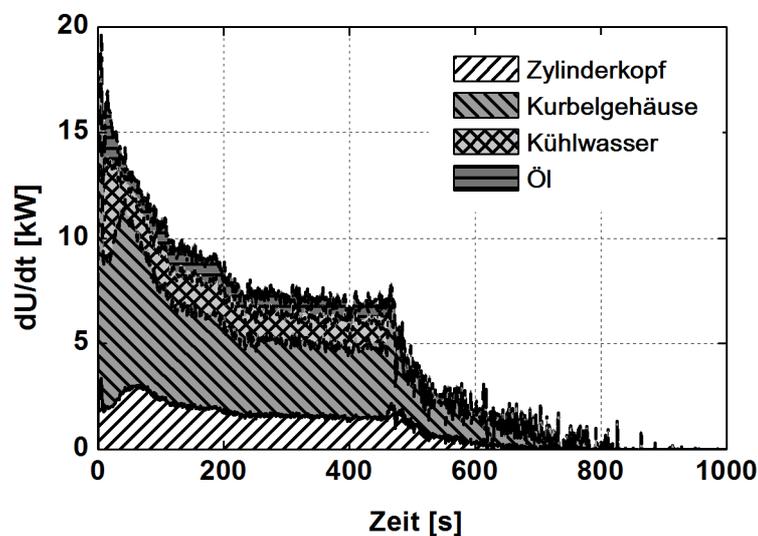


Abbildung 3.10.: Unterteilung der inneren Energie in Festkörper- und Fluidanteile

3.4. Thermisches Netzwerk

Bei der Modellierung der repräsentativen Zylindereinheit werden, unter Berücksichtigung konstruktiver Parameter, wie der Wassermantellänge, der Lagerbreiten oder der einzelnen Wanddicken, die Hauptbestandteile des Motors abgebildet. Angefangen vom Zylinderkopf über das Kurbelgehäuse bis hin zu Kurbelwelle, Kolben und Pleuel werden die wichtigsten Elemente des Motors modelliert. Zusätzlich werden entsprechende Kapazitäten für die Medien Kühlwasser und Öl berücksichtigt. Insgesamt beinhaltet das Simulationsmodell 20 Punktmassen und ist in Abbildung 3.11, bis auf Kolben, Pleuel und Kurbelwelle, als schematische Darstellung ersichtlich.

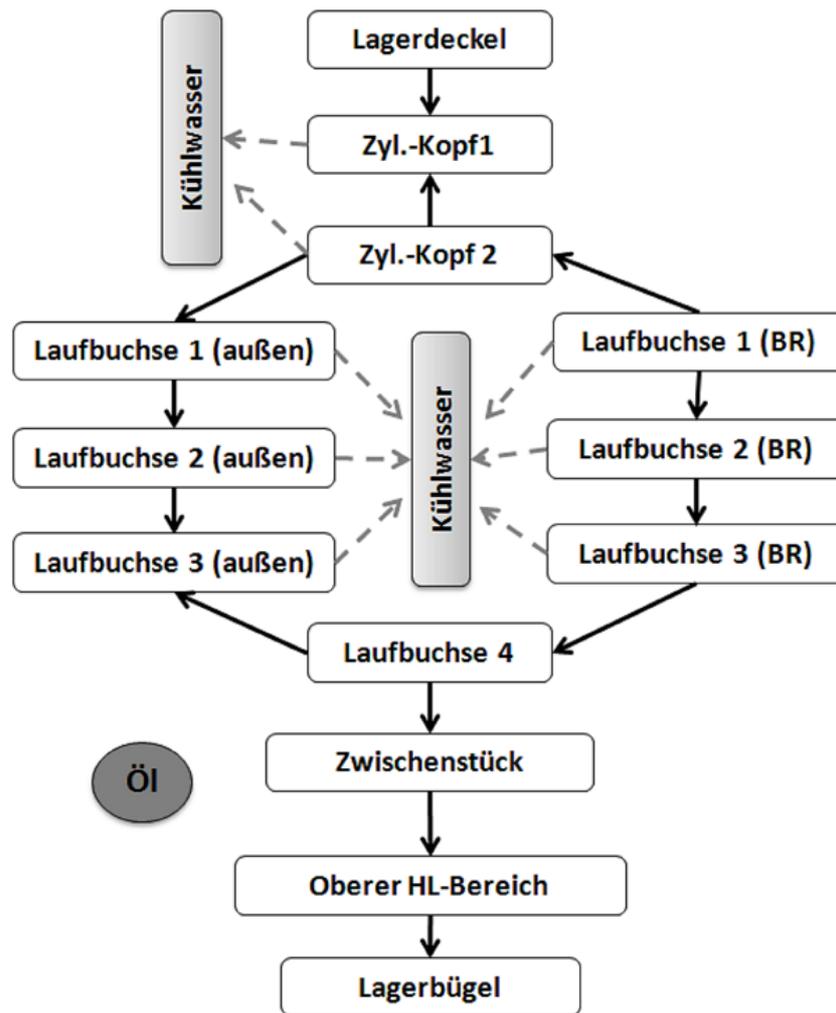


Abbildung 3.11.: Thermisches Motormodell

Bei den Festkörpern im Modell wird eine weitergehende Unterteilung unter Berücksichtigung thermodynamischer Zusammenhänge und der Lage der Temperatursensoren im Versuchsträger vorgenommen. Daraus ergibt sich für bestimmte Komponenten eine Zerlegung in Substrukturen, wie in Abbildung 3.12 zu sehen.

Das Zylinderkurbelgehäuse wird beispielsweise auf Höhe der Laufbuchsen in einen brennraumnahen und einen Außenbereich, getrennt durch das Kühlwasser, unterteilt. Vertikal sind noch einmal weitere Ebenen entstanden. Die für die Modellierung notwendige Zahl an Punktmassen wird über Simulationsrechnungen bestimmt. In Untersuchungen hinsichtlich einer weiteren Segmentierung in diesem Bereich, konnte festgestellt werden, dass sich bei einer Halbierung der Komponenten LB 2 bis LB 4 im Kurbelgehäuse und somit einer lokalen Verdopplung von 3 auf 6 Punktmassen die Genauigkeit bei der Abbildung der einzelnen Temperaturniveaus über den Warmlauf kaum änderte.

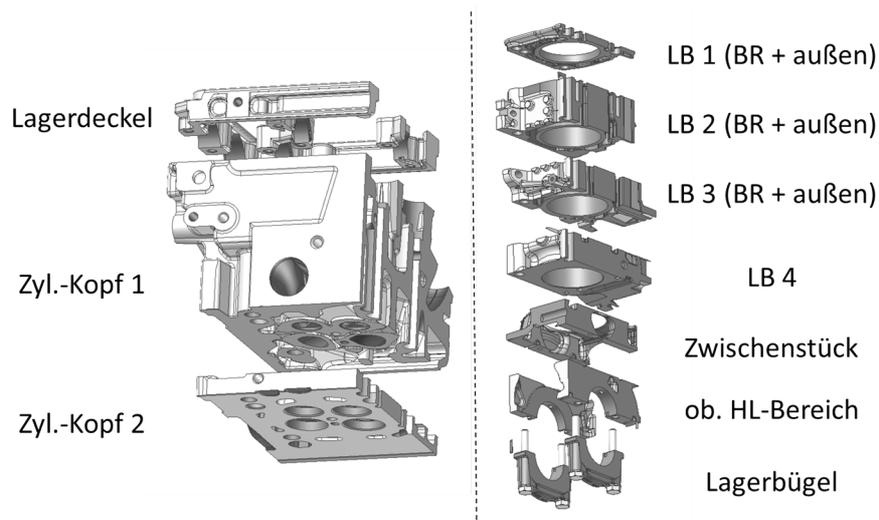


Abbildung 3.12.: Schematische Unterteilung der Zylindereinheit in Substrukturen

Im unteren Abschnitt des Kurbelgehäuses befinden sich unter anderem die Hauptlager. Bei der korrekten Darstellung einer Zylindereinheit sind zwei Hauptlager zu modellieren, da sich ein Lager auf Höhe der Trennung zweier Laufbuchsen befindet. Zu jedem Hauptlager wird auch der entsprechende Lagerbügel abgebildet. Durch eine geometrisch ähnliche Anpassung des oberen Hauptlagerbereiches im Vergleich zum Lagerbügel wird sichergestellt, dass sich die simulierten Temperaturniveaus rund um das Lager nicht aufgrund unterschiedlicher Volumina einstellen, sondern lediglich auf Basis sich ergebender Wärmeflüsse. Des Weiteren wird mit jeweils einer Masse der Kolben und das Pleuel modelliert. Der Vollständigkeit halber wird auch die Kurbelwelle für die Zylindereinheit mit zwei Punktmassen für die beiden Hauptlager und einem weiteren Element für den Pleuel in dem Modell abgebildet.

Im Zylinderkopf wird eine Unterteilung in einen brennraumnahen Bereich, das sogenannte Feuerdeck, und einen Abschnitt, welcher den starken Einfluss des Kühlwassers berücksichtigt, vorgenommen. Eine weitere Substrukturierung wäre aufgrund der konstruktiv aufwendigen Geometrie des Zylinderkopfes mit erheblichem Mehraufwand verbunden. Eine genaue Zuordnung der verbauten Temperatursensoren im Zylinderkopf, welche unter anderem der Überwachung möglicher Überhitzungen im Bereich der Ventilstege dienen, ist somit nicht möglich. Daher wird für die Validierung der simulierten Temperatur im Feuerdeck eine Mitteltemperatur der verbauten Sensoren in diesem Bereich genutzt.

Nachfolgend sind noch einmal alle Bauteile mit der jeweiligen Anzahl an Punktmassen aufgelistet:

- Lagerdeckel (1)

- Zylinderkopf (2)
- Laufbuchse (7)
- Kolben (1)
- Pleuel (1)
- Zwischenstück (1)
- Hauptlager (4)
- Kurbelwelle (3)

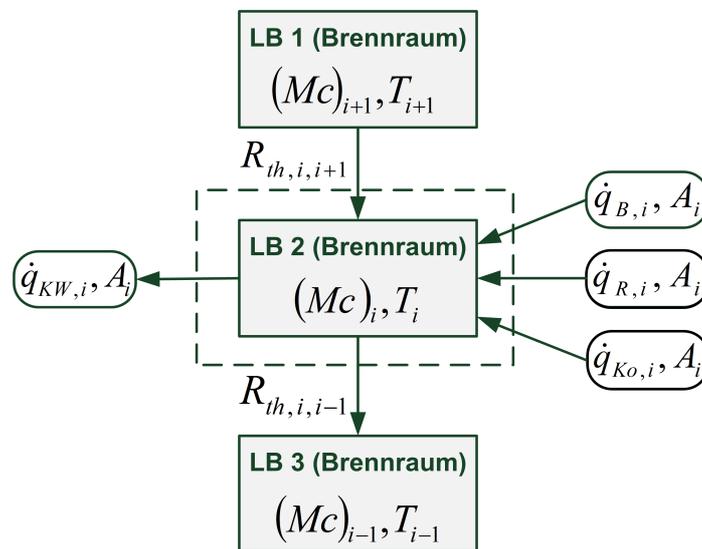


Abbildung 3.13.: Energetische Einflüsse einer Einzelkomponente am Beispiel der brennraumnahen Laufbuchse

In Abbildung 3.13 sind für ein Laufbuchsenelement, welches brennraumnah gelegen ist, schematisch die energetischen Wechselwirkungen bezogen auf seine direkte Umgebung dargestellt. Neben der Wärmeleitung mit den angrenzenden Festkörpern, ausgedrückt über den thermischen Widerstand und die Kontaktfläche, kommen bei dieser Komponente der Wärmeeintrag aus der Verbrennung \dot{q}_B , der Reibung \dot{q}_R und der Wärmeleitung vom Kolben \dot{q}_{Ko} , als Wärmequelle und die Wärmeübertragung an das Kühlwasser \dot{q}_{KW} als Wärmesenke zum Tragen. Die Temperatur des Bauteils wird zu jedem Zeitschritt durch Lösen der Energiebilanz, wie in Gleichung (3.9) dargestellt, berechnet. Die entsprechenden thermischen Widerstände (Gleichung (3.10)) beziehen sich auf die Wärmeleitung zwischen zwei angrenzenden Festkörpern und berücksichtigen den Abstand der jeweiligen

Massenmitteltemperaturen. Dabei können im Fall der Laufbuchse gleiche Querschnitte $A_{i-1} = A_i = A_{i+1}$ vorausgesetzt werden.

$$(M \cdot c)_i \cdot \frac{dT_i}{dt} = \sum A_i \cdot \dot{q}_i + \frac{T_{i+1} - T_i}{R_{th,i,i+1}} + \frac{T_i - T_{i-1}}{R_{th,i,i-1}} \quad (3.9)$$

$$R_{th,i,i+1} = \frac{1}{A_{i,i+1}} \cdot \frac{\frac{x_i}{2} + \frac{x_{i+1}}{2}}{\lambda} \quad (3.10)$$

Jede Punktmasse wird in Abhängigkeit ihres Volumens und ihrer charakteristischen Abmessungen geometrisch im System beschrieben. Die entsprechenden Daten werden aus den zugehörigen CAD-Daten ermittelt. Der Werkstoff wird über die temperaturabhängigen thermophysikalischen Stoffdaten, d.h. die Dichte, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität definiert. Hierbei sind teilweise eigene thermoanalytische Messungen zum Bestimmen der thermophysikalischen Eigenschaften zum Einsatz gekommen. Der Zylinderkopf besteht bei dem Versuchsträger aus einer AlSi-Legierung und das Kurbelgehäuse aus Grauguss. Die formelmäßige Beschreibung der verwendeten Stoffdaten sowie eine Übersicht der Energiebilanz aller Festkörper sind im Anhang zu finden (A.2, A.3).

In Anbetracht der Komplexität der Geometrie des Versuchsträgers ist eine genaue Übereinstimmung zwischen simulierter Massenmitteltemperatur und der lokalen Temperatur am jeweiligen Messort kaum zu erreichen.

3.5. Modellierung der Medienkreisläufe

In Anbetracht der Zielsetzung, den Wärmefluss im Motor zu beschreiben und aufgrund teilweise fehlender Validierungsmöglichkeiten, werden der Kühl- und der Schmierstoffkreislauf mit einem begrenzten, aber hinreichenden Detaillierungsgrad modelliert. Nachfolgend werden beide Kreisläufe hinsichtlich ihres Aufbaus und der Herangehensweise sowie verwendeter Ansätze ausführlich beschrieben.

3.5.1. Kühlkreislauf

In Abbildung 3.14 sind der schematische Aufbau und die Hauptbestandteile des Kühlkreislaufes abgebildet. Hierzu zählen Pumpe, Thermostat, Öl-Wasser-Wärmeübertrager, Kühler und Heizung. Zusätzlich wurden an wichtigen Stellen des Kühlkreislaufes Temperatur-

und Volumenstromsensoren appliziert. Diese Sensoren dienen der Modellierung und Bedatung der einzelnen Komponenten. Eine detaillierte Beschreibung ist in Abschnitt 3.2 zu finden.

Bei der Kühlwasserpumpe wird das Fördervolumen über ein entsprechendes Kennfeld definiert (siehe A.1.1). Der Thermostat wird mit seiner Öffnungscharakteristik sowie dem Wärmeübergang an das enthaltene Wachs beschrieben. Beide Bauteile sind mit vorgefertigten Komponenten der Simulationsumgebung im Modell abgebildet. Für eine korrekte Modellierung ist das genaue Füllvolumen im Versuchsträger vorzugeben. Bei dem Fluid handelt es sich um ein Gemisch aus 60% Wasser und 40% Glykol.

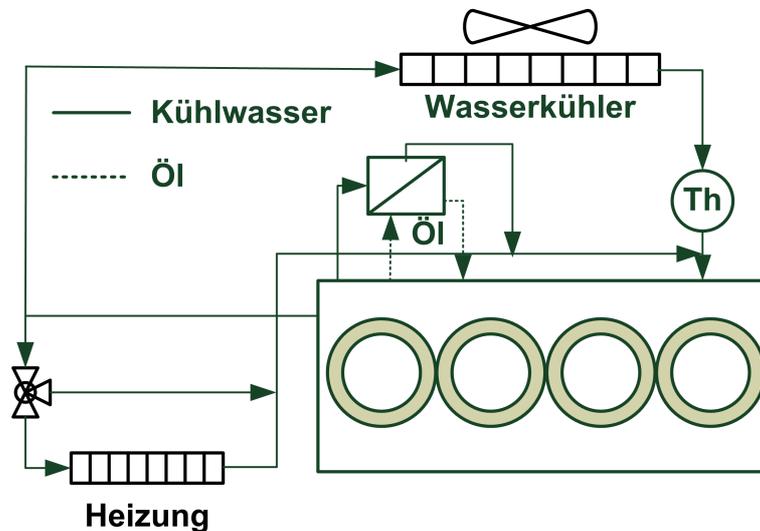


Abbildung 3.14.: Schematische Darstellung des Kühlwasserkreislaufes

Der Kühler und die Heizung werden, aufgrund fehlender Daten, im Simulationsprogramm in vereinfachter Form modelliert. Da der Wasserkühler sehr wichtig für das Temperaturniveau im Motor ist, muss das Verhalten der Komponente im Modell enthalten sein. In der Realität wird mit dem Erreichen der Sollöffnungstemperatur des Thermostaten das heiße Fluid aus dem Motor über den großen Kühlkreislauf durch den Kühler geschickt. Dort wird das Fluid aufgrund des Fahrtwindes des Autos bzw. durch den Lüfter stark abgekühlt und anschließend wieder in den Motor geleitet. In Abhängigkeit des Öffnungsquerschnittes im Thermostat kann der Volumenstrom über den Kühler und somit auch die Temperatur im Motor reguliert werden. Für einen definierten Betriebspunkt stellt sich im betriebswarmen Zustand ein konstantes Temperaturniveau ein. Diese Temperatur wird im Simulationsmodell, aufgrund fehlender Daten über den verbauten Kühler, durch einen Wärmeentzug realisiert. Der sich ergebene Wärmestrom entspricht der vom Kühlwasser im System aufgenommenen Wärme, so dass sich das Temperaturniveau der Kühlwassereintrittstemperatur in das Kurbelgehäuse nach dem Öffnen des Thermostaten

nicht mehr ändert. Das verbaute Thermostat öffnet bei einer Temperatur von 87 °C und hat seinen maximalen Öffnungsquerschnitt bei 102 °C erreicht. Die Konvektion zwischen Kühlwasser und dem umströmten Wachs wird mit einem konstanten thermischen Widerstand von 2,5 K/W im Modell abgebildet.

Beim Heizungswärmeübertrager kommt ein Kennfeld (Abbildung 3.15) für den übertragenen Wärmestrom zum Einsatz. Da auch bei diesem Wärmeübertrager notwendige Daten fehlen, sind auf Basis von Messergebnissen der Vor- und Rücklaufemperatur sowie des Volumenstroms des Kühlwassers die entsprechenden Wärmeströme, die über die Heizung dem Fluid entzogen werden, für das gesamte Kennfeld im Vorhinein ermittelt worden. Die geringen Wärmeströme sind darin begründet, dass der Versuchsträger in einer Prüfstandskabine aufgebaut ist und der Heizungswärmeübertrager ohne Funktion und nur der Vollständigkeit halber im Kühlkreislauf verbaut ist. Luftseitig ist somit von freier Konvektion auszugehen.

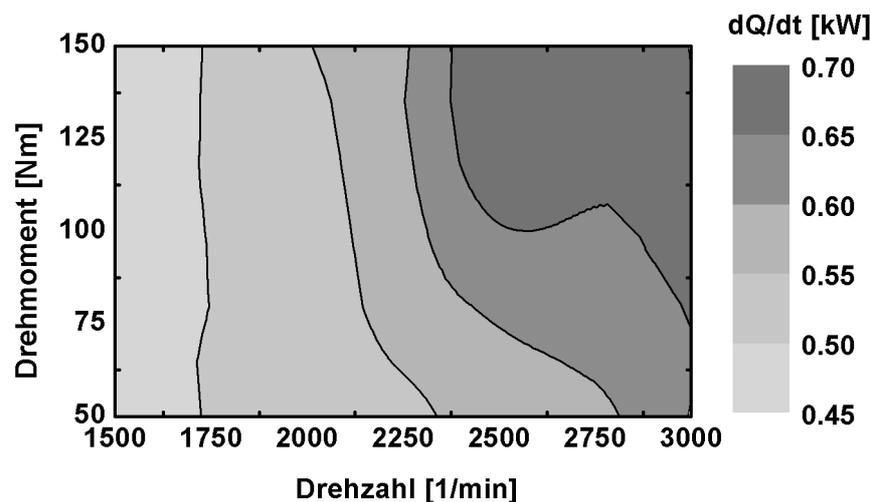


Abbildung 3.15.: Übertragene Wärmeströme des Heizungswärmeübertragers im Kühlkreislauf

Der sich nach dem Öffnen des Thermostaten einstellende relativ konstante Temperaturverlauf wird über ein PID-Glied erreicht, welches den am Kühler verbauten Lüfter mit dem Ziel einer gleichbleibenden Zylinderkopfaustrittstemperatur regelt [VZST13].

In Abbildung 3.16 sind das reale und das simulierte Verhalten des Kühlwassers gegenüber gestellt. Die gute Übereinstimmung im Übergang vom Warmlauf in den betriebswarmen Zustand spricht für diese Herangehensweise.

Innerhalb des Motors wird das Kühlwasser mit Hilfe der Pumpe umgewälzt und vom Kurbelgehäuse in den Zylinderkopf gedrückt. Hierbei fließt das Kühlwasser von der unteren Seite der Laufbuchsen nach oben Richtung Zylinderkopf. Dabei nimmt das Medi-

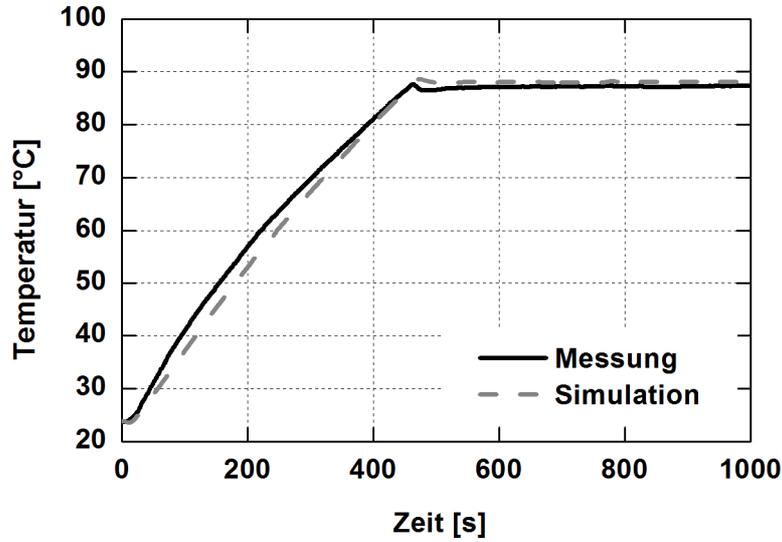


Abbildung 3.16.: Vergleich des simulierten und gemessenen Verlaufes der Kühlwassertemperatur am Motoreintritt (2000 1/min, 50 Nm)

um Wärme von den Laufbuchsen auf und gibt gleichzeitig Wärme an die Wände des Kurbelgehäuses in deutlich geringerer Menge wieder ab. Des Weiteren durchströmt ein Teilstrang des Kühlwassers den Ölkühler, in dem zusätzlich Wärme dem Öl entzogen wird. Im Zylinderkopf werden hauptsächlich die Bereiche des Feuerdecks und der Ventile umströmt. Die Differenz zwischen Einlass- und Auslasstemperatur des Kühlwassers im Motor beträgt lediglich wenige Kelvin. Dieser geringe Temperaturunterschied ist durch die hohen Volumenströme bedingt und muss messtechnisch sehr genau erfasst werden, um den Wärmestrom \dot{Q}_{KW} hinreichend genau bestimmen zu können. In Formel (3.11) ist die Energiebilanz des Kühlwassers ersichtlich.

$$\frac{dT_{KW}}{dt} = \frac{1}{M_{KW} \cdot c_{KW}} \cdot \left(\dot{Q}_{KW}^{ZK} + \dot{Q}_{KW}^{ZKG} + \dot{Q}_{KW}^{\text{Öl-WÜ}} - \dot{Q}_{KW}^{\text{Heiz-WÜ}} - \dot{Q}_{KW}^{\text{Kühler}} \right) \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{KW}^{ZK} = \dot{Q}_{KW}^{ZK_1} + \dot{Q}_{KW}^{ZK_2} \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{KW}^{ZKG} = \sum_{i=1}^3 \left(\dot{Q}_{KW}^{LB_i BR} + \dot{Q}_{KW}^{LB_i aussen} \right) + \dot{Q}_{KW}^{LB_4} \quad (3.13)$$

Für die Charakterisierung des Strömungsverhaltens im Motor und die Ermittlung der Re-Zahl sowie des Wärmeübergangskoeffizienten, werden die Volumenmodelle der Kühlkanäle im Kurbelgehäuse sowie im Zylinderkopf in viele kleine Scheiben geteilt. Dadurch können jeweils eine mittlere Querschnittsfläche und ein mittlerer hydraulischer Durchmesser ermittelt werden. In Abbildung 3.17 ist die zuvor beschriebene Herangehensweise am Beispiel des Kühlwassermantels im Zylinderkurbelgehäuse dargestellt.

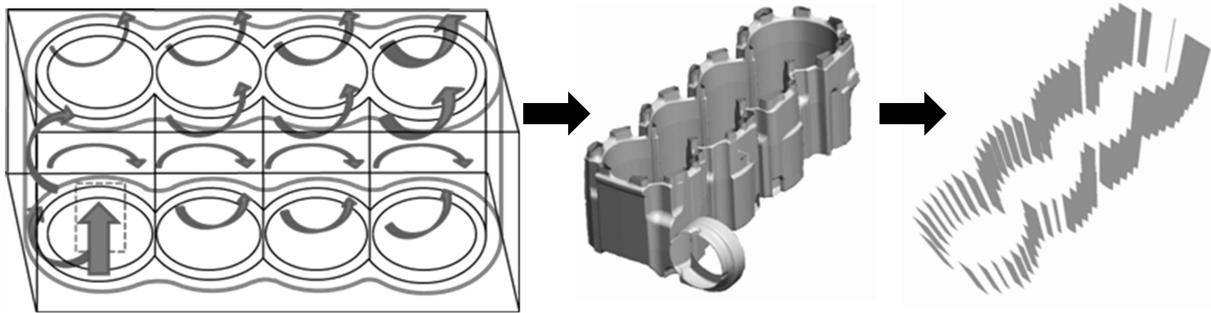


Abbildung 3.17.: Zerlegung des Kühlwassermantels im Kurbelgehäuse in Schnittebenen zur Bestimmung charakteristischer Größen des Strömungsverhaltens

Aufgrund des hohen Volumenstroms und einem relativ kleinen Strömungsquerschnitt ergeben sich entsprechend hohe Geschwindigkeiten. Diese führen durch die direkte Proportionalität der Geschwindigkeit zur Re-Zahl, wie in Gleichung (3.14) zu erkennen ist, bei den hier beschriebenen Verhältnissen zu einem Überschreiten der kritischen Re-Zahl und somit zu einem turbulenten Strömungsverhalten im Kühlwasserkanal. Die Re-Zahl beschreibt das Verhältnis von Trägheitskraft und Reibungskraft der Strömung [BS10].

$$Re = \frac{v_{ch} \cdot l_{ch}}{\nu(T)} \quad l_{ch,ZK} = 37,2\text{mm} \quad l_{ch,ZKG} = 30,8\text{mm} \quad (3.14)$$

In Abbildung 3.18 sind die Re-Zahlen aus der Simulation beider Kühlwasserbereiche des Motors ersichtlich. Der verhältnismäßig große Unterschied zwischen den Verläufen des Zylinderkopfes und denen des Kurbelgehäuses resultiert aus den unterschiedlichen Strömungsquerschnitten. Der Querschnitt zwischen den Laufbuchsen und der Außenwand ist ungefähr doppelt so groß wie der Querschnitt im Zylinderkopf bei annähernd gleicher charakteristischer Länge. Die kritische Re-Zahl für laminare Rohrströmungen liegt bei 2300. Sowohl im Zylinderkopf, als auch im Block wird dieser Grenzwert weit überschritten.

Der für den Wärmeübergang notwendige Wärmeübergangskoeffizient ergibt sich bei einer turbulenten Strömung aus einer Nusselt-Reynolds-Korrelation (Abbildung 3.18).

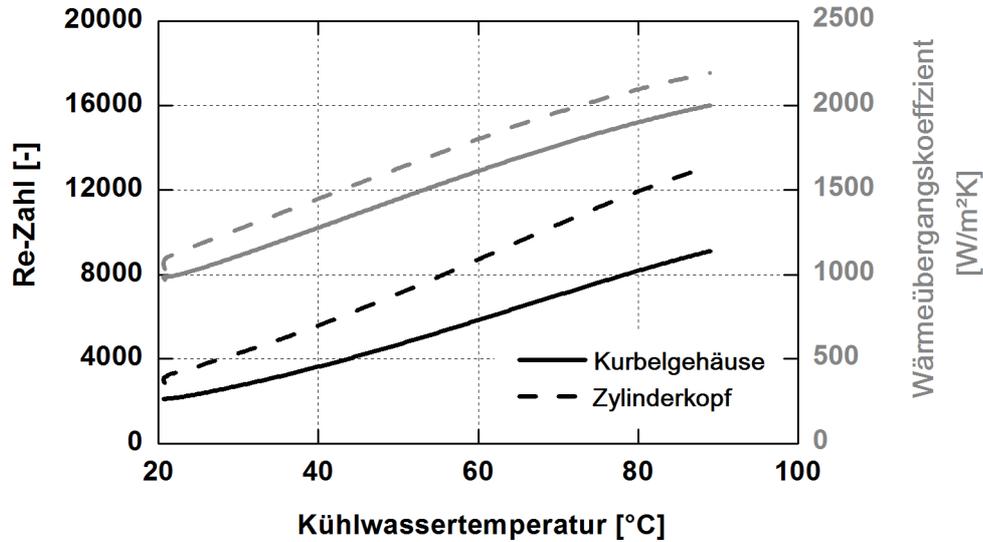


Abbildung 3.18.: Darstellung der Reynolds-Zahlen und der Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich des Kurbelgehäuses und des Zylinderkopfes

Hierbei wird ein Dittus-Boelter-Ansatz verwendet, welcher für Rohrrinnenströmungen geeignet ist [ID07, VDI08]. Diese Berechnungsvorschrift führt laut Robinson und Wiseman jedoch zu einer Unterbestimmung des tatsächlichen Wärmeübergangsverhaltens von dem 0,3 bis 0,5-fachen der Realität [Rob01, Wis99]. In Anlehnung an die Ausführungen von Robinson und Wiseman sowie durch den Vergleich mit Messdaten, wird in dieser Arbeit der Koeffizient a des beschriebenen Ansatzes verdoppelt.

$$Nu = a^* \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad \text{mit } a^* = 2 \cdot a \quad (3.15)$$

Aus der Nusselt-Zahl

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l_{ch}}{\lambda} \quad (3.16)$$

kann der Wärmeübergangskoeffizient, als gesuchte Größe, direkt bestimmt werden. Des Weiteren hängt die Kennzahl von der charakteristischen Länge und dem Wärmeleitkoeffizienten des Fluids ab.

$$\frac{\alpha \cdot l_{ch}}{\lambda} = a^* \cdot \left(\frac{v_{ch} \cdot l_{ch}}{\nu(T)} \right)^n \cdot \left(\frac{\nu \cdot \rho \cdot c}{\lambda} \right)^m \quad (3.17)$$

$$\alpha = a^* \cdot l_{ch}^{n-1} \cdot v_{ch}^n \cdot \nu^{m-n} \cdot \lambda^{1-m} \cdot \rho^m \cdot c^m \quad (3.18)$$

In Abbildung 3.19 ist das Verhalten des kühlwasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten in Bezug auf den Einfluß der Temperatur und sich daraus ergebender stofflicher Änderungen im Fluid ersichtlich. Der Koeffizient erhöht sich sowohl mit steigender Wärmeleitfähigkeit und spezifischer Wärmekapazität, als auch mit sinkender Dichte und kinematischer Viskosität. Bis auf bei der Viskosität zeigt sich bei den restlichen Größen ein annähernd linearer Einfluss in Bezug auf den Koeffizienten.

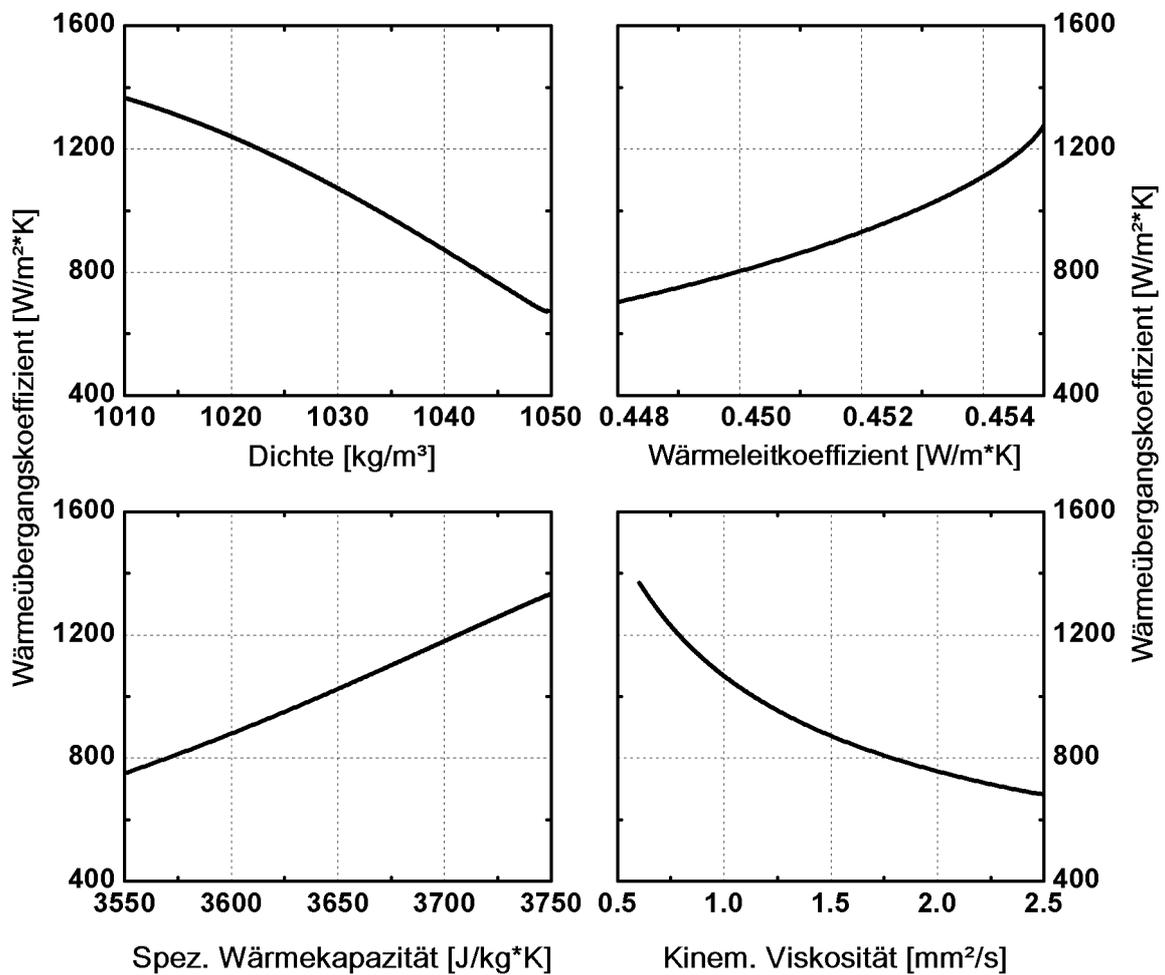


Abbildung 3.19.: Einfluss verschiedener Stoffdaten auf den kühlwasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten

Insgesamt lässt sich feststellen, dass der Kühlwassereinfluss sehr dominant auf das Aufwärmverhalten des Motors wirkt. Direkt mit dem Kühlwasser in Kontakt stehende Bauteile nähern sich dem charakteristischen Temperaturverlauf des Kühlwassers an.

3.5.2. Schmierstoffkreislauf

Der zweite Fluidkreislauf im System ist der Schmierstoffkreislauf. Bestehend aus den Hauptkomponenten Ölpumpe, Ölkühler und Filter hat er die Aufgabe für die notwendige Schmierung aller relevanten Komponenten im System zu sorgen. Darüber hinaus kühlt das Medium thermisch stark belastete Komponenten, wie den Kolben und verhindert die Entstehung von Korrosion im Motor [MT07]. Bei der Ölpumpe handelt sich um eine Zahnradpumpe. Diese gehört zu den Verdrängerpumpen und fördert permanent das gleiche Volumen bei einer bestimmten Drehzahl (siehe A.1.2). Bei niedrigen Temperaturen und somit hohen Zähigkeiten des Fluids würden so hohe Drücke im System entstehen. Ein Überdruckventil mit einem zugehörigen Maximaldruck verhindert diesen Zustand.

Die thermische Verbindung zwischen dem Schmierstoff und dem Kühlwasser besteht über den Ölkühler. Mit Hilfe zweier Adapterplatten am Versuchsträger wird der Öl-Wasser-Wärmeübertrager vom Kurbelgehäuse getrennt und mit weiteren Sensoren für Temperatur und Volumenstrom auf Seiten des Öls ausgestattet. Dadurch ist es möglich, das thermische Verhalten des Ölkühlers zu beschreiben. In Abbildung 3.20 ist das berechnete Kennfeld, basierend auf Messdaten für den übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Öl-WÜ}}$ dargestellt. Als Inputgrößen dienen der Ölmassenstrom und die Temperaturdifferenz zwischen der Öleintritts- und der Kühlwassereintrittstemperatur.

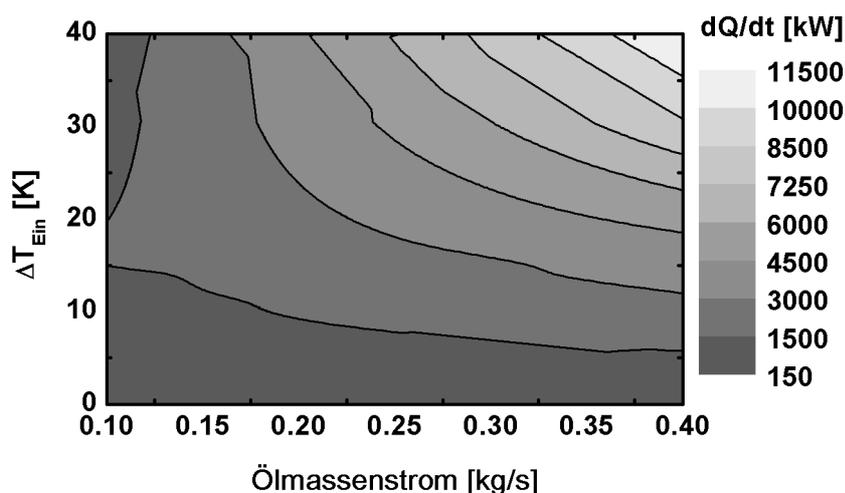


Abbildung 3.20.: Wärmestrom-Kennfeld des Öl-Wasser-Wärmeübertragers

Der Einfluss des Massenstroms auf den Wärmestrom ist bei niedrigen Temperaturdifferenzen weniger ausgeprägt. Erst mit zunehmender Temperaturdifferenz verlaufen die Wärmestrombanden im Kennfeld annähernd diagonal. Abbildung 3.21 stellt den Vergleich von Messung und Simulation der Öleintritts- und Austrittstemperatur am Beispiel des Betriebspunktes 1750 1/min und 50 Nm dar. Bis ungefähr 600 s nach Motorstart, ist kaum ein Unterschied zwischen beiden Temperaturen zu erkennen. Erst nach Öffnen des Thermostaten stellt sich eine Temperaturdifferenz zwischen der Vorlauf- und Rücklauf-temperatur ein. Die Simulation folgt diesem Trend und zeigt eine gute Übereinstimmung im Temperaturverlauf verglichen mit den Messergebnissen.

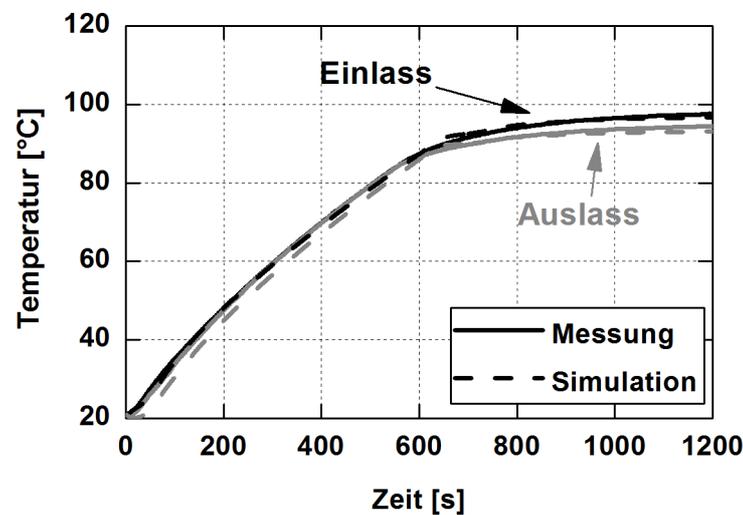


Abbildung 3.21.: Vergleich von Messung und Simulation der Ein- und Auslassöltemperatur im Ölkühler für den Betriebspunkt 1750 1/min und 50 Nm

Der zur Verfügung stehende Versuchsträger wird mit der Ölsorte 5W30 gefahren. Die entsprechenden temperaturabhängigen Stoffdaten sind genauso wie beim Kühlwasser als Kennfelder im Modell hinterlegt. Sie sind wichtige Eingangsgrößen für die Berechnung der Reibung an den verschiedenen Stellen im Motor. Die formelmäßige Beschreibung der Eigenschaften der Fluide ist im Anhang A.2 ersichtlich. Ein Großteil der entstehenden Wärme aus dem Reibungsprozess $\dot{Q}_{\text{Öl}}^R$ geht direkt in den Schmierstoff und führt so zu seiner Erwärmung. Weitere Wärmequellen für das Öl resultieren aus der Kühlung thermisch hochbelasteter Bauteile. Den größten Anteil macht dabei die Kolbenkühlung $\dot{Q}_{\text{Öl}}^{K_o}$ (Abbildung 3.22) aus. Hierbei handelt es sich um eine Kombination aus Spritzkühlung am Kolbenboden und der Wärmeübertragung in den Kühlkanälen stark belasteter Diesellokolben, hervorgerufen durch den sogenannten Shaker-Effekt [Sti12, Mah11]. In Abbildung

3.22 ist die Verteilung der Wärmeeinträge und -austräge in den Kolben schematisch aufgezeigt.

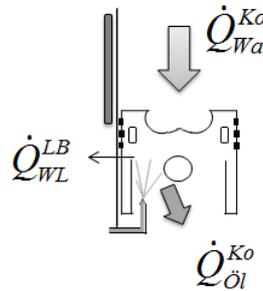


Abbildung 3.22.: Schematische Darstellung zu- und abfließender Wärmeströme beim Kolben

Neben der Wärmezufuhr kühlt sich das Öl an bestimmten Stellen auch leicht wieder ab. Im unteren Bereich des Kurbelgehäuses $\dot{Q}_{\ddot{o}l}^{ZKG}$, auf Höhe der Kurbelwelle, kommt es aufgrund teilweise niedrigerer Temperaturen der Festkörper zu einer Wärmeabfuhr. Ähnliche Erkenntnisse hat auch Jarrier [JCYG00] in seinen Untersuchungen.

Generell wird für die Berechnung der Wärmeübertragung zwischen dem Öl und der jeweils beteiligten Komponente die Formel (3.19) verwendet.

$$\dot{Q}_{i,\ddot{o}l} = A_{i,\ddot{o}l} \cdot \alpha_{\ddot{o}l} \cdot (T_i - T_{\ddot{o}l}) \quad (3.19)$$

Hinsichtlich der Berechnung der Konvektion zwischen dem Schmierstoff und dem Kolben, der sogenannten Spritzkühlung, wird mit einem konstanten Wärmeübergangskoeffizienten von $2000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ gerechnet. Bei den Komponenten im unteren Bereich des Kurbelgehäuses wird ein konstanter Wert von $500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ genutzt, da angenommen wird, dass die Wärmeübertragung aufgrund von herunterlaufendem Schmierstoff und Ölnebel verursacht wird. Bei den Koeffizienten handelt es sich um Werte aus der Literatur [Wei09]. Die für die Wärmeübertragung notwendigen Kontaktflächen sind den Konstruktionszeichnungen entnommen worden. In Abbildung 3.23 sind noch einmal die zuvor beschriebenen Wärmeeinträge in den Schmierstoff dargestellt.

Mit Hilfe der Energiebilanz des Öls lässt somit die Temperaturentwicklung des Schmierstoffes über der Zeit ermitteln (Formel (3.20)).

$$\frac{dT_{\ddot{o}l}}{dt} = \frac{1}{M_{\ddot{o}l} \cdot c_{\ddot{o}l}} \cdot \left(\dot{Q}_{\ddot{o}l}^R + \dot{Q}_{\ddot{o}l}^{Ko} - \dot{Q}_{\ddot{o}l}^{\ddot{o}l-w\ddot{u}} - \dot{Q}_{\ddot{o}l}^{ZKG} \right) \quad (3.20)$$

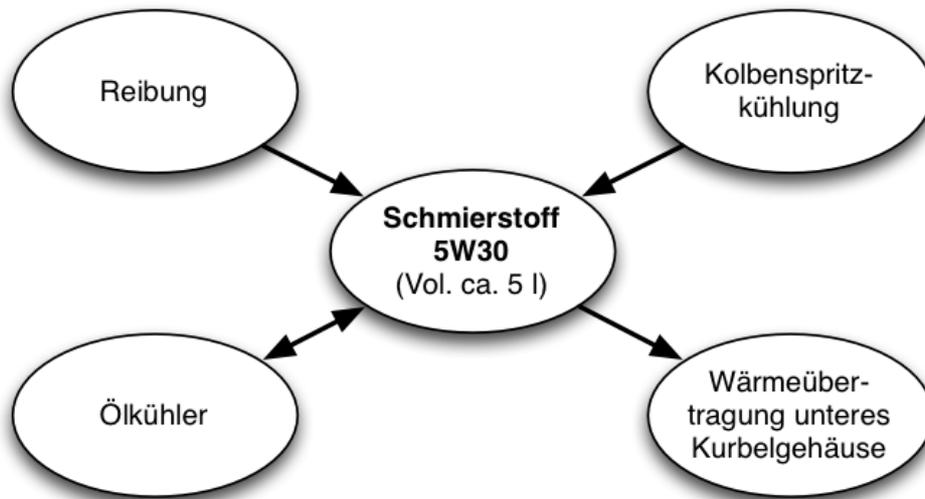


Abbildung 3.23.: Schematische Darstellung der zu- und abfließenden Wärmeströme in den Schmierstoff

$$\dot{Q}_{\dot{O}l-w\ddot{U}} = -\dot{Q}_{Kw\ddot{U}} \quad (3.21)$$

Zusätzlich zum thermischen Modell wurde unter Nutzung der Bausteine in der Simulationsumgebung (AMESim) ein hydraulisches Leitungsmodell mit allen Lagern im Motor modelliert. Die einzelnen Leitungen des Schmierstoffkreislaufes sind über ihren Durchmesser und ihre Länge definiert. Die Werte hierfür wurden mit Hilfe der CAD-Zeichnungen ermittelt und auf das Modell übertragen. Mit dem Lagermodell (Abbildung 3.24), einem hydrodynamischen Ansatz von Petrov [Pet87], ist es möglich, das Strömungsverhalten, hervorgerufen durch Drehung und Verdrängung im Lager, zu untersuchen.

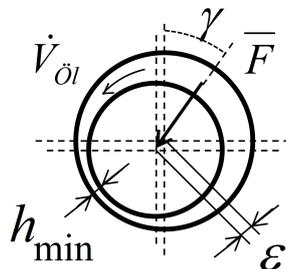


Abbildung 3.24.: Charakteristische Größen der Lagerberechnung

Auf Basis der mittleren wirkenden Lagerkraft und dem zugehörigen Wirkwinkel zur Vertikalen können zusätzlich noch Aussagen zu minimaler Schmierpaltstärke und Exzentrizität gemacht werden.

Zu den sensiblen Größen im hydraulischen Leitungsmodell gehören im Allgemeinen der Druck und der Volumenstrom. Aufgrund fehlender Validierungsmöglichkeiten können die simulierten Werte im Ölkreislauf nicht überprüft werden, so dass lediglich qualitative Aussagen getroffen werden könnten.

Für weitergehende Untersuchungen bieten sich sowohl für den Kühl- als auch für den Schmierstoffkreislauf die Kopplung mit entsprechenden Einzelmodellen oder auch die Erweiterung hinsichtlich des Detaillierungsgrades an.

3.6. Verbrennung

Für die Beschreibung des Verbrennungsprozesses lassen sich drei verschiedene Herangehensweisen unterscheiden. Die einfachste Möglichkeit wird durch nulldimensionale empirische Modelle gegeben. Mit Hilfe mathematischer Funktionen lässt sich die reale Verbrennung gut approximieren. Die Vorteile liegen in der einfachen Parametrierung und Anwendbarkeit. Bezogen auf einzelne Betriebspunkte lassen sich mit einem validierten Parametersatz gute Übereinstimmungen erzielen. Jedoch führen Extrapolationen auf andere Betriebspunkte zu starken Abweichungen. Zu den bekanntesten empirischen Ersatzbrennverläufen gehören der Vibe-, der Doppel-Vibe- und der Vibe-Hyperbel-Ansatz [Bar01, VB70].

Liegt der Fokus auf einer räumlich und zeitlich aufgelösten Verbrennungsrechnung, werden heutzutage CFD-Modelle mit entsprechenden reaktionskinetischen Ansätzen verwendet. Bei der dreidimensionalen Modellierung wird das Strömungsfeld in finite Strukturen diskretisiert und unter Beachtung der Massen-, Energie und Impulserhaltung gelöst. Das Ziel dieser Simulation ist die genaue Untersuchung von Gemischaufbereitung, Verbrennung und Schadstoffbildung. Nachteilig sind hierbei der sehr hohe Daten- und Rechenaufwand sowie die entsprechende Modellierungstiefe [PKS10].

In dieser Arbeit wird ein phänomenologischer Ansatz von Barba verwendet, welcher einen Mittelweg in der Berechnungsweise zu den zuvor genannten Verfahren darstellt [BBBB00, Bar01]. Dieses Modell, das in der genutzten Simulationsumgebung bereits implementiert ist, 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, welche sich aus dem Einspritzverlauf und den charakteristischen Parametern der Einspritzdüse, und den Zustandswerten bei "Einlass schließt" und "Auslass öffnet" zusammensetzt, kann

das Verbrennungsverhalten in der Hochdruckphase abgebildet werden. Die Einspritzverläufe $\dot{M}_{B,i}$ der untersuchten Betriebspunkte wurden an einem Einspritzverlaufsindikator auf Basis charakteristischer Daten, wie dem Beginn SOI_i und der Dauer $\Delta t_{Inj,i}$ der Einspritzungen sowie dem Raildruck $p_{Rail,i}$ in der Kraftstoffleitung nachgebildet.

Gestützt auf die Validierung mehrerer Betriebspunkte, lässt sich das Modell mit einem Parametersatz auf ein breites Lastspektrum anwenden. Dies stellt einen klaren Vorteil hinsichtlich der prädiktiven Aussagefähigkeit dar. 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 [MST12]. Auf eine Untersuchung der Schadstoffbildung wird in diesem Projekt verzichtet. Durch eine Unterteilung in eine Premixed- bzw. vorgemischte Verbrennung und in eine Diffusionsverbrennung wird versucht, unterschiedliche geschwindigkeitsbestimmende Mechanismen der Energieumsetzung zu berücksichtigen [Bar01]. Ergänzt werden die Ansätze durch ein Kraftstoffverdampfungs- und Zündverzugsmodell zur Beschreibung des Brennbeginns. Der Ansatz für die Premixed-Verbrennung dient der Abbildung der einzelnen Voreinspritzungen bzw. des Premixed-Anteils der Hauptverbrennung. Hiermit werden die Vermischung des dampfförmigen Kraftstoffes mit der Luft und dem Restgas im Zylinder sowie die Flammenausbreitung von einem bzw. mehreren Zündorten innerhalb des Gemisches beschrieben. Die Kraftstoffumsetzung bei der Diffusionsverbrennung wird überwiegend durch die kinetische Energie des Einspritzstrahles der Hauptverbrennung bestimmt [Bar01]. In dem hierfür genutzten Frequenzansatz wird neben einer charakteristischen Mischungslänge auch eine Mischungsgeschwindigkeit, welche sinngemäß für die Turbulenz im Zylinder steht, verwendet. Die Mischungslänge wird über die Brennraumgeometrie, das Verbrennungsluftverhältnis und die Anzahl der Düsenlöcher berechnet. Bei der charakteristischen Mischungsgeschwindigkeit gibt es hinsichtlich der Beschreibung der auftretenden Turbulenz im Zylinder eine Unterteilung in eine Grund- und eine Einspritz-turbulenz. Auftretende Effekte durch die Einlassströmung oder durch den Drall werden mittels der Grundturbulenz erfasst und über die mittlere Kolbengeschwindigkeit und einen entsprechenden Koeffizienten abgebildet. Der zweite Term der Mischungsgeschwindigkeit fasst die Dissipation des Kraftstoffes und die dem System durch Einspritzung zugeführte kinetische Energie zusammen [Bar01].

Der Übergang von der Premixed- zur Diffusionsphase in der Hauptverbrennung wird in Abhängigkeit der Umsetzungsrate der Premixed-Verbrennung geregelt. In Abbildung 3.25 ist exemplarisch der Ablauf einer Verbrennung dargestellt.

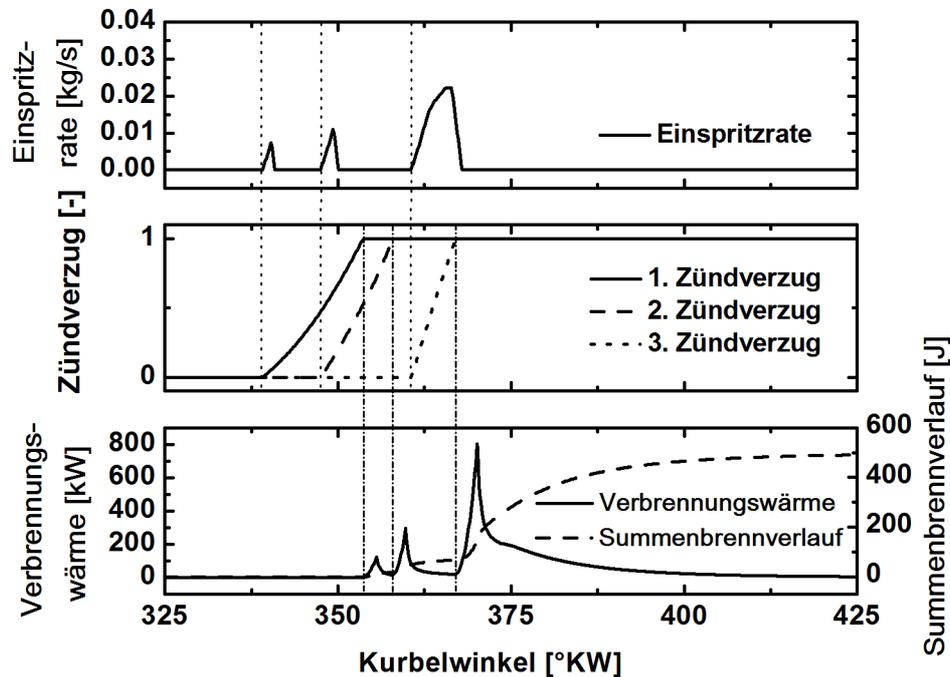


Abbildung 3.25.: Exemplarische Vorgehensweise zur Ermittlung des Brennverlaufes

Im oberen Diagramm ist der Einspritzverlauf zu sehen, welcher zu zwei Vorverbrennungen und einer Hauptverbrennung führt. Generell wird die Annahme getroffen, dass der eingespritzte Kraftstoff sofort verdampft und aus jedem Einspritzstrahl eine sphärische homogene Gemischwolke entsteht. Durch Turbulenz im Brennraum und den vorherrschenden Konzentrationsunterschieden zwischen der Gemischwolke und dem umgebenden Gas entstehen permanente Vermischungsvorgängen. Dabei kommt es zu einer Abmagerung des Gemisches und einer Vergrößerung der Zone. Die Zeit zwischen dem Einspritz- und dem Brennbeginn wird Zündverzug genannt. Dieser wird durch physikalische und chemische Prozesse hervorgerufen. Zu den physikalischen Vorgängen gehören die Zerstäubung des Kraftstoffes sowie die Verdampfung und Vermischung mit der Luft im Brennraum. Aus chemischer Sicht führen entsprechende Vorreaktionen im Luft-Kraftstoff-Gemisch und die Selbstzündung des Gemisches zu einem Verzug der Verbrennung bezogen auf den Einspritzbeginn. Laut [Bar01] wird der Zündverzug unter normalen Betriebsbedingungen durch den chemischen Anteil bestimmt.

Die Validierung des Verbrennungsansatzes erfolgt mit Hilfe der entsprechenden Zylinderdruckverläufe in der Hochdruckphase eines jeden Betriebspunktes. In Abbildung 3.26 werden die gemessenen und simulierten Druckverläufe von 9 Betriebspunkten gegenüber-

gestellt. Bis auf kleine Abweichungen im Maximaldruck, wird das Verbrennungsverhalten, ausgedrückt über den Zylinderdruckverlauf, sehr gut wiedergegeben.

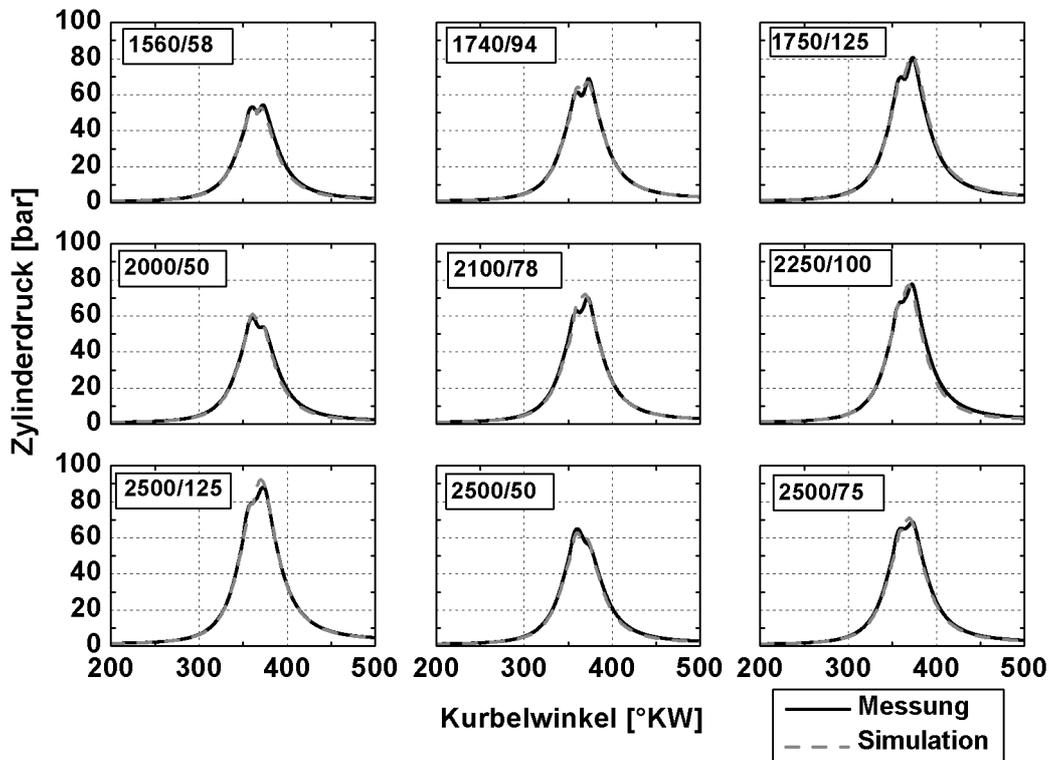


Abbildung 3.26.: Validierung der Verbrennungsrechnung an entsprechenden Zylinderdruckverläufen

Eine formelmäßige Beschreibung des gesamten phänomenologischen Verbrennungsansatzes von Barba ist in [BBB00, Bar01] zu finden.

Der Wärmeeintrag aus der Verbrennung wird im Simulationsmodell mit Hilfe von Kennfeldern berücksichtigt. Hierbei werden, in Abhängigkeit von Drehzahl, Drehmoment und Kühlwassereintrittstemperatur, zyklusgemittelte Werte der übertragenen Wärmeströme auf die brennraumbegrenzenden Bauteile \dot{Q}_{Wa} bereitgestellt. In der hierfür notwendigen Arbeitsprozessrechnung, bei der die Bilanzgrenze um den Brennraum gelegt wird, erfolgt eine Variation der Inputparameter in Anlehnung an die Dimensionen des Motorkennfeldes bzw. der üblichen Temperaturspanne des Kühlwassers (von 20 bis 100 °C in 10 K Schritten) im System. Die Simulation eines Betriebspunktes bei konstantem Temperaturniveau dauert an, bis sich keine Änderungen mehr in den Wärmeströmen einstellen. In der Regel ergibt sich dieser Zustand nach etwa fünf bis zehn Arbeitsspielen. Nachfolgend ist die

formelmäßige Beschreibung der Arbeitsprozessrechnung aufgeführt.

$$\dot{Q}_{Wa} = \dot{Q}_B + \dot{H}_{L,Ein} - \dot{H}_{L,Aus} - P_i \quad (3.22)$$

Die Wärmeverluste an die brennraumbegrenzenden Wände ergeben sich aus der Summe der Anteile für den Zylinderkopf, die Laubuchse und den Kolben.

$$\dot{Q}_{Wa} = \dot{Q}_{Wa}^{ZK} + \dot{Q}_{Wa}^{LB} + \dot{Q}_{Wa}^{Ko} = \dot{q}_{Wa}^{ZK} \cdot A_{ZK} + \dot{q}_{Wa}^{LB} \cdot A_{LB} + \dot{q}_{Wa}^{Ko} \cdot A_{Ko} \quad (3.23)$$

Da die Bilanzgrenze der Arbeitprozessrechnung um den Brennraum gelegt ist, wird für die Berechnung der Wärmeverluste eine Wandinnentemperatur $T_{Wa,i}$ benötigt. Messtechnisch ist diese Größe nur mit erheblichem Aufwand zu ermitteln. In [PKS10] wird für Dieselmotoren ein konstanter Wert von 200 °C empfohlen. In dieser Arbeit werden die 200 °C lediglich für Wandinnentemperatur des Kolbens und des Zylinderkopfes verwendet. Für die Laubuchse wird, aufgrund der Untersuchung des Motorwarmlaufes, eine Substitution der Wandinnentemperatur durch einen kühlwassertemperaturabhängigen Term vollzogen, Formel (3.27). Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass für die Berechnung eine für das aktuelle Temperaturniveau im Motor aussagefähige Größe genutzt wird.

Für die Substitution wird die Wärmestromdichte der Wandwärmeverluste gleich der Wärmestromdichte für den Wärmedurchgang gesetzt und somit der Bezug der Wandinnentemperatur der Laubuchse zum Kühlwasser hergestellt. Diese Berechnungsweise beruht auf näherungsweise gleichen Flächenquerschnitten entlang der übertragenen Wärmeströme, Gleichung (3.25).

$$\dot{Q}_{Wa} = \bar{A} \cdot \dot{q}_{Wa} = \bar{A} \cdot \bar{\alpha}_{Gas} \cdot (\bar{T}_{Gas} - T_{Wa,i}) \quad (3.24)$$

Für die Berechnung der Wandwärmeverluste wird für den gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ein Ansatz von Woschni [Wos70] genutzt. Im Rahmen der Arbeitprozessrechnung wird mit einem temperaturabhängigen Wärmeübergangskoeffizienten gerechnet. Für die Ermittlung der Wärmeströme in den Verbrennungskennfeldern wird ein zyklusgemittelter Wert genutzt.

$$\dot{q}_{Wa}^{LB} = \dot{q}_{WL}^{LB} = \dot{q}_{KW}^{LB} \quad (3.25)$$

$$\bar{\alpha}_{Gas} \cdot (\bar{T}_{Gas} - T_{Wa,i}) = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_{KW}} + \frac{s}{\lambda}} \cdot (T_{Wa,i} - T_{KW}) = \frac{(T_{Wa,i} - T_{KW})}{R_{th}} \quad (3.26)$$

$$T_{Wa,i} = \frac{\bar{\alpha}_{Gas} \cdot \bar{T}_{Gas} + \frac{1}{R_{th}} \cdot T_{KW}}{\bar{\alpha}_{Gas} + \frac{1}{R_{th}}} \quad (3.27)$$

In der Abbildung 3.27 ist die schematische Darstellung sowohl der Inputparameter für die Arbeitsprozessrechnung als auch das Vorgehen für die Berechnung der Wandwärmeverluste vom Brennraum zum Kühlwasser ersichtlich. Die auf diese Weise ermittelten Wärmeströme werden in Kennfeldern abgespeichert und für weitere Simulationen im thermischen Motormodell genutzt.

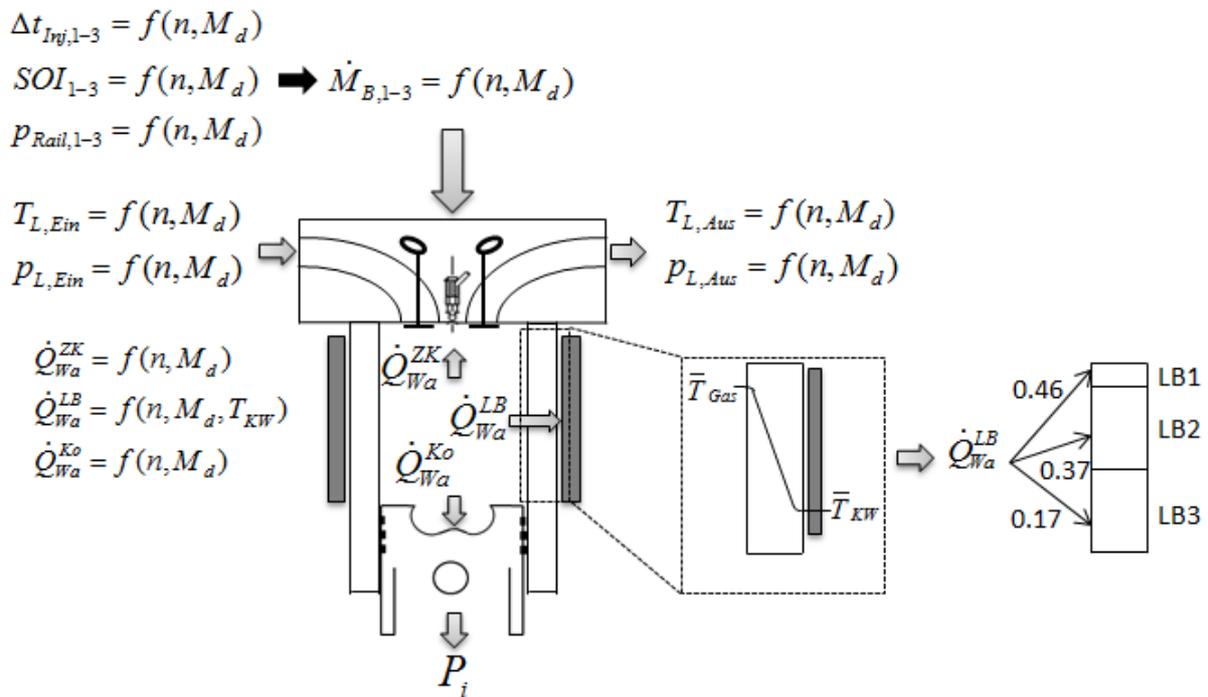


Abbildung 3.27.: Schematische Darstellung des Wärmedurchganges zwischen Brennraum und Kühlmantel

Die rechte Seite der Abbildung zeigt zudem die vorgenommene Verteilung der eingebrachten Wärme aus der Verbrennung auf die einzelnen Laufbuchsenabschnitte. Hierbei werden gute Ergebnisse erzielt, wenn die Aufteilung der Verbrennungswärme in Abhängigkeit der Fläche und der Kontaktzeit der jeweiligen Komponenten der Laufbuchse mit dem Brennraum über ein Arbeitsspiel vorgenommen wird. Auf Basis der Kolbenbewegung, heruntergebrochen auf den Verbrennungstakt des Motors, ergeben sich für die drei oberen Laufbuchsenelemente (LB₁BR, LB₂BR und LB₃BR) Kontaktanteile mit der Verbrennung von 46%, 37% und 17%. Diese Anteile sind das Resultat der Verhältnisbildung

von der Kontaktzeit des jeweiligen Elements mit der Verbrennung und der Gesamtzeit, die der Kolben vom oberen zum unteren Totpunkt benötigt.

3.7. Reibung

Den innermotorischen Reibungsverlusten kommt in der Beschreibung der Warmlaufphase des Motors eine große Bedeutung zu. Die anfänglich geringen Temperaturen des Schmierstoffes führen aufgrund einer hohen Viskosität zu einem nicht unerheblichen Wärmeeintrag in das Medium und in die beteiligten Bauteile. Mit Bezug auf den Kraftstoffverbrauch ergibt sich durch eine Verkürzung der Aufheizzeit des Motors ein beträchtliches Einsparpotential [Gia10, AAAA08]. Im Vergleich zum betriebswarmen Zustand des Motors kann der Reibmitteldruck als charakteristische Größe für die mechanischen Verluste bei Kaltstart einen bis zu dreifach höheren Wert annehmen [GAF⁺03]. In der Arbeit von Burke [BBHP10] wird beschrieben, dass sich die Motorreibung, bei einem Temperaturanstieg von 50 auf 80 °C um 44% verringert hat. Maassen [MDPS05] gibt für einen 2.0 l Ottomotor bei einer Temperaturänderung von 20 auf 90 °C eine Absenkung des Reibmitteldruckes um ca. 50% an.

Für die Untersuchung des Reibungsverhaltens im Verbrennungsmotor ist es notwendig, eine differenzierte Betrachtung der einzelnen Reibanteile vorzunehmen. Dies hat den Vorteil, dass die jeweiligen Einfluss- und Zielgrößen ermittelt und untersucht werden können. Aus diesem Grund werden in dieser Arbeit mehrere Ansätze für die Motorreibung angewendet. Für die Berechnung des Gesamtreibmitteldruckes wird das Modell von Schwarzmeier [Sch92b, Sch92a] verwendet. Es handelt sich hierbei um einen empirischen Reibungsansatz für Dieselmotoren, der im Rahmen eines FVV-Projektes entstand. Basierend auf einem Referenzpunkt im betriebswarmen Zustand des Motors (Index x), welcher im Anhang A.5 beschrieben ist, werden die charakteristischen Einflussparameter der Kolbengruppe, der Grund- und Pleuellager und der Nebenaggregate einschließlich Einspritzpumpe berücksichtigt (Formel (3.28)). Hierzu zählen unter anderem die mittlere Kolbengeschwindigkeit, die Drehzahl, die Öltemperatur und die Motorlast, ausgedrückt durch den effektiven Mitteldruck. Neben dem Modell von Schwarzmeier haben Fischer [Fis99], Rezeka und Henein [RH84, RG09] Patton [PNHS89] und Taraza [THCB07] ähnliche Ansätze entwickelt. Die Bedeutung des Reibungsmodells von Schwarzmeier wird durch die häufige Anwendung in Gesamtmotorsimulationen und die Beschreibung in aktuel-

len Auflagen von Lehrbüchern mit verbrennungsmotorischem Schwerpunkt unterstrichen [Gol05, Mer06, MST12].

$$\begin{aligned}
 p_{r_{Schw}} = p_{r_x} + & \underbrace{C_1 \cdot \left(\frac{c_m}{T_{Zylw}^{1.68}} - \frac{c_{m_x}}{T_{Zylw_x}^{1.68}} \right)}_{\text{Kolbengruppe}} + C_2 \cdot \left(\frac{p_e}{T_{Zylw}^{1.68}} - \frac{p_{e_x}}{T_{Zylw_x}^{1.68}} \right) \\
 & + C_3 \cdot \underbrace{\left[\frac{(d \cdot n)^2}{T_{\ddot{O}l}^{1.49}} - \frac{(d \cdot n_x)^2}{T_{\ddot{O}l_x}^{1.49}} \right]}_{\text{Haupt-}\& \text{Pleuellager}} \\
 & + C_4 \cdot \underbrace{\left[(1 + 0.012 \cdot c_m) \cdot p_e^{1.35} - (1 + 0.012 \cdot c_{m_x}) \cdot p_{e_x}^{1.35} \right]}_{\text{Einspritzpumpe}} \\
 & + \underbrace{C_5 \cdot (n^2 - n_x^2)}_{\text{Nebenaggregate}} + \underbrace{C_6 \cdot \left(\frac{p_e}{T_{\ddot{O}l}^{1.49}} - \frac{p_{e_x}}{T_{\ddot{O}l_x}^{1.49}} \right)}_{\text{Haupt-}\& \text{Pleuellager}}
 \end{aligned} \tag{3.28}$$

$$T_{Zylw} = T_{Zylw_x} + 1,6 \cdot (c_m - c_{m_x}) + 1,5 \cdot (p_e - p_{e_x}) + 0,8 \cdot (T_{KW} - T_{KW_x}) \tag{3.29}$$

Der ursprüngliche Gültigkeitsbereich des Ansatzes mit einer unteren Temperaturgrenze von 40 °C, wurde von Reulein [Reu98] angepasst. Auf Basis weiterer Experimente und Auswertungen konnte durch die Optimierung einzelner Temperaturexponenten in den Termen 1 bis 3 und dem Hinzufügen eines weiteren Terms die Berechnungsvorschrift speziell für den Motorwarmlauf genutzt werden. Reulein hat erkannt, dass der Lasteinfluss bei der Lagerreibung nicht zu vernachlässigen ist und hat ihn daher als sechsten Term in den Schwarzmeier-Ansatz aufgenommen. Gerade bei niedrigen Temperaturen ergeben sich signifikante Änderungen im effektiven Mitteldruck hervorgerufen durch die starke Abhängigkeit des Reibmitteldruckes von der Öltemperatur.

Nachteilig für diesen Gesamtreibungsansatz, in Bezug auf diese Arbeit, ist die zu geringe Berücksichtigung konstruktiver Parameter. Hinsichtlich einer Variation entsprechender Größen ist dieses Modell nicht ausreichend, so dass weitere Reibungsansätze notwendig sind. Diese Ansätze und das Reibungsmodell von Schwarzmeier sind zudem mit Hilfe bestehender Koeffizienten an den entsprechenden Versuchsträger anzupassen.

Zu den wichtigsten Reibungsanteilen gehören neben der Kolbengruppe, die Kurbelwelle und der Ventiltrieb. Die Kolbengruppe, welche mit ungefähr 50% den größten Anteil der mechanischen Verluste einnimmt, lässt sich weiter in die Kolben-Zylinder-Paarung, die

Pleuellager und die Kolbenbolzenlagerung unterteilen. Die Reibarbeit in der Kolbenbolzenlagerung, hervorgerufen durch die Quer- und Kippbewegung des Kolbens, kann laut Scholz [Sch06] wegen zu einem geringen Einfluss, vernachlässigt werden.

Für die Abbildung des tribologischen Kontaktes zwischen Kolben und Laufbuchse wird das Modell von Thiele angewendet [Thi82, Sch06, Kar09]. Der empirisch ermittelte Ansatz, welcher für den befeuerten Motor gedacht ist, nimmt eine Unterteilung in Kolbenringe und Kolbenhemd vor. Somit lassen sich wichtige Eingangsfaktoren hinsichtlich ihres Einflusses untersuchen. Hierzu zählen die Schmierstoffeigenschaften, die Motorlast sowie konstruktive Parameter in Form von Tangentialkräften der Kolbenringe, der Kolbenschaftlänge und des Kolbenspiels. Die Wichtigkeit der genannten Faktoren werden von [AAAA08, DE10, DE11, Mah11] bestätigt. Nachfolgend sind die Gleichungen des Reibmitteldruckes bzw. der Reibleistung sowie aller notwendigen Kräfte des Thiele Ansatzes aufgelistet.

$$p_{r_{Thiele}} = \frac{4 \cdot F_R \cdot s}{V_H} \quad (3.30)$$

$$P_{R_{Thiele}} = 2 \cdot n \cdot s \cdot F_R \quad (3.31)$$

$$F_R = K_1 \cdot \left(1 + \left(\frac{n}{n_{Nenn}} \right)^2 \right) \cdot (F_{R_{Ko}} + F_{R_{Ri}}) \quad (3.32)$$

$$F_{R_{Ko}} = \frac{A_{KM} \cdot \eta(T_{Zylw}) \cdot c_m \cdot F_N^{0.33}}{K_2 \cdot (d_{Spiel} \cdot F_N^{0.33} + 18.2 \cdot \eta(T_{Zylw})^{0.5} \cdot c_m)} \quad (3.33)$$

$$A_{KM} = \pi \cdot (d_{Ko} \cdot (l_{Ko} - (h_{ob} + h_i + h_{un})) - 0.5 \cdot d_a^2) \quad (3.34)$$

$$F_N = \frac{\pi \cdot d_{Ko}^2}{4} \cdot \lambda_S \cdot p_e \quad (3.35)$$

$$F_{R_{Ri}} = K_3 \cdot d \cdot \eta (T_{Zylw})^{0.33} \cdot (F_{R_{i1}} + F_{R_{i2}} + F_{R_{i3}}) \quad (3.36)$$

$$F_{R_{i1}} = K_4 \cdot n \quad (3.37)$$

$$F_{R_{i2}} = K_5 \cdot h_i \quad (3.38)$$

$$F_{R_{i3}} = 1 + 0.1 \cdot F_t \quad (3.39)$$

$$F_t = \frac{p_{anpr} \cdot d_{Ri} \cdot h_{un}}{2} \quad (3.40)$$

Ähnlich wie bei dem Ansatz von Schwarzmeier, hat sich herausgestellt, dass die Zylinderwandtemperatur T_{Zylw} aus der Formel (3.29), verglichen mit beispielsweise der Ölsumpftemperatur, besser geeignet ist, den thermischen Zustand der Kolbenreibung zu beschreiben [Fis99, Sch92b].

Für die Analyse von Motorengleitlagern werden heutzutage auf FEM¹ basierende Simulationsverfahren angewendet. Diese haben zum Ziel, das reale Systemverhalten so genau wie möglich beschreiben und darüber hinaus auch präzise Voraussagen hinsichtlich vorgenommener Änderungen machen zu können [AG96, Bob08, Hol59, LS78, MT01, KBLW98]. Aufgrund des sehr hohen Rechenaufwandes und der kurbelwinkelabhängigen Herangehensweise, kommen derartige Verfahren für die hier betrachtete Problemstellung nicht in Frage. Für die Berechnung der Reibleistung in den Haupt- und Pleuellagern wird die DIN 31652 bzw. die VDI 2204 angewendet [VDI94]. Diese Normen werden für die Berechnung und Auslegung von hydrodynamischen Gleitlagern im stationären Betrieb verwendet. In dieser Arbeit wird die Annahme getroffen, dass in den Reibkontakten eine hydrodynamische Schmierung vorliegt, da die Berücksichtigung von Mischreibung zu einem erheblichen Mehraufwand führen würde und mit einfachen Reibungsansätzen nicht abzubilden ist. Diese Vereinfachung impliziert, dass zwischen den Reibpartnern immer ein

¹Finite Elemente Methode

minimaler Schmierfilm vorliegt. Dieser entsteht durch eine Relativbewegung der entsprechenden Gleitpartner. Aufgrund des entstehenden Druckes im Schmierpalt werden somit die Gleitflächen vollständig voneinander getrennt [CH10].

$$p_{r_{La,i}} = \frac{2 \cdot s \cdot P_{R_i}}{V_H \cdot n} \quad (3.41)$$

$$P_{R_i} = K_6 \cdot \overline{F_{La,i}} \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_{La,i} \cdot n \quad (3.42)$$

$$K_6 = K_7 - \frac{1}{T_{\text{Öl},\Delta T}^{K_8}} \quad (3.43)$$

$$\mu = \frac{\mu}{\psi_e} \cdot \psi_e \quad (3.44)$$

$$\frac{\mu}{\psi_e} = 10^Y \quad (3.45)$$

$$Y = C + E \cdot \lg So + F \cdot (\lg So)^2 + G \cdot (\lg So)^3 + H \cdot (\lg So)^4 \quad (3.46)$$

$$So = \frac{\overline{F_{La,i}} \cdot \psi_e^2}{d_{La,i} \cdot b_{La,i} \cdot \eta(T_{\text{Öl},\Delta T}) \cdot \omega} \quad (3.47)$$

Die Belastungen in den Haupt- bzw. Pleuellagern werden mit der wirkenden mittleren Lagerkraft und der Winkelgeschwindigkeit beschrieben. Die Lagerkraft basiert auf dem Zylinderdruck und ist eine Folge der einzelnen Kräfte im Kurbeltrieb. Eine Anleitung zur Berechnung der Kräfte ist unter anderem in [KH06] zu finden.

In diesen Richtlinien wird von einer konstanten Belastung und einer konstanten Betriebstemperatur ausgegangen. Von daher wird bei der Berechnung der Reibleistung in der Gleichung (3.42) ein temperaturabhängiger Koeffizient K_6 eingeführt. Mit diesem

Koeffizienten (Formel (3.42)) wird unter Berücksichtigung des jeweils aktuellen Temperaturniveaus im Schmierstoff das thermische Verhalten im Motorwarmlauf abgebildet. Die Entstehung des Terms ist auf die indirekte Proportionalität zwischen Öltemperatur und Reibleistung zurückzuführen.

Mit einer Vielzahl von Lageruntersuchungen an einem 4-Zylinder-Dieselmotor hat Berg [Ber96] festgestellt, dass sich der Schmierstoff im Gleitlager je nach Drehzahl zwischen 13 und 32 K erwärmt. Für die Ermittlung der Reibleistung im Lager wird in dieser Arbeit mit einem Temperatur-Offset, bezogen auf das jeweils aktuelle Temperaturniveau im Ölkreislauf, von 20 K gerechnet.

$$T_{\text{Öl},\Delta T} = T_{\text{Öl}} + \Delta T \quad (3.48)$$

Einen großen Einfluss auf den tribologischen Zustand im Lager hat neben den Stoffeigenschaften und den konstruktiven Größen, wie Lagerbreite und -durchmesser, vor allem das relative Lagerspiel [Fis99]. Alle diese Faktoren werden mit dem beschriebenen Verfahren (DIN 31652 bzw. die VDI 2204) berücksichtigt.

Hinsichtlich der Validierung der einzelnen Reibungsansätze werden am Prüfstand aufgenommene Messdaten aus dem befeuerten Betrieb herangezogen. Für den Vergleich mit den simulierten Gesamtreibmitteldrücken wird die Indiziermethode angewendet. Sie bestimmt den Reibmitteldruck aus der Differenz von indiziertem und effektivem Mitteldruck, siehe Formel (3.49).

$$p_r = p_i - p_e = \frac{1}{V_H} \oint p dV - \frac{2\pi}{i} \cdot \frac{M_d}{V_H} \quad (3.49)$$

Die Validierung der Berechnungsmethoden zur Abbildung der lokalen Reibungsverhältnisse (Thiele- und VDI-Ansätze) basiert hingegen auf der simulierten Gesamtreibung im Motor und einer drehzahl- und temperaturabhängigen Verteilung der Reibungsanteile. In Abbildung 3.28 ist diese Verteilung für 90 °C Kühlwasser- und Öltemperatur dargestellt. Die entsprechenden Daten der Strippmessungen stammen von einem serienähnlichen Versuchsträger wie er in dieser Arbeit simulativ abgebildet wird und sind als Kennfelder in das thermische Motormodell implementiert worden. Zwischen den Kennfeldern wird mittels Inter- bzw. Extrapolation der jeweils aktuelle Wert für die Berechnung genutzt. Die Daten der Messungen wurden für entsprechende Untersuchungen im Rahmen des FVV-Projektes vom Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie der Otto-von-Guericke-Universität zur Verfügung gestellt [Ott]. Die Verteilungen für die Öl- und Kühlwassertemperaturen 60 / 60 °C und 130 / 110 °C befinden sich im Anhang A.6. Ein Lasteinfluss kann mit Stripp-

messungen nicht abgebildet werden, da für dieses Vorgehen ausschließlich geschleppte Motorversuche durchgeführt werden. Karrar belegt jedoch in seinen Ausführungen, dass die Bewertung der Motorreibung auf Basis geschleppter Messungen prinzipiell zulässig ist [Kar09].

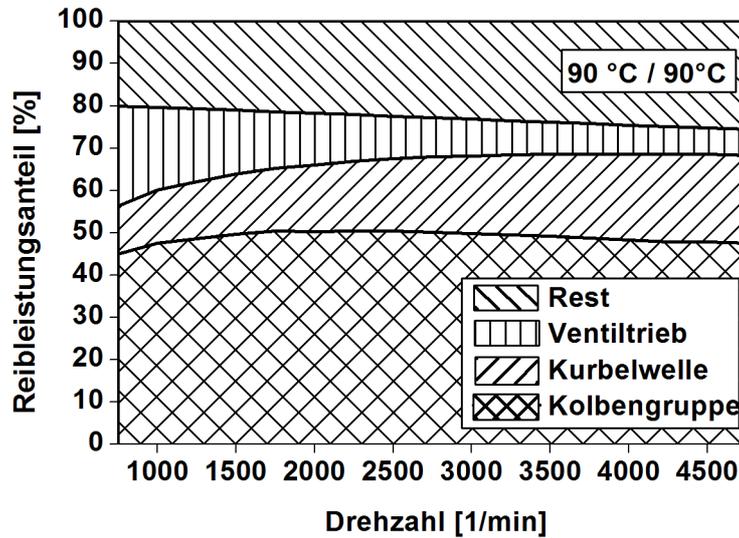


Abbildung 3.28.: Prozentuale Verteilung der Reibungsanteile für ein Öl- und Kühlwassertemperaturniveau von 90 °C [Ott]

Wie oben beschrieben, setzt sich die Kolbengruppe zum überwiegenden Teil aus der Kolbenreibung und der Reibung in den Pleuellagern zusammen. Bezogen auf den Gesamtmotor wird die Summe aus beiden rechnerisch ermittelten Größen mit dem Produkt aus der Gesamtreibung und dem prozentualen Anteil für die Kolbengruppe verglichen. Für die Gesamtreibung wird der Wert aus der Simulation des Schwarzmeier-Ansatzes genutzt.

$$p_{r_{Schw}} \cdot \%Anteil_{Kolbengruppe}(T_{\dot{O}l}, n) = p_{r_{Thiele}} + p_{r_{PL}} \quad (3.50)$$

Die gleiche Herangehensweise wird auch bei der Kurbelwelle angewendet. Der Reibmitteldruck der fünf Hauptlager wird mit dem Anteil an der Gesamtreibung verglichen.

$$p_{r_{Schw}} \cdot \%Anteil_{Kurbelwelle}(T_{\dot{O}l}, n) = p_{r_{HL}} \quad (3.51)$$

Die Anpassung der verwendeten Ansätze an den zur Validierung genutzten Versuchsträger erfolgt mit Hilfe der Optimierung. Hierbei kommt ein evolutionärer Algorithmus

zum Einsatz, dessen allgemeine Vorgehensweise im Anhang genauer beschrieben ist (A.4). Das Ziel der Optimierung ist es, einen Parametersatz zu finden, mit dem sowohl die Gesamtreibungs- als auch die Teilreibungsverhältnisse im Versuchsträger realitätsnah über das gesamte Kennfeld abgebildet werden können. Hierfür werden die Koeffizienten C_1 , C_2 , C_3 und C_6 der Kolben- und Lagerterme des Schwarzmeier Ansatzes genutzt, da sie eine hohe Signifikanz für die Berechnung der Gesamtreibung haben. Darüber hinaus werden die Faktoren K_1 bis K_8 in den Gleichungen ((3.32), (3.33), (3.36), (3.37), (3.38), (3.42)) verwendet. Im Rahmen des Optimierungsalgorithmus ist für die Parameter neben einem Startwert auch ein oberer- bzw. unterer Grenzwert festzulegen. In Tabelle 3.1 sind die entsprechenden Daten aufgezeigt.

Tabelle 3.1.: Festlegung der zu optimierenden Parameter im evolutionären Algorithmus

Inputparameter	Startwert	unterer Grenzwert	oberer Grenzwert
C_1	1.85	0	5
C_2	1	0	5
C_3	2.15	0	5
C_6	1	0	5
K_1	0.58	0.4	0.8
K_2	0.17	0.1	0.2
K_3	6.26	6	7
K_4	0.17	0.1	0.2
K_5	2.98	2.5	3.5
K_7	1.72	1	2.5
K_8	0.04	0	0.1

Neben der Vorgabe von Inputparametern sind auch Zielgrößen zu bestimmen, deren Minimierung das Ziel des Optimierungsalgorithmus darstellt. Zu den entsprechenden Kriterien zählen die Integration von absoluten Differenzen zwischen Simulations- und Messwert sowie die Abweichung der entsprechenden Verläufe in spezifischen Zeitpunkten. Da sich der anfängliche Reibmitteldruck in einem Betriebspunkt aufgrund des Öltemperatureinflusses noch stark ändert, werden bei den Nebenbedingungen unter anderem die Zeitpunkte 1 s und 100 s ausgewählt. Die Auswahl von 500 s dient der richtigen Erfassung des Reibungsniveaus im betriebswarmen Zustand.

In Tabelle 3.2 sind alle Nebenbedingungen, welche auch unter dem Begriff Fitnessfunktionen (siehe Anhang A.4) gebräuchlich sind, aufgelistet. Jede Gleichung kommt bei allen 24 Betriebspunkten zum Einsatz. Für eine bessere Übersichtlichkeit werden die Teilreibungsansätze in den Nebenbedingungen mit den Abkürzungen KG für die Summe aus Kolbenreibung und Pleuellagerreibung sowie HL für die Reibung in der Kurbelwelle abgekürzt.

Tabelle 3.2.: Auflistung aller Nebenbedingungen für die Optimierung der Reibungsansätze

Reibungsgruppe	Nebenbedingung
Gesamtreibung	$\sum_{t=1}^{1000} (p_{r_{Sim}} - p_{r_{Mess}}) < 20$
	$ p_{r_{Sim}}(t = 1) - p_{r_{Mess}}(t = 1) < 0.01$
	$ p_{r_{Sim}}(t = 100) - p_{r_{Mess}}(t = 100) < 0.01$
	$ p_{r_{Sim}}(t = 500) - p_{r_{Mess}}(t = 500) < 0.01$
Teilreibungsansätze	$\sum_{t=1}^{1000} (p_{r_{KG,Sim}} - p_{r_{KG,Mess}}) < 10$
	$ p_{r_{KG,Sim}}(t = 1) - p_{r_{KG,Mess}}(t = 1) < 0.01$
	$ p_{r_{KG,Sim}}(t = 100) - p_{r_{KG,Mess}}(t = 100) < 0.01$
	$ p_{r_{KG,Sim}}(t = 500) - p_{r_{KG,Mess}}(t = 500) < 0.01$
	$\sum_{t=1}^{1000} (p_{r_{HL,Sim}} - p_{r_{HL,Mess}}) < 10$
	$ p_{r_{HL,Sim}}(t = 1) - p_{r_{HL,Mess}}(t = 1) < 0.01$
	$ p_{r_{HL,Sim}}(t = 100) - p_{r_{HL,Mess}}(t = 100) < 0.01$
	$ p_{r_{HL,Sim}}(t = 500) - p_{r_{HL,Mess}}(t = 500) < 0.01$

Die Bewertung im evolutionären Algorithmus erfolgt mit Hilfe der Fitnessfunktionen. Nach jeder Iterationsschleife werden die Nebenbedingungen hinsichtlich der Erfüllung ihrer Zielwerte bewertet. Sollten alle Funktionen unter ihren geforderten Schwellwerten liegen oder ist die maximale Anzahl an Generationen erreicht, werden als Ergebnis der Optimierung diejenigen Parameter ausgewählt, die in der Summe aller Zielfunktionen den geringsten Wert annehmen. In Tabelle 3.3 sind die für den untersuchten Versuchsträger verwendeten Koeffizienten aufgelistet.

Die Abbildung 3.29 stellt exemplarisch für den Lastpunkt 3000 1/min und 75 Nm die Kurven für die Gesamtreibung dar. Es ist zu erkennen, dass der simulierte Kurvenverlauf den realen Werten sehr nahe kommt.

In den Abbildungen 3.30 und 3.31 sind die Verläufe für die Teilreibungsansätze exemplarisch für den Betriebspunkt 1750 1/min und 150 Nm dargestellt. Bis auf leichte

Tabelle 3.3.: Angepasste Koeffizienten des Schwarzmeier-Modells sowie der Teilreibungsansätze für die Kolbengruppe und die Kurbelwelle

Gesamtreibung (Schwarzmeier)						
C_1	C_2	C_3	C_6			
1.08	2.20	1.96	0.90			
Teilreibungsansätze (Kolbengruppe und Kurbelwelle)						
K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_7	K_8
0.43	0.17	6.19	0.10	3.20	1.34	0.05

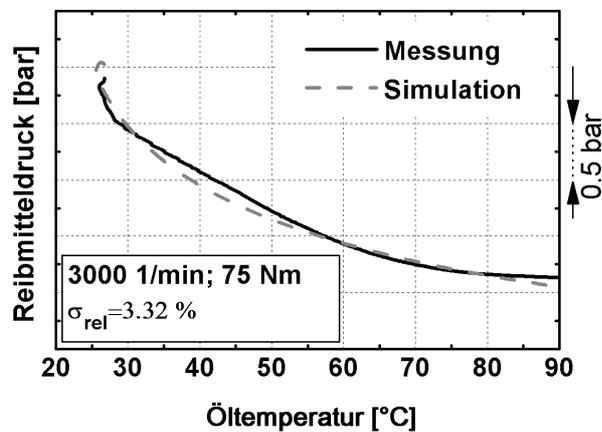


Abbildung 3.29.: Vergleich des Reibmitteldruckes aus Messung und Simulation für den Betriebspunkt 3000 1/min und 75 Nm

Abweichungen am Anfang, zeigen die simulierten Kurven eine gute Anpassung zu deren prozentual ermittelten Reibungsanteilen. Eine ähnlich gute Übereinstimmung zeigt sich auch für die restlichen untersuchten Betriebspunkte (siehe Abbildung 3.32).

Eine Bewertung hinsichtlich der Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation sowohl für die Gesamtreibung als auch für die Teilreibungsansätze, wird mit Hilfe der mittleren relativen Standardabweichung vorgenommen, siehe Formel (3.52).

$$\bar{\sigma}_{rel} = \sqrt{\frac{1}{n_{ges} - 1} \sum_{t=1}^{t_{ges}} (p_{rSim} - p_{rMess})^2} \quad (3.52)$$

Die in Prozenten ausgedrückten Abweichungen der einzelnen Reibungsberechnungen sind in jeweils eigenen Polardiagrammen für alle 24 Betriebspunkte abgebildet. Bei der Gesamt-

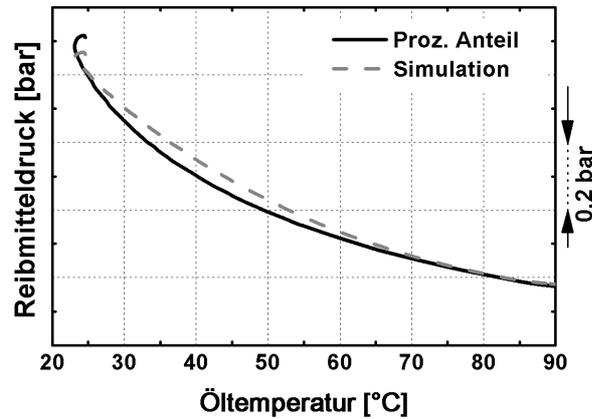


Abbildung 3.30.: Validierung des berechneten Reibungsanteils der Kolbengruppe (Betriebspunkt 1750 1/min und 150 Nm)

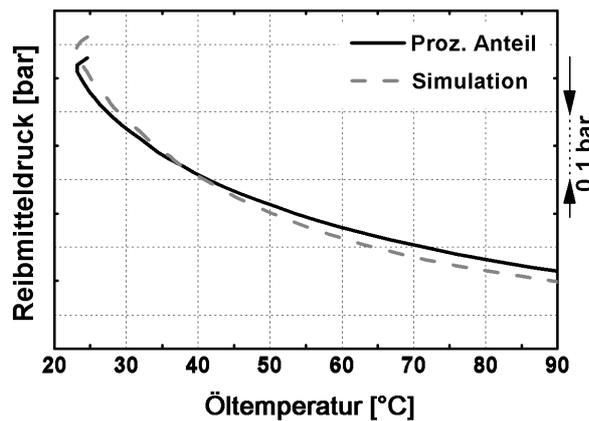


Abbildung 3.31.: Validierung des berechneten Reibungsanteils der Kurbelwelle (Betriebspunkt 1750 1/min und 150 Nm)

reibung liegt der Großteil der Abweichungen unter 4% und nur ein einziger liegt knapp über 6%. Für die Kolbengruppe und die Hauptlager ist die Übereinstimmung etwas geringer. Aber auch hier wird die 6% Marke kaum überschritten. Dieses Ergebnis spricht über die Breite des Kennfeldbereiches für die Herangehensweise.

In [Abbildung 3.33](#) ist die Aufteilung der berechneten Wärmeströme der einzelnen Reibungsanteile auf die jeweils beteiligten Komponenten und Fluide dargestellt. Die Reibungswärme wird außer bei der Kolben-Zylinder-Paarung zu gleichen Teilen dem Schmierstoff bzw. dem Festkörper zugerechnet. Die Verteilung innerhalb der Komponenten hängt wiederum von der Modellierung bzw. der Kontaktzeit ab. Zum Beispiel wird der im Bereich der Lager entstehende Wärmestrom gleichmäßig auf die Festkörper und den Schmierstoff

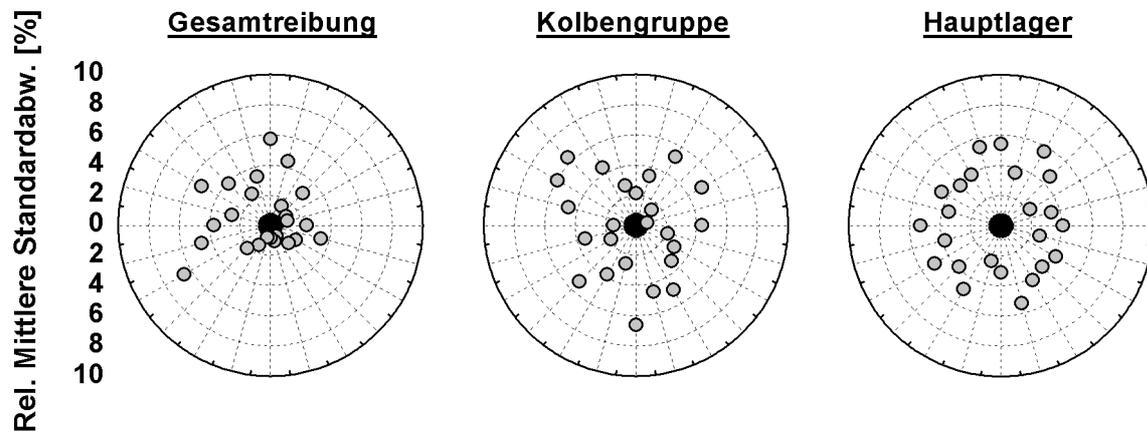


Abbildung 3.32.: Mittlere Standardabweichungen der Gesamtreibung sowie der Teilreibungsansätze

aufgeteilt. Der Festkörperanteil gliedert sich weiterhin in 50% Kurbelwelle und jeweils 25% für die obere und untere Lagerschale. Bei der Kolbenreibung wird aufgrund eines sehr dünnen Ölfilms entlang der Laufbuchse angenommen, dass die gesamte Reibungswärme auf den Kolben und die Laufbuchse aufgeteilt wird. Bei der Laufbuchse unterteilt sich der Wärmeeintrag in Abhängigkeit von der Höhe der jeweiligen Komponenten. Der Rest der Gesamtreibung im System wird nach dem 50 / 50 Prinzip berücksichtigt. Die Wärmezufuhr in das Öl ist hierbei ein nicht zu vernachlässigender Anteil. Aufgrund der nicht berücksichtigten Komponenten im Modell, ist der Festkörperanteil kein Bestandteil der Berechnung.

3.8. Verbrauchsmodell

Für die Bewertung von Maßnahmen zur Verkürzung der Motorwarmlaufphase ist es von Bedeutung, nicht nur die thermischen Zustandsänderungen im System zu betrachten, sondern auch entsprechende Einflüsse auf den Verbrauch sichtbar zu machen. Hierfür wird ein Ansatz angewendet, welcher auf Basis eines veränderten Reibungsverhaltens Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch ermittelt [Kar09]. Diese Berechnungsvorschrift ist jedoch nur für konstante Betriebspunkte gültig, so dass eine Weiterentwicklung hinsichtlich der Anwendung auf dynamische Fahrzyklen notwendig ist. Nachfolgend wird die bisherige

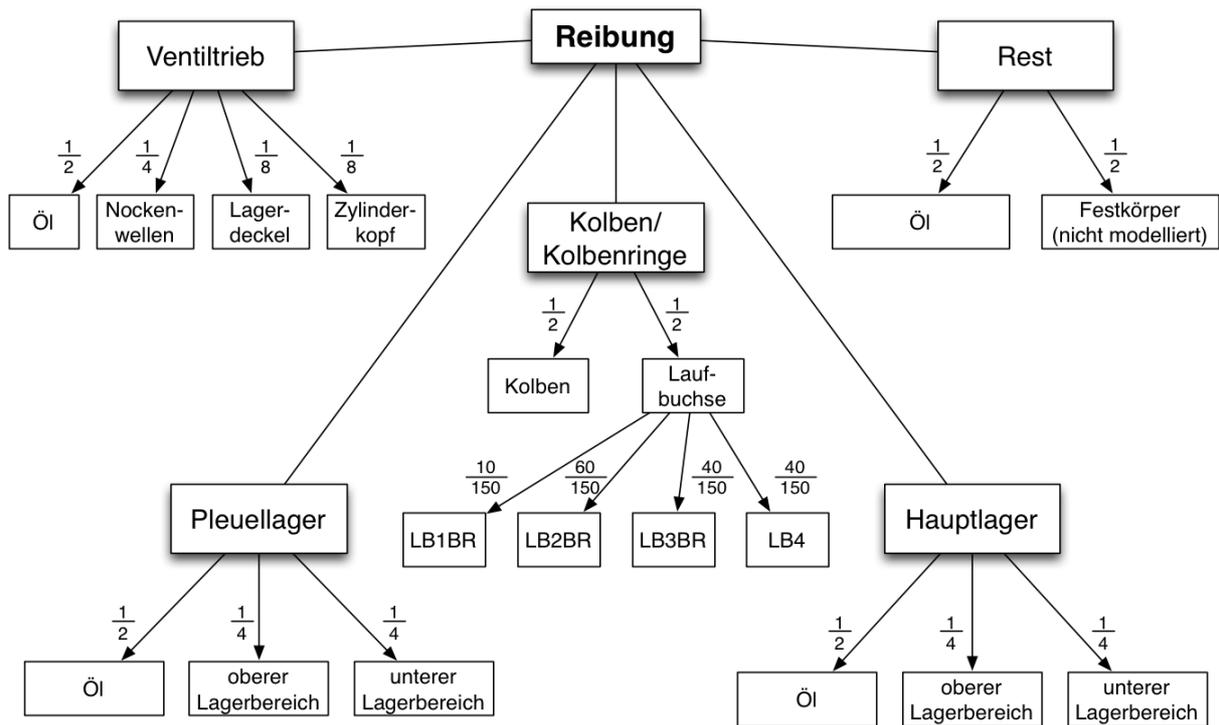


Abbildung 3.33.: Aufteilung der berechneten Reibungswärme auf die beteiligten Festkörper und Fluide

Methode vorgestellt und anschließend der verallgemeinerte Ansatz, welcher auch für dynamische Analysen gültig ist, beschrieben.

Das Ziel der Verbrauchsrechnung ist es, mit verfügbaren Größen Einsparpotentiale im Simulationsmodell aufzuzeigen. Neben dem effektiven Mitteldruck ist unter anderem auch der Reibmitteldruck ein berechneter Wert im Simulationsmodell. Diese Größen gilt es in einen Zusammenhang zum effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch, welche die zentrale Bezugsgröße ist, zu bringen.

Der spezifische Kraftstoffverbrauch berechnet sich allgemein aus dem Verhältnis von Kraftstoffmassenstrom zur Leistung.

Indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch:

$$b_i = \frac{\dot{M}_B}{P_i} \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (3.53)$$

Effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch:

$$b_e = \frac{\dot{M}_B}{P_e} \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (3.54)$$

Durch Substitution des Kraftstoffmassenstroms und anschließend des indizierten Mitteldruckes ergibt sich ein Zusammenhang (Formel (3.60)), welcher lediglich vom indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch als unbekannte Größe abhängt. Diese Größe lässt sich durch Verhältnisbildung zweier Berechnungen, bestehend aus Referenz (Index 1) und Variation (Index 2), sowie für gleiche effektive Mitteldrücke $p_e = p_{e,1} = p_{e,2} \neq 0$ und unter der Annahme eines gleichen indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauches eliminieren, siehe Formel (3.61). Die hierfür genutzte Annahme impliziert, dass sich die Änderung der eingespritzten Kraftstoffmenge und der indizierten Leistung proportional verhalten.

$$\dot{Q}_B = \dot{M}_B \cdot H_u \quad (3.55)$$

$$\dot{M}_B = \frac{\dot{Q}_B}{H_u} = \frac{1}{H_u} \cdot \frac{P_e}{\eta_e} = \frac{1}{H_u} \cdot \frac{P_i}{\eta_i} \quad (3.56)$$

$$b_e = \frac{\dot{M}_B}{P_e} = \frac{P_i}{P_e} \cdot \frac{1}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{0,5 \cdot n \cdot V_H \cdot p_i}{0,5 \cdot n \cdot V_H \cdot p_e} \cdot \frac{1}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{0,5 \cdot n \cdot V_H \cdot p_i}{0,5 \cdot n \cdot V_H \cdot p_e} \cdot b_i \quad (3.57)$$

$$b_e = \frac{p_i}{p_e} \cdot b_i \quad (3.58)$$

$$p_i = p_e + p_r \quad (3.59)$$

$$b_e = \frac{p_e + p_r}{p_e} \cdot b_i \quad (3.60)$$

$$\frac{b_{e,2}}{b_{e,1}} = \frac{\frac{p_{e,2} + p_{r,2}}{p_{e,2}} \cdot b_{i,2}}{\frac{p_{e,1} + p_{r,1}}{p_{e,1}} \cdot b_{i,1}} = \frac{p_e + p_{r,2}}{p_e + p_{r,1}} \quad p_{e,1} = p_{e,2} \quad (3.61)$$

$$\Delta b_e = \frac{b_{e,1} - b_{e,2}}{b_{e,1}} = \left(1 - \frac{p_e + p_{r,2}}{p_e + p_{r,1}}\right) \cdot 100\% \quad (3.62)$$

Somit ergibt sich laut Formel (3.62) bei einem negativen Wert für Δb_e einen Mehrverbrauch und bei einem positiven Wert eine Verbrauchseinsparung.

$$\Delta \bar{b}_e = \frac{1}{t_{ges}} \cdot \sum_{t=0}^{t_{ges}} \Delta b_e(t) \quad (3.63)$$

Für die von Karrar genutzte Methode, welche entsprechend Gleichung (3.63) eine einfache Mittelung über der Zeit vornimmt, ist kritisch anzumerken, dass sich im Leerlauf und bei sehr niedrigen Lastpunkten zu hohe Potentiale einstellen. Sowohl das Drehmoment als auch die Drehzahl nehmen sehr kleine Werte an, so dass der effektive Mitteldruck gegen Null geht. Dadurch wirken sich Reibungsänderungen in diesen Lastpunkten zu stark aus und die Methode liefert stark fehlerbehaftete Ergebnisse. Daher ist für die Abschätzung von Verbrauchseinsparpotentialen eine Weiterentwicklung mit korrekter Integration notwendig. Nachfolgend wird die entwickelte Variante zur Berechnung der mittleren spezifischen Kraftstoffverbräuche für dynamische Betriebsbedingungen beschrieben. Im Index wird der NEFZ als Ausdruck für einen Fahrzyklus verwendet.

Die Grundidee für eine Zyklusbetrachtung besteht darin, den Bezug auf den gesamten zu untersuchenden Zeitraum einzubeziehen. Somit wird nicht mehr zu jedem Zeitpunkt ein Kraftstoffverbrauch berechnet, da sonst im Leerlauf der spezifische Verbrauch gegen unendlich gehen würde ($P_e = 0$). Daraus ergibt sich das Verhältnis von insgesamt verbrauchtem Kraftstoff zu der entsprechend geleisteten Arbeit, also dem Integral der Leistung über der Zeit.

$$\bar{P}_e = \frac{\int_{t=0}^{t_{NEFZ}} P_e(t) \cdot dt}{\Delta t_{NEFZ}} = \frac{W_e^{NEFZ}}{\Delta t_{NEFZ}} \quad W_e^{NEFZ} : \text{effektive Arbeit im NEFZ} \quad (3.64)$$

$$\bar{P}_i = \frac{\int_{t=0}^{t_{NEFZ}} P_i(t) \cdot dt}{\Delta t_{NEFZ}} = \frac{W_i^{NEFZ}}{\Delta t_{NEFZ}} \quad W_i^{NEFZ} : \text{indizierte Arbeit im NEFZ} \quad (3.65)$$

$$M_B = \int_{t=0}^{t_{NEFZ}} \dot{M}_B \cdot dt = \int_{t=0}^{t_{NEFZ}} b_e \cdot P_e \cdot dt = \int_{t=0}^{t_{NEFZ}} b_i \cdot P_i \cdot dt \quad (3.66)$$

$$\overline{b_e^{NEFZ}} = \frac{M_B^{NEFZ}}{W_e^{NEFZ}} \quad (3.67)$$

bzw.

$$\overline{b_i^{NEFZ}} = \frac{M_B^{NEFZ}}{W_i^{NEFZ}} \quad (3.68)$$

Für die Bewertung unterschiedlicher Thermomanagement-Maßnahmen ist die Betrachtung von Kraftstoffeinsparpotentialen, also Änderungen im effektiven Verbrauch, sehr wichtig. Durch den Bezug auf einen Referenzzustand wird von einem relativen Kraftstoffverbrauch gesprochen.

$$\Delta \overline{b_e^{rel}} = \frac{\overline{b_{e,2}^{NEFZ}} - \overline{b_{e,1}^{NEFZ}}}{\overline{b_{e,1}^{NEFZ}}} = \frac{\overline{b_{e,2}^{NEFZ}}}{\overline{b_{e,1}^{NEFZ}}} - 1 = \frac{M_{B,2}^{NEFZ}}{M_{B,1}^{NEFZ}} - 1 \quad (3.69)$$

Der verbrauchte Kraftstoff im gesamten Zyklus wird mit Hilfe der indizierten Größen berechnet, da sich der Term bei der Verhältnisbildung, unter anderem aufgrund der Annahme $b_i = \text{const.}$, stark vereinfacht.

$$M_B^{NEFZ} = \int_{t=0}^{t_{NEFZ}} b_i \cdot P_i \cdot dt = \int_{t=0}^{t_{NEFZ}} b_i \cdot i \cdot n \cdot V_H \cdot p_i \cdot dt \quad (3.70)$$

$$M_B^{NEFZ} = b_i \cdot i \cdot n \cdot V_H \cdot \int_{t=0}^{t_{NEFZ}} (p_e + p_r) \cdot dt \quad (3.71)$$

$$\frac{M_{B,2}^{NEFZ}}{M_{B,1}^{NEFZ}} = \frac{\int_{t=0}^{t_{NEFZ}} (p_e + p_{r,2}) \cdot dt}{\int_{t=0}^{t_{NEFZ}} (p_e + p_{r,1}) \cdot dt} \quad p_{e,1} = p_{e,2} \quad (3.72)$$

An einem Beispiel soll der Fehler der ersten Methode veranschaulicht werden. In Abbildung 3.34 sind neben der Drehzahl und dem effektiven Mitteldruck aus dem NEFZ, eine simulierte Öltemperatur, ein zugehöriger Reibmitteldruck sowie die berechnete Verbrauchsänderung dargestellt. Bei Anwendung der ersten Methode würde sich für die Berechnung im Fahrzyklus ein Verbrauchseinsparpotential von 3,72% einstellen. Auf Basis

des weiterentwickelten Ansatzes reduziert sich durch die korrekte Integration der Wert auf 1,79%.

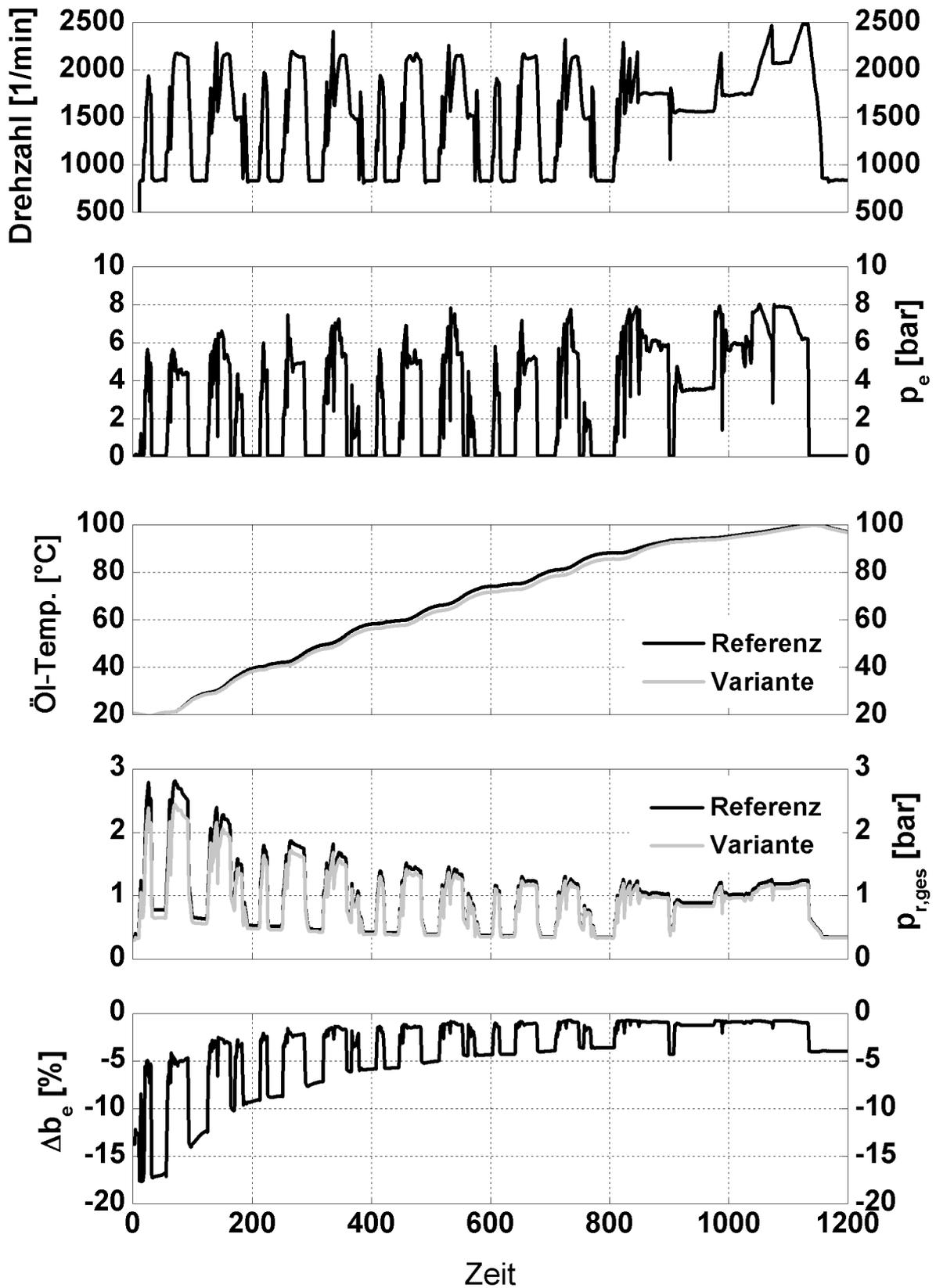


Abbildung 3.34.: Beispielhafte Verbrauchsrechnung im NEFZ

3.9. Implementierung in AMESim

Für die Implementierung des Modells wird das Programm LMS Imagine.Lab AMESim genutzt [LMS]. AMESim ist eine 1D-Simulationsumgebung, mit der sich multidisziplinäre Systeme modellieren und analysieren sowie detaillierte Komponenten beschreiben lassen. Insgesamt verfügt die Software über 40 Bibliotheken. Hierzu zählen physikalisch orientierte Bibliotheken, mit denen die Bereiche Mechanik, Hydraulik, Thermodynamik und Elektronik abgedeckt werden. Des Weiteren gibt es fertige anwendungsorientierte Bibliotheken unter anderem für die Motor- und Fahrzeugtechnik oder die Luftfahrt. Durch eine Vielzahl von Schnittstellen zu Matlab / Simulink, CFD- oder FEM- Programmen ist es möglich, AMESim vielfältig einzusetzen. Auch die Erstellung neuer Komponenten ist mit AMESet, einem Teilprogramm der Programmsuite AMESim, möglich.

Zur Lösung gewöhnlicher und partieller Differentialgleichungen sind in AMESim verschiedene Typen von Solvern implementiert. Hierzu zählen die so genannten „Standard Integratoren“, welche sich durch eine variable Schrittweiten- und Ordnungssteuerung auszeichnen. Besonders die variable Schrittweite ist für die Berücksichtigung von Unstetigkeitsstellen von Vorteil. Nachfolgend sind die implementierten Lösungsverfahren der „Standard Integratoren“ aufgelistet.

- DASSL (Berechnung von Differential-Algebraischen Gleichungen)
- Explizites Runge-Kutta-Verfahren (bis zur 5. Ordnung)
- Adams-Moulton-Verfahren (bis zur 12. Ordnung; nicht steife Systeme)
- Gear-Verfahren (bis zur 5. Ordnung; steife Systeme)
- LSODA (Systeme mit wechselnder Steifigkeit)

In Abhängigkeit von der Aufgabenstellung trifft AMESim automatisch die Wahl der jeweils besten Integrationsmethode. Hierdurch kann hinsichtlich Rechenzeit und Genauigkeit ein optimales Ergebnis erzielt werden.

Die zweite Klasse von Solvern fällt unter die Bezeichnung „Fixed Step Integrator“. Diese zeichnen sich durch eine feste Schrittweite aus und eignen sich besonders für Echtzeitanwendungen. In AMESim stehen folgende numerische Näherungsverfahren zur Auswahl:

- Euler-Verfahren (1. Ordnung)
- Adams-Bashford-Verfahren (2.-4. Ordnung)
- Runge-Kutta-Verfahren (2.-4. Ordnung)

Die Bedienung der Software erfolgt über eine grafische Benutzeroberfläche. Für die Modellerstellung gibt AMESim einen festen Workflow vor. Als erstes werden alle für die Simulation notwendigen Komponenten im Skizzenmodus auf der Oberfläche angeordnet und entsprechend miteinander verbunden. Da hinter einer Komponente je nach Detaillierungsgrad mehrere Varianten hinterlegt sein können, müssen diese im Submodel-Modus für den Anwendungsfall ausgewählt werden. Im nächsten Schritt wird das mathematische Modell in gewöhnliche Differentialgleichungen kompiliert oder in Differential-Algebraische Gleichungen umgewandelt. Nach der Parametrierung erfolgt der Wechsel in den Simulationsmodus. An dieser Stelle wird neben der Auswahl der geeigneten Simulationsparameter die Simulation gestartet.

Bezogen auf die Erstellung des thermischen Motormodells werden überwiegend thermische und thermo-hydraulische Komponenten für das thermische Netzwerk in Form der Bauteilmassen sowie für die Fluidkreisläufe verwendet. Die Bedatung der einzelnen Bausteine erfolgt mit Hilfe zur Verfügung stehender Daten, wie zum Beispiel CAD-Zeichnungen. Hieraus werden hauptsächlich die Volumina der einzelnen Bauteile entnommen und in das Modell eingepflegt. Fehlende Ansätze, wie beispielsweise die angewendeten Reibungsverfahren, können mit Hilfe von einfachen Komponenten der Kontroll- und Signalbibliothek modelliert werden. Fluide und Feststoffe, die nicht in der Datenbank von AMESim hinterlegt sind, können mit einem von AMESim vorgegebenen Verfahren integriert werden. Hierbei werden spezifische temperaturabhängige Stoffdaten in einer AMESim eigenen Dateistruktur abgelegt und können somit für die Simulation genutzt werden. Für die Modellierung von Konvektion oder Strahlung im System kann auf fertige Komponenten mit gängigen Berechnungsvorschriften, wie sie auch in [VDI08] zu finden sind, zurückgegriffen werden. Lediglich für die korrekte Abbildung der Wärmeübertragungsverhältnisse werden Größen wie die hydraulischen Durchmesser, die jeweilige Querschnittsfläche oder die zugehörigen Längen der Wärmeübertragung aus eigenen Untersuchungen angepasst.

Für den korrekten Vergleich zwischen Simulation und Experiment ist die Berücksichtigung gleicher Anfangsbedingungen notwendig. Hierfür werden die relevanten Bauteil- und Medientemperaturen bei Motorstart der jeweiligen Messungen als Initialwerte für die entsprechenden Komponenten in der Simulation genutzt. Hinsichtlich der Drehzahl und des Drehmoments sind die Werte bei einem Betriebspunkt nur einmal anzupassen. Nur bei einer dynamischen Fahrt werden die beiden Werte zeitabhängig aus Kennfeldern ausgelesen.

Kapitel 4.

Modellvalidierung

4.1. Vergleich Simulation und Messung im untersuchten Kennfeldbereich

Die Validierung des Verbrennungsansatzes und der implementierten Reibungsmodelle erfolgte bereits im Kapitel 3. In diesem Abschnitt werden die simulierten und die gemessenen Temperaturverläufe im Modell über den untersuchten Kennfeldbereich verglichen. In den folgenden Abschnitten wird zum einen eine Bewertung der Ergebnisgenauigkeit des Simulationsmodells im Vergleich zu den Prüfstandsergebnissen vorgenommen. Zum anderen werden auf Basis einer Sensitivitätsuntersuchung Erkenntnisse in Bezug auf den Wärmefluss im Verbrennungsmotor erläutert.

Zunächst erfolgt die Modellvalidierung an 10 Bauteilen und Medien im System. Deren Auswahl erfolgt aufgrund der guten Vergleichbarkeit mit lokal im Experiment verbauten Sensoren. In den Abbildungen 4.1 bis 4.3 sind für die 10 Komponenten die entsprechenden Verläufe am Beispiel von drei Betriebspunkten aus dem Kennfeld aufgetragen. Neben dem Referenzpunkt 2000 1/min und 50 Nm werden ein Niedrig- und ein Hochlastpunkt für die Validierung genutzt. Der Vergleich der Verläufe, bei dem mittlere energetische Temperaturen aus der Simulation mit lokal gemessenen Temperaturen aus dem Experiment gegenüber gestellt werden, zeigt eine gute Übereinstimmung. Für die Komponente Zylinderkopf 2 wird eine Mitteltemperatur aller im Feuerdeck verbauten Sensoren (siehe Abbildung 3.3) genutzt. In Abhängigkeit von der Nähe zu den einzelnen Ein- und Auslasskanälen im Zylinderkopf treten in den Messungen erhebliche Temperaturunterschiede auf. Im Modell wird an dieser Stelle keine weitere Unterteilung vorgenommen. Zusätzlich zu den Temperaturverläufen steht in der jeweils rechten unteren Ecke der Diagramme die mittlere Standardabweichung für diesen Betriebspunkt.

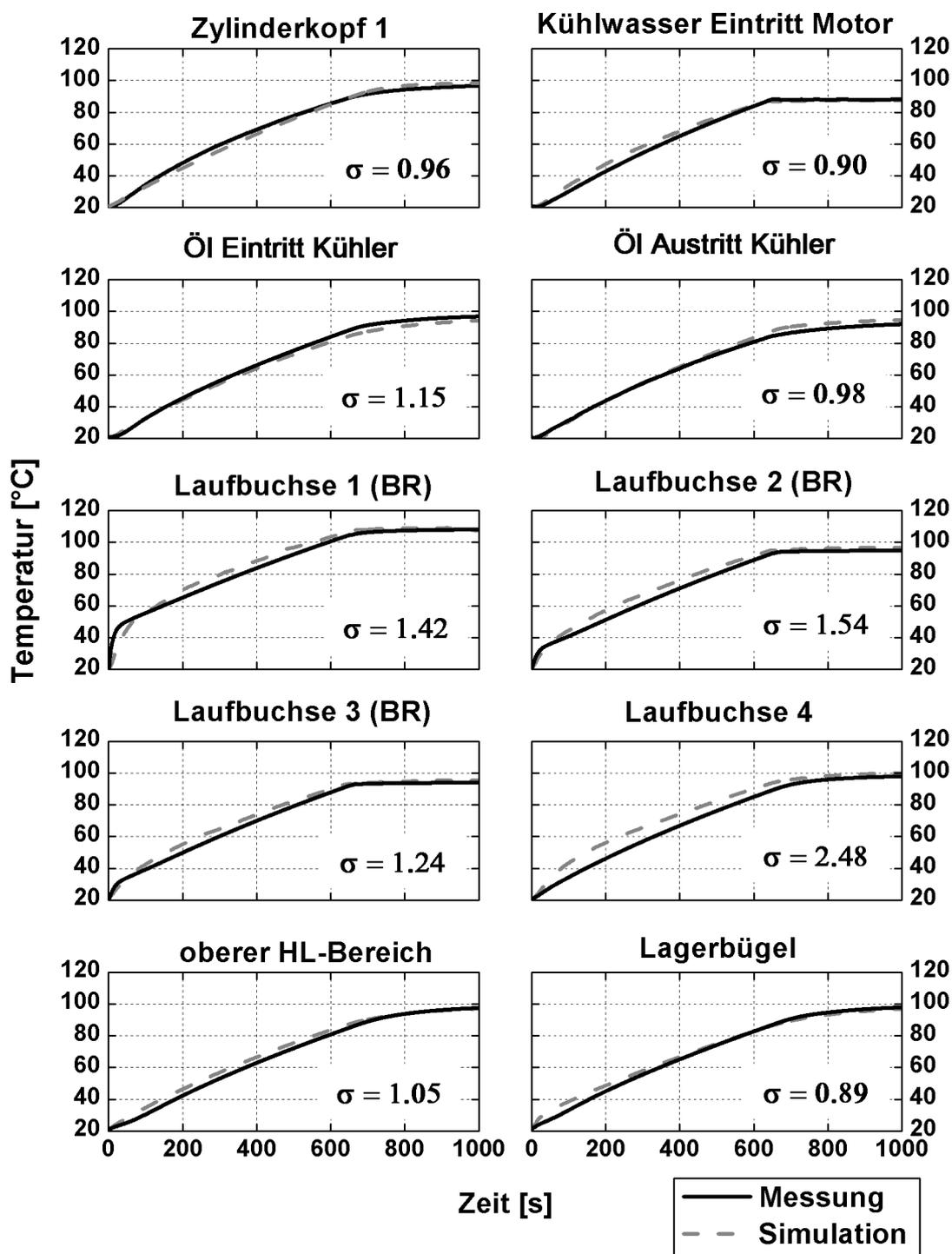


Abbildung 4.1.: Vergleich Simulation und Messung ausgewählter Komponenten (Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm)

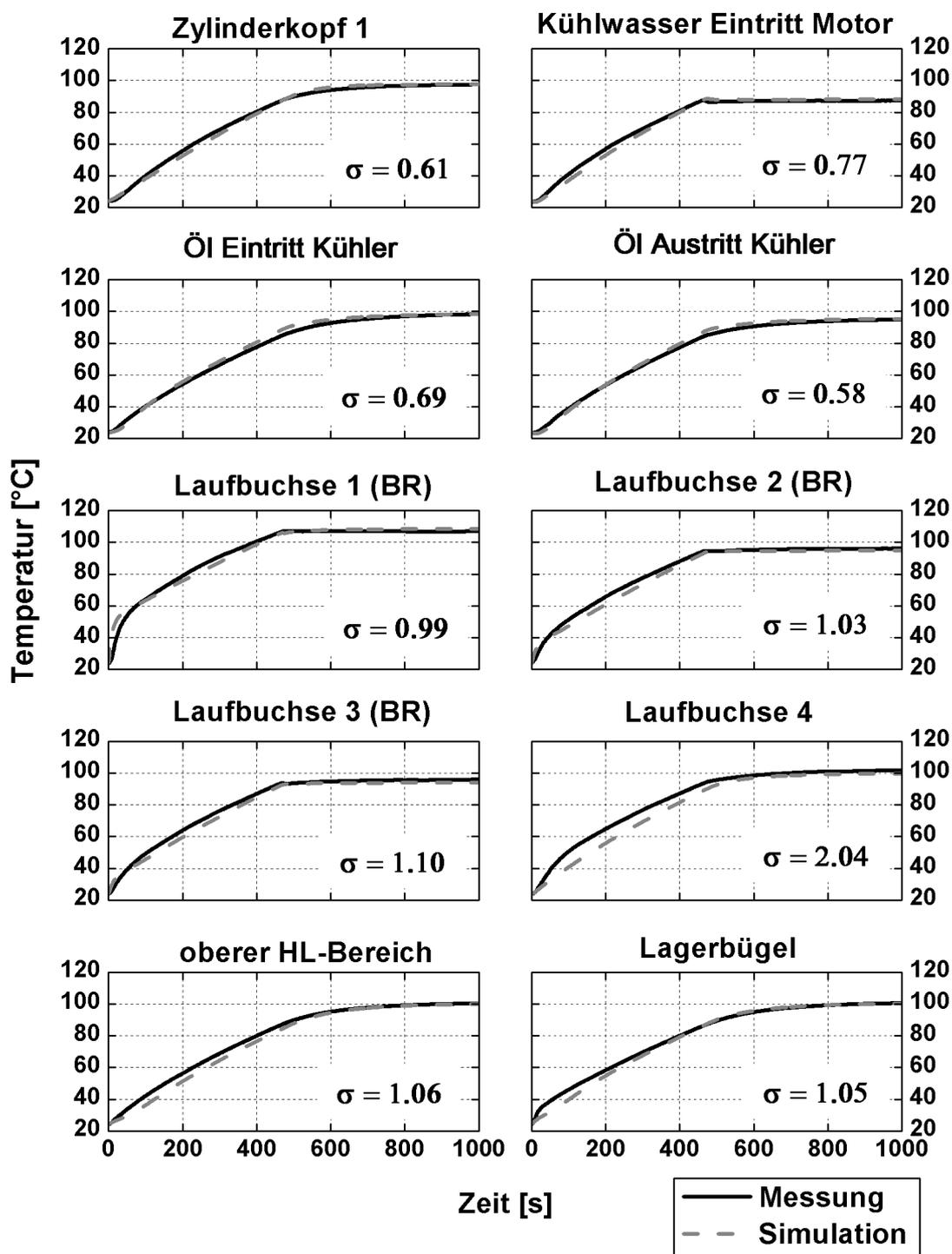


Abbildung 4.2.: Vergleich Simulation und Messung ausgewählter Komponenten (Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm)

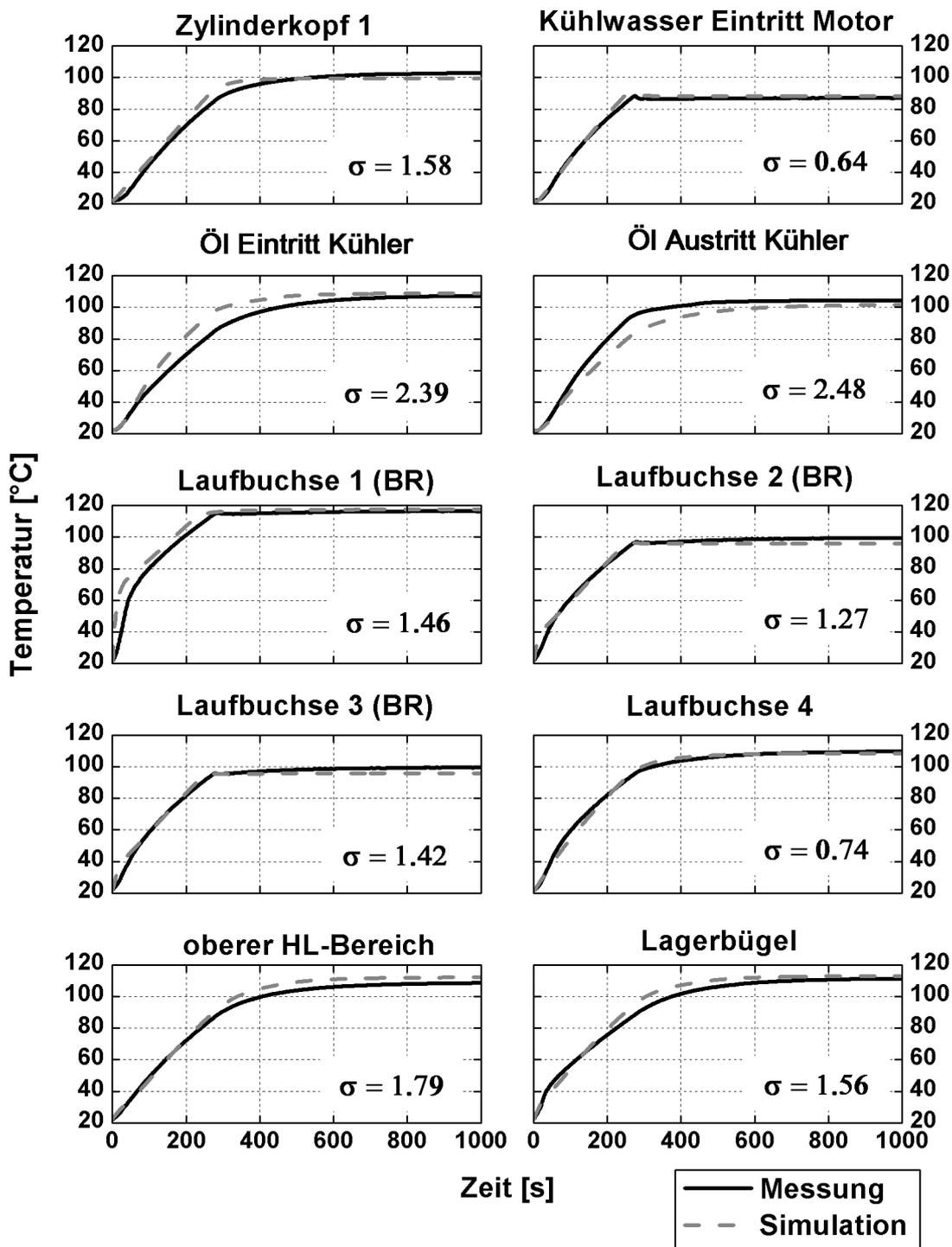


Abbildung 4.3.: Vergleich Simulation und Messung ausgewählter Komponenten (Betriebspunkt 2750 1/min und 100 Nm)

Die schematische Darstellung des thermischen Netzwerkes in der Abbildung 4.4 zeigt die mittleren Standardabweichungen aller Komponenten über alle untersuchten Betriebspunkte. Eine Abweichung von 1 bis 3 K ist hinreichend gering für die Abbildung des Motorwarmlaufes und weiterführende Untersuchungen im Bereich Thermomanagement. Auch beim Feuerdeck stellt sich bezogen auf die Validierung mit der Mitteltemperatur eine Abweichung von ungefähr 2 K über das gesamte Kennfeld ein.

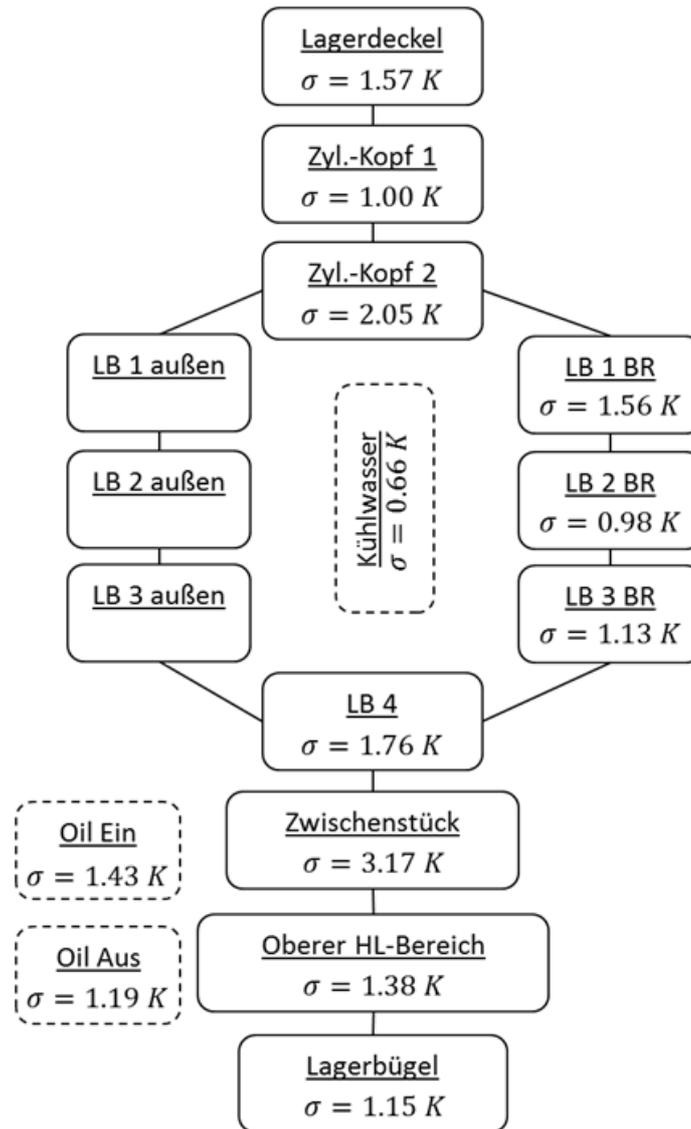


Abbildung 4.4.: Mittlere Gesamtstandardabweichung von 13 Komponenten und Medien über alle Betriebspunkte [VZTS13c, VZTS13a]

In Abbildung 4.5 sind für 13 Festkörper und Medien, welche auch in Abbildung 4.4 zu sehen sind und vorrangig zur Beschreibung des Warmlaufverhaltens genutzt werden, die mittleren Standardabweichungen aller 24 Betriebspunkte aufgetragen. Bis auf kleine Ausreißer wird die zuvor angesprochene Genauigkeit von 1 bis 3 K noch einmal verifiziert und die Modellgüte bestätigt.

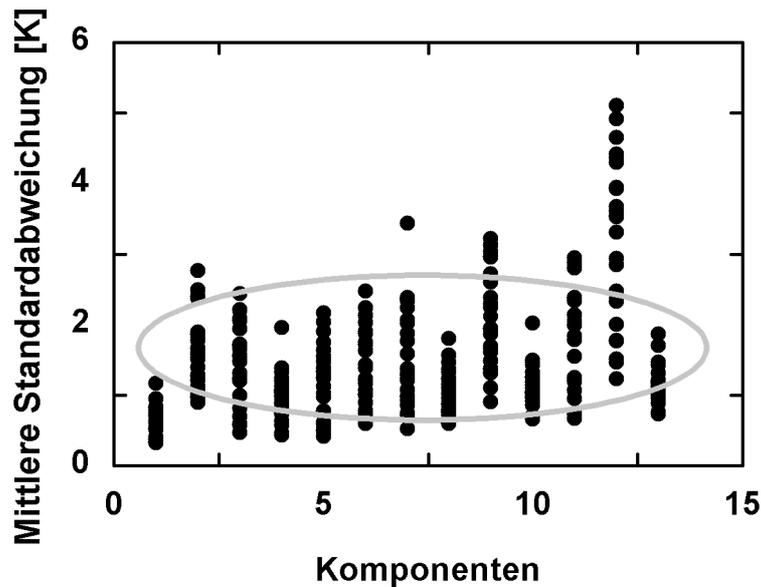


Abbildung 4.5.: Mittlere Standardabweichung von 13 Komponenten und Medien aller Betriebspunkte

4.2. Sensitivitätsanalyse

Das Aufheizverhalten eines Verbrennungsmotors hängt maßgeblich von den Wärmeeinträgen aus der Verbrennung und der Reibung, aber auch vom konvektiven Wärmeübergang an das Kühlwasser ab. Die auftretenden Phänomene im Motor werden innerhalb des Simulationsmodells jeweils mit eigenen Ansätzen abgebildet. In diesem Abschnitt werden die Einflüsse unterschiedlicher Wärmequellen und Wärmesenken innerhalb des Gesamtsystems untersucht. Hierfür werden die berechneten Ergebnisse der Teilmodelle mit einem Faktor um +/- 20% multiplikativ variiert. Auf den Einfluss charakteristischer Parameter innerhalb der Ansätze wird speziell im Kapitel 6 eingegangen.

Neben den oben erwähnten Ansätzen werden auch die Einflüsse der Kolbenkühlung, der Luft- und Abgasströme im Zylinderkopf sowie der Volumina der im Motor vorhandenen Medien hinsichtlich des Aufheizverhaltens des Motors untersucht.

Die Zielgrößen stellen die Temperaturen der Bauteile und Fluide im System dar. In Abbildung 4.6 sind die Ergebnisse der Variationsrechnung für +20% dargestellt. Die einzelnen Sensitivitäten s_i entsprechen der mittleren Änderung der Zielgröße im Motorwarmlauf, siehe Formel (4.1). Als Simulationsgrundlage dient der Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm mit einer Gesamtdauer von 1200 Sekunden.

$$s_i = \frac{1}{1200} \sum_{t=1}^{1200} \left[\frac{\vartheta_{i,Ref}(t) - \vartheta_{i,Var}(t)}{\vartheta_{i,Ref}(t)} \right] \quad (4.1)$$

Einen starken Einfluss auf das Aufwärmverhalten hat der Wärmeeintrag aus der Verbrennung. Bei allen Komponenten bis auf den Hauptlagerbereich ergeben sich für die Verbrennung die mit Abstand größten Sensitivitäten. Zudem reagiert der obere Laufbuchsenabschnitt am sensitivsten auf diese Änderung. Grund hierfür ist die längere Kontaktzeit mit der stattfindenden Verbrennung im Vergleich zu den anderen Elementen der Laufbuchse. Einen weiteren wichtigen Einflussfaktor stellt die Reibung dar. Auch in dieser Untersuchung wird bestätigt, dass die Reibung den größten Anteil bei der Erwärmung des Öls einnimmt. Des Weiteren beeinflusst sie zum größten Teil auch die oberen und unteren Lagerbereiche im unteren Zylinderkurbelgehäuse. Neben der Reibung ist die Verbrennung im Bereich dieser Komponenten von großer Bedeutung. Bedingt wird dieses Resultat durch eine zunehmende Wärmeleitung im Verlauf des Aufheizprozesses vom oberen Kurbelgehäuse hin zu den Lagern. Bei der Laufbuchse bleibt jedoch trotz der auftretenden Kolbenreibung die Verbrennung der dominierende Faktor.

Bei einer Änderung des kühlwasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten reagieren die mit dem Kühlwasser in Verbindung stehenden Bauteile besonders sensitiv. Dieser Effekt ist bei der Laufbuchse stärker zu beobachten als im Zylinderkopf.

Eine untergeordnete Rolle spielt eine Änderung des Wärmeeintrages in den Ein- und Auslasskanälen im Zylinderkopf. Ähnliches zeigt sich bei der Kolbenkühlung. Eine Variation des entsprechenden Wärmeübergangskoeffizienten führt bis auf kleine Änderungen in der Öltemperatur zu keinen nennenswerten Einflüssen. Zur Vollständigkeit wird der Kolben ebenfalls modelliert und simuliert. Bei einigen Untersuchungen wird er jedoch aufgrund fehlender Validierungsmöglichkeiten nicht berücksichtigt.

Eine Erhöhung der Fluidvolumina von +20% zeigt, dass sich eine Änderung der Kühlwassermenge stärker auf das Warmlaufverhalten des Motors auswirkt, als beim Öl. Generell führt jedoch eine höhere Wärmekapazität zu einer langsameren Erwärmung der Fluide, welches sich dementsprechend auch auf weitere Bauteile überträgt.

Die Ergebnisse für eine -20%ige Änderung aller Einflussgrößen führt quantitativ zu beinahe identischen Resultaten, jedoch mit umgekehrten Vorzeichen. Die Ergebnisse für diese Analyse sind in [Abbildung 4.7](#) dargestellt. Die analogen Ergebnisse für einen Niedriglast- und einen Hochlastpunkt sind im [Anhang A.7](#) dargestellt.

Mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse können Rückschlüsse auf signifikante Wärmequellen und -senken einzelner Komponenten sowie zum Teil auftretender Wärmeströme im System gezogen werden. Hinsichtlich einer gezielten Beeinflussung des Temperaturniveaus einzelner Bauteile lassen sich über diese Analyse mögliche Angriffspunkte herausstellen.

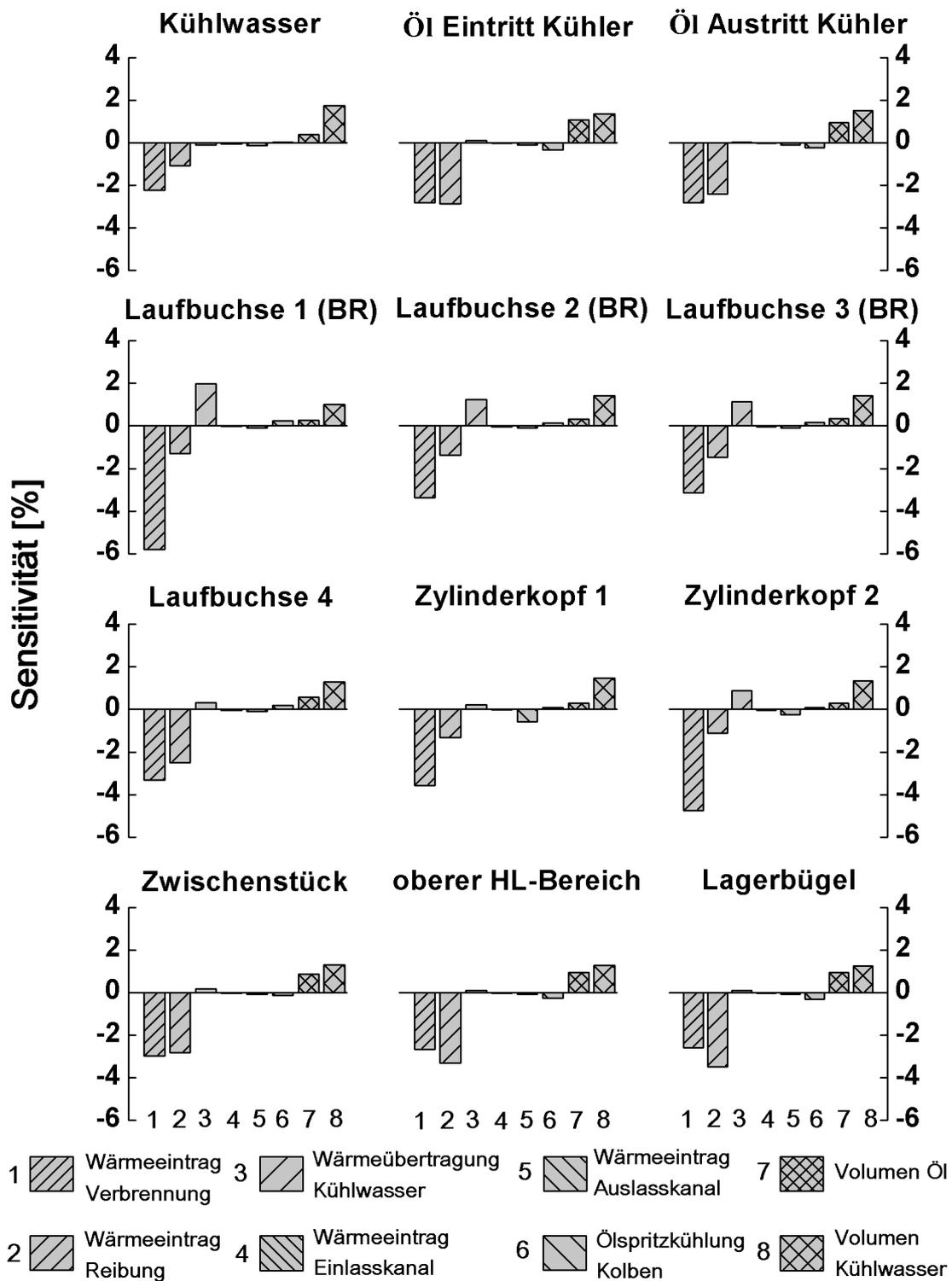


Abbildung 4.6.: Sensitivitätsuntersuchung mit einer +20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm

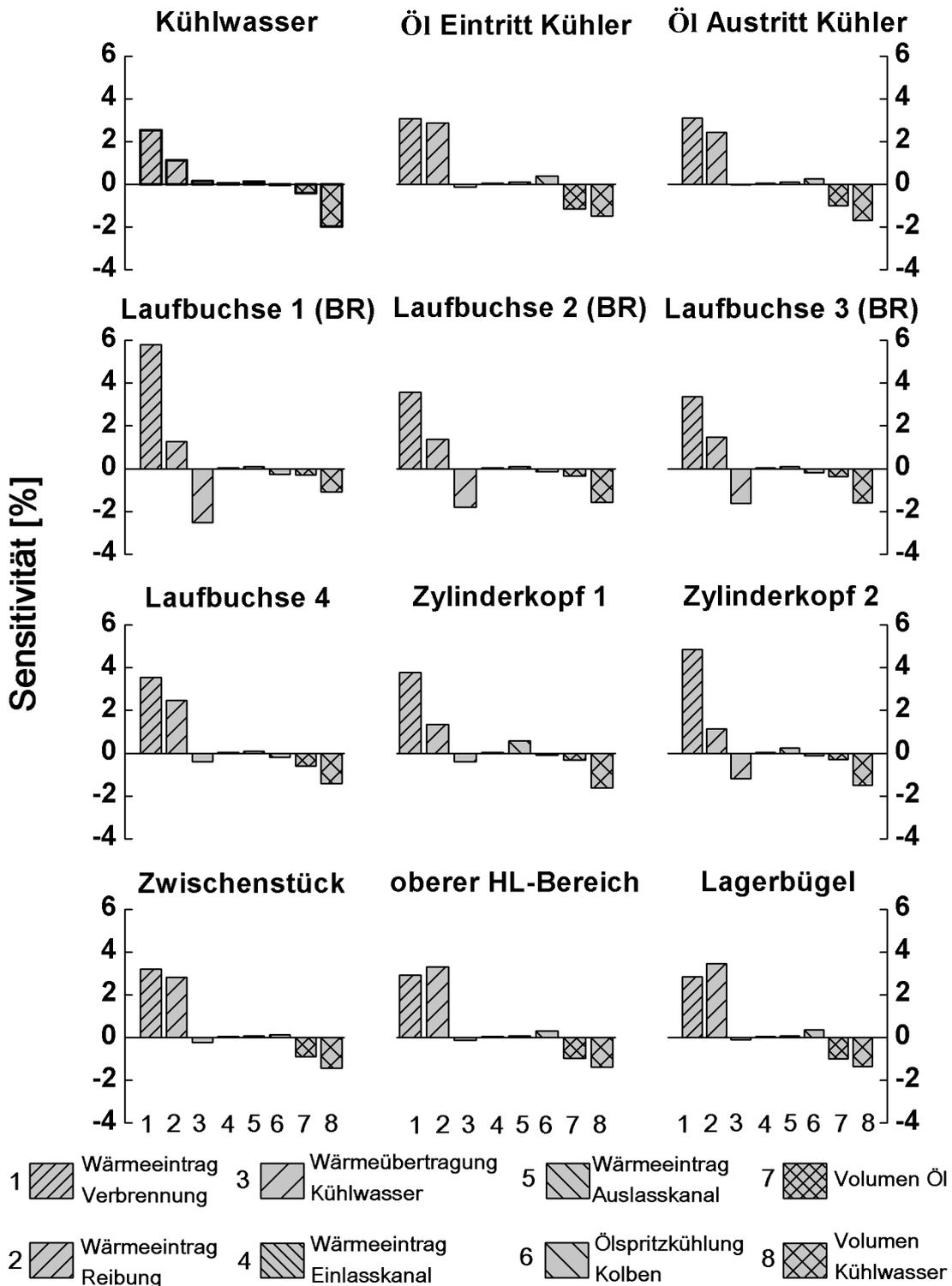


Abbildung 4.7.: Sensitivitätsuntersuchung mit einer -20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 2000 1/min und 50 Nm

Kapitel 5.

Nachweis der Prognosefähigkeit

5.1. Dynamische Prüfstandsfahrt

Zur Überprüfung der Prognosefähigkeit des Simulationsmodells wurden zunächst zusätzlich zur Kennfeldvalidierung, dynamische Prüfstandsfahrten durchgeführt. Hierfür wurden sieben bislang noch nicht verwendete Betriebspunkte ausgewählt, welche jeweils für zwei Minuten konstant angefahren werden. Für eine möglichst genaue Abbildung des Versuches werden die real am Prüfstand gefahrenen Verläufe für Drehzahl und Drehmoment abgespeichert und im Modell als Inputs aus Kennfeldern ausgelesen. In Abbildung 5.1 sind sowohl die einzelnen Lastpunkte als auch die Reihenfolge, in der sie durchlaufen wurden, dargestellt.

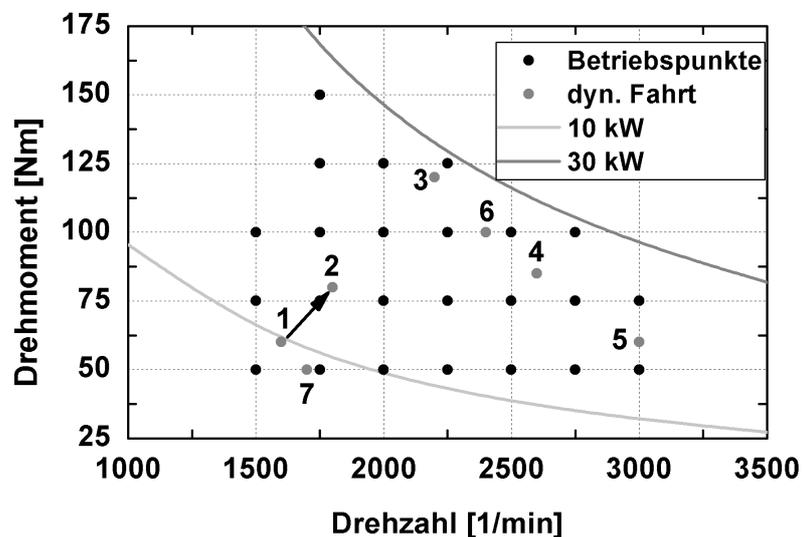


Abbildung 5.1.: Reihenfolge der angefahrenen Betriebspunkte während der dynamischen Prüfstandsfahrt im Motorkennfeld

Es ist zu erkennen, dass die neuen Betriebspunkte innerhalb des erweiterten Kennfeldbereiches liegen. Hierbei wurde bewusst darauf geachtet, dass die Betriebspunkte vorher

nicht für die Validierung der verwendeten Ansätze im Modell genutzt wurden. Mit den jeweils zwei Minuten für jeden Betriebspunkt und einem anfänglichen Anfahrverhalten bis zum Erreichen des ersten Betriebspunktes ergibt sich eine Gesamtzeit von ungefähr 880 Sekunden.

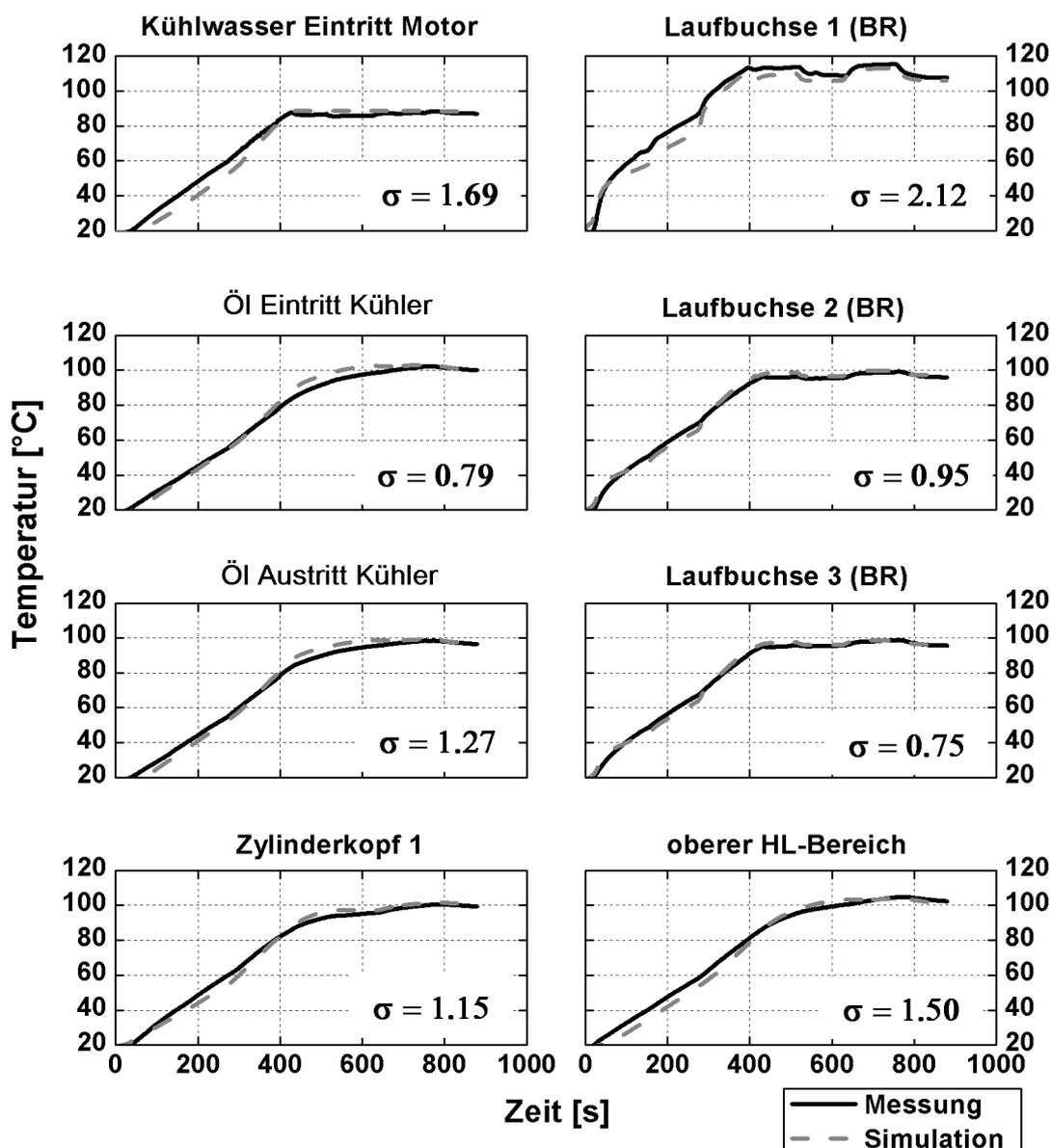


Abbildung 5.2.: Vergleich von Simulation und Messung der Komponenten im dynamischen Prüfstandslauf

Hinsichtlich der Ergebnisgenauigkeit können die guten Ergebnisse von der Validierung im Kennfeld bestätigt werden. In Abbildung 5.2 sind für verschiedene Bauteile und Medien die jeweils gemessenen und simulierten Temperaturverläufe dargestellt. Besonders im oberen Bereich der Laufbuchsen zeigt sich, dass das charakteristische Verhalten, hervor-

gerufen durch die Lastsprünge, vom Modell gut wiedergegeben werden kann. Als Maß für die Abweichung in den Verläufen wird wieder die mittlere Standardabweichung genutzt.

5.2. Veränderte Betriebsbedingungen

5.2.1. Vorgehensweise

Mit der dynamischen Prüfstandsfahrt konnte, im Gegensatz zu stationären Betriebspunkten, in einem ersten Schritt das Verhalten des Simulationsmodells bei veränderten Bedingungen untersucht werden. Hierbei wurden außer der Drehzahl und dem Drehmoment keine weiteren Änderungen vorgenommen. Im nächsten Schritt gilt es, durch spezifische Änderungen das thermische Verhalten gezielt zu beeinflussen und die Simulationsergebnisse mit Messdaten, welche bei gleichen Bedingungen aufgenommen wurden, zu vergleichen. Im Rahmen des FVV-Projektes „Motorwärmetausch“ wurden mehrere, am Versuchsträger umsetzbare Maßnahmen untersucht. Hierzu zählen:

- Variation der Kühlwasserzusammensetzung
- Motorbetrieb mit unterschiedlichen Ölsorten
- Reduzierung der Ölmenge im System
- Absperrung des Innenraumwärmeübertragers
- Definiertes Zuheizen im Schmierkreislauf
- Verwendung eines Enthalpiespeichers im Kühlwasserkreislauf

Diese Arbeit beschränkt sich auf die Beschreibung und Auswertung der Kühlwasser- und Ölsortenvariation. Im Abschlussbericht des Projektes von „Motorwärmetausch II“ [VZTS13b] sind alle Maßnahmen detailliert erläutert.

Für die Umsetzung der jeweiligen Untersuchungen wird die Analyse auf sechs Betriebspunkte reduziert. Diese setzen sich aus einer Kombination der Drehzahlen 1500, 2000 und 2750 1/min mit den Drehmomenten 50 und 100 Nm zusammen. Alle Varianten werden sowohl mit dem Versuchsträger als auch mit dem Simulationsmodell durchgeführt. Ein Vorteil des Simulationsmodells besteht darin, dass zusätzlich Fahrzyklen simuliert werden können. In diesem Fall wird der NEFZ genutzt.

Bei der Auswertung der Simulationsergebnisse werden verschiedene Parameter herangezogen. Diese Parameter sollen Aussagen hinsichtlich einer veränderten Warmlaufcharakteristik an verschiedenen Stellen des Verbrennungsmotors möglich machen. Dass diese

Erkenntnisse auch für das Experiment gelten und somit das Simulationsmodell die realen Zustände, ähnlich wie bei der Kennfeldvalidierung, nachbilden kann, wird anhand der mittleren Standardabweichung zwischen Experiment und Simulation gezeigt.

Zur Beschreibung der Wirksamkeit der untersuchten Thermomanagement-Maßnahmen wird der Parameter Δt_{85} genutzt. Dieser beschreibt die zeitliche Abweichung der jeweiligen Variante zur Referenz einer bestimmten Komponente im Motorwarmlauf. Eine negative Abweichung bedeutet hierbei eine Verlängerung der Erwärmung der jeweiligen Komponente oder des Fluids. In Abbildung 5.3 ist dieses Verhalten beispielhaft dargestellt.

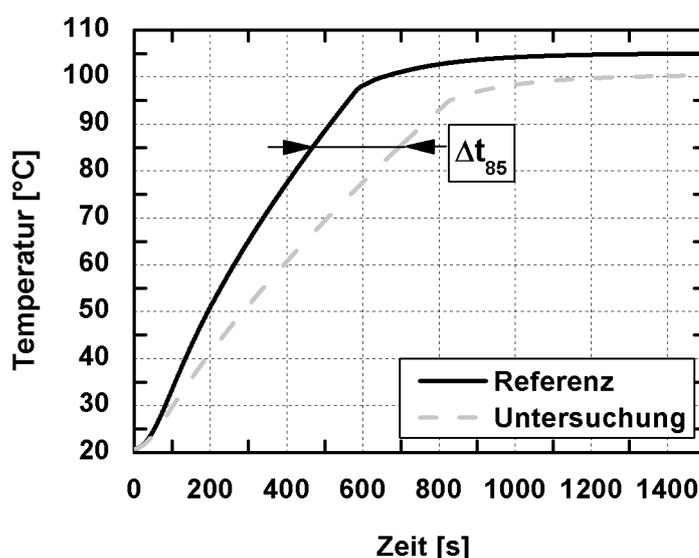


Abbildung 5.3.: Schematische Darstellung zur Bewertung der Aufheizdauer des Motors

Die Zahl 85 ist dabei gleichbedeutend mit der Temperatur 85°C. Bei dieser Temperatur ist sichergestellt, dass alle Komponenten und Fluide im System noch nicht vom Thermostatverhalten beeinflusst wurden. Wie in der Sensitivitätsuntersuchung bereits festgestellt wurde, hat das Kühlwasser auf eine Vielzahl von Bauteilen einen erheblichen Einfluss.

Ein weiterer Parameter ist ΔT_{max} . Dieser beschreibt die Änderung des Temperaturniveaus zwischen der Referenz und der Variante im betriebswarmen Zustand. In Abbildung 5.4 ist auch hierfür eine beispielhafte Darstellung zu sehen. Eine positive Abweichung bedeutet das Einstellen einer niedrigeren Temperatur im betriebswarmen Zustand des Motors.

Einen weiteren Indikator für die Abbildung des thermischen Verhaltens im Modell stellt die mittlere Standardabweichung über den zeitlichen Verlauf dar. Für die Bewertung der Verbrauchsänderung wird der in Abschnitt 3.8 erarbeitete Ansatz angewendet.

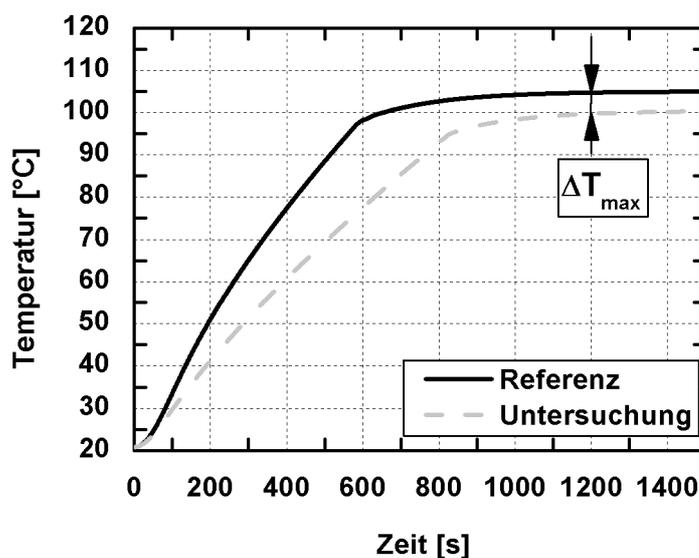


Abbildung 5.4.: Vergleich zweier Verläufe hinsichtlich veränderter Temperaturniveaus im betriebswarmen Zustand

5.2.2. Kühlwasservariation

Die Abfuhr der Wärme im System erfolgt maßgeblich über das Kühlwasser, welches für die Betriebssicherheit des Motors sorgt. Ein Überhitzen der Bauteile soll somit vermieden werden. Gleichzeitig stellt das Kühlmedium, das 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, was zu einer schnelleren Erwärmung des Systems führt. Zur besseren Sichtbarkeit und Messbarkeit von Effekten, wird der Glykolanteil zum einen auf 80% erhöht (EG80W20) und zum anderen auf 20% abgesenkt (EG20W80). Die Auswirkungen in den Stoffdaten sind in Abbildung 5.5 zu sehen.

In Bezug auf den Standardglykolanteil von 40% im Kühlwasser zeigen sich besonders bei der Anhebung des Glykols stärkere Auswirkungen auf die entsprechenden Stoffdaten. Bei der kinematischen Viskosität zum Beispiel hat die Fluidzusammensetzung EG80W20 bei 20 °C im Vergleich zur Referenz einen annähernd dreifach höheren Wert. Das schlägt sich auch auf das Strömungsverhalten des Mediums in den Kühlkanälen nieder. Die hierfür charakteristische Re-Zahl nimmt mit einem erhöhten Glykolanteil ab. Dies hat eine Verschlechterung der kühlwasserseitigen Wärmeübergangsbedingungen mit den in Kontakt stehenden Bauteilen zur Folge.

Tendenziell kommt es bei der Variante EG80W20 zu einer Verkürzung der Warmlaufphase sowie zu lokal höheren Temperaturniveaus im betriebswarmen Zustand. Hervorgerufen werden diese Effekte durch eine deutliche Abnahme der spezifischen Wärmekapazität im Fluid, welche auch ein Ansteigen der Dichte überdeckt (siehe Abbildung 5.5 unten rechts). Besonders deutlich zeigt sich dieses Phänomen im Bereich der Laufbuchsen und im Zylinderkopf (siehe Abbildungen 5.6 bis 5.9). Des Weiteren ist erkennbar, dass die Abweichungen der Temperaturverläufe zur jeweiligen Referenz bei einer Verringerung des Glykolanteils wesentlich geringer ausfallen. Die veränderten Temperaturniveaus im Motor wirken sich in abgeschwächter Form auch auf das Aufwärmverhalten des Schmierstoffes aus. Daraus ergibt sich ein Potential zur schnelleren Absenkung der mechanischen Verluste in der Kaltstartphase des Motors.

Ein auffälliger Lasteinfluss ist in den Abbildungen der drei Betriebspunkte und dem NEFZ nicht zu sehen. Die Temperaturdifferenzen in den betriebswarmen Temperaturniveaus sowie die Zeitunterschiede bis zum Erreichen der 85 °C sind ähnlich.

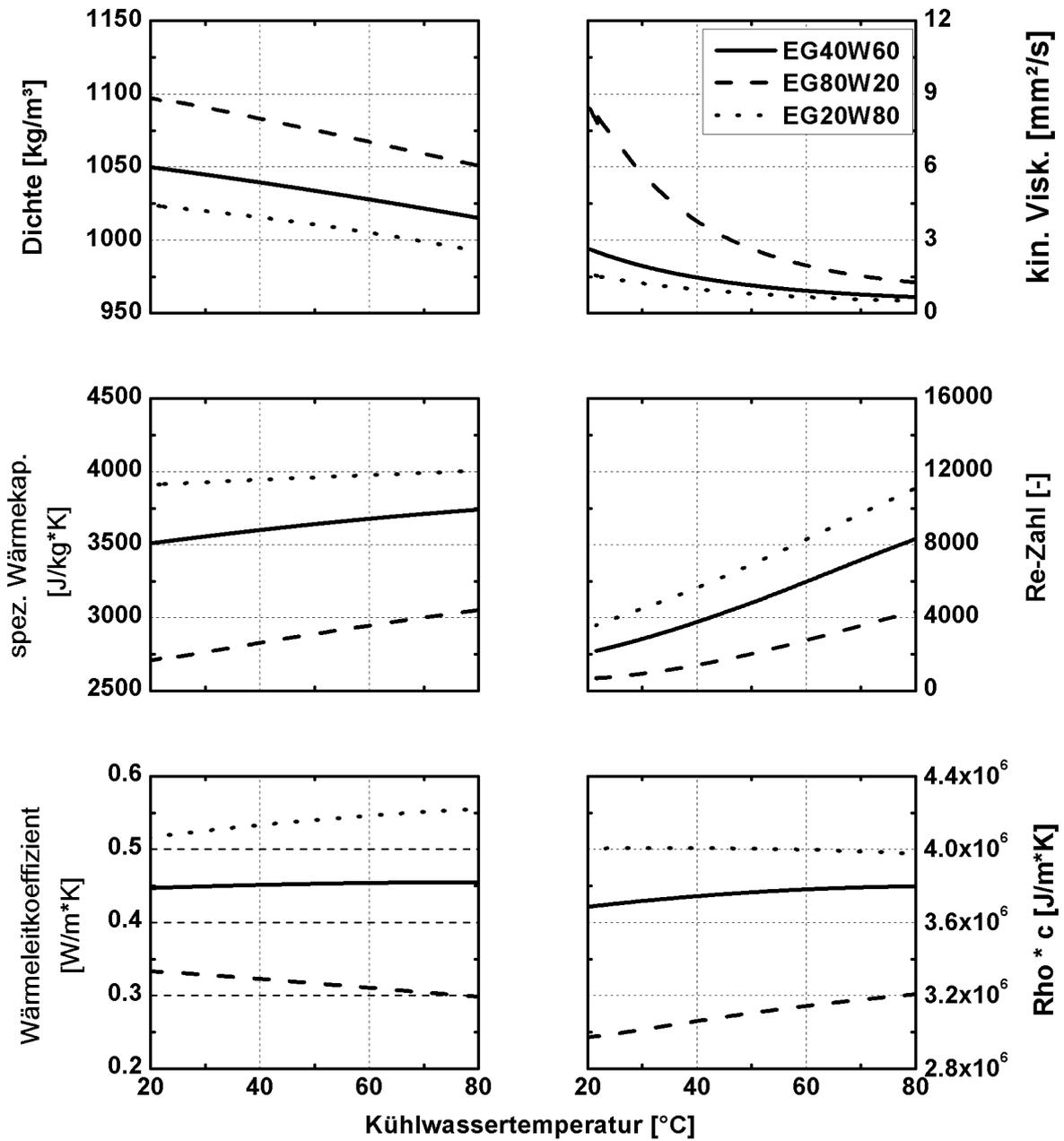


Abbildung 5.5.: Temperaturabhängige Stoffdaten der untersuchten Kühlwasserzusammensetzungen

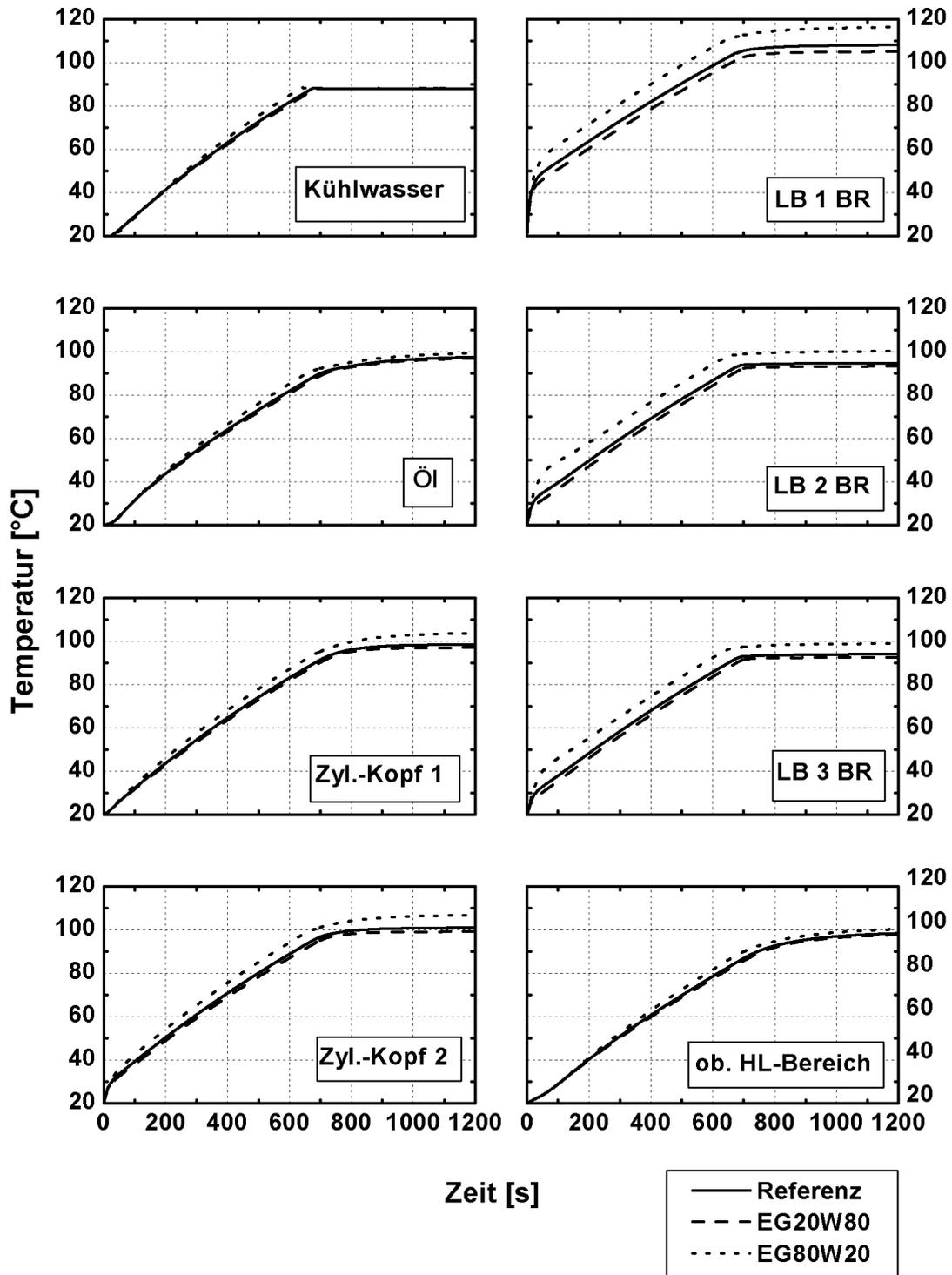


Abbildung 5.6.: Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwasserzusammensetzung im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 1500 1/min und 50 Nm

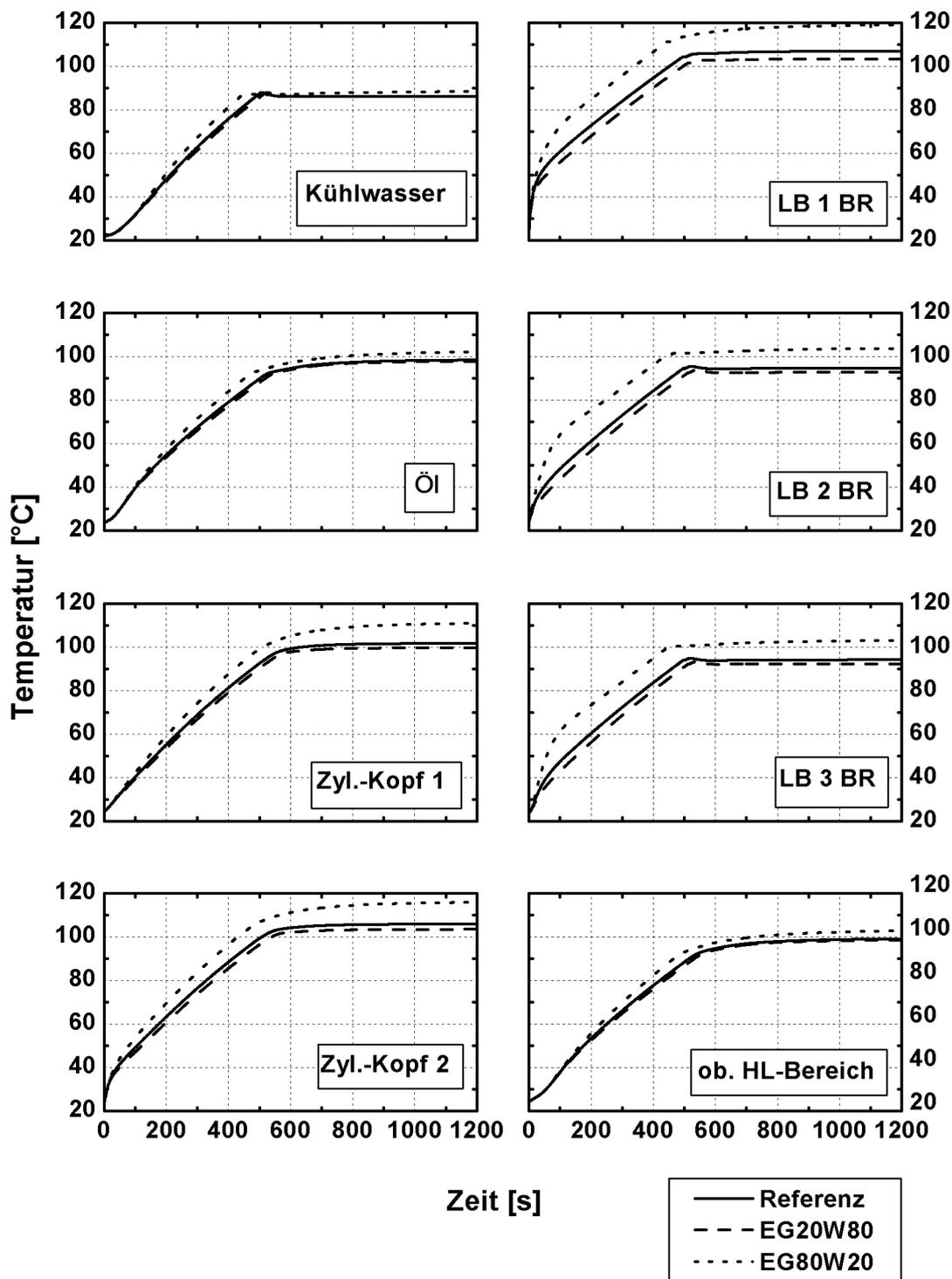


Abbildung 5.7.: Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwasserzusammensetzung im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2000 1/min und 50 Nm

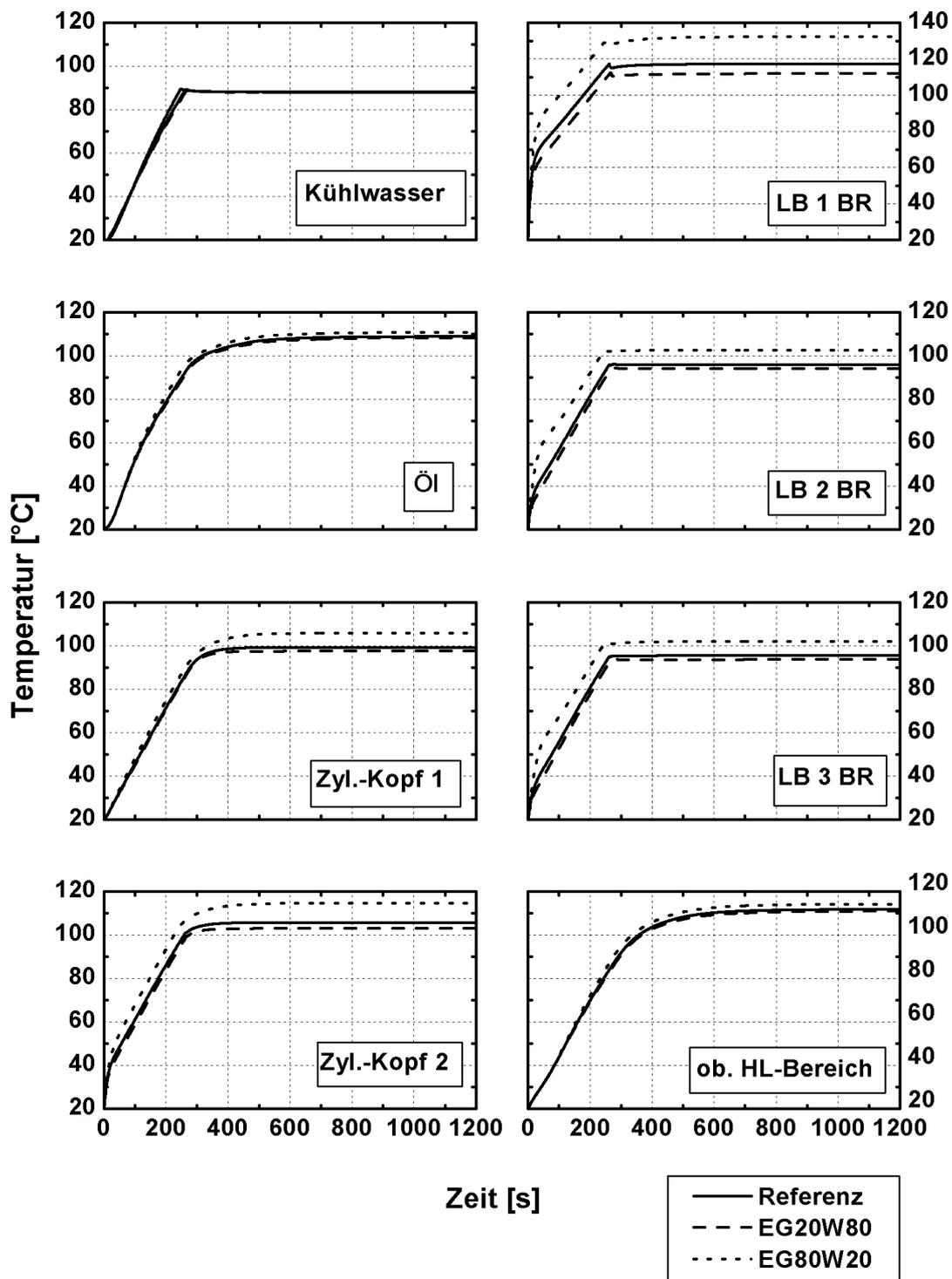


Abbildung 5.8.: Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwasserzusammensetzung im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2750 1/min und 100 Nm

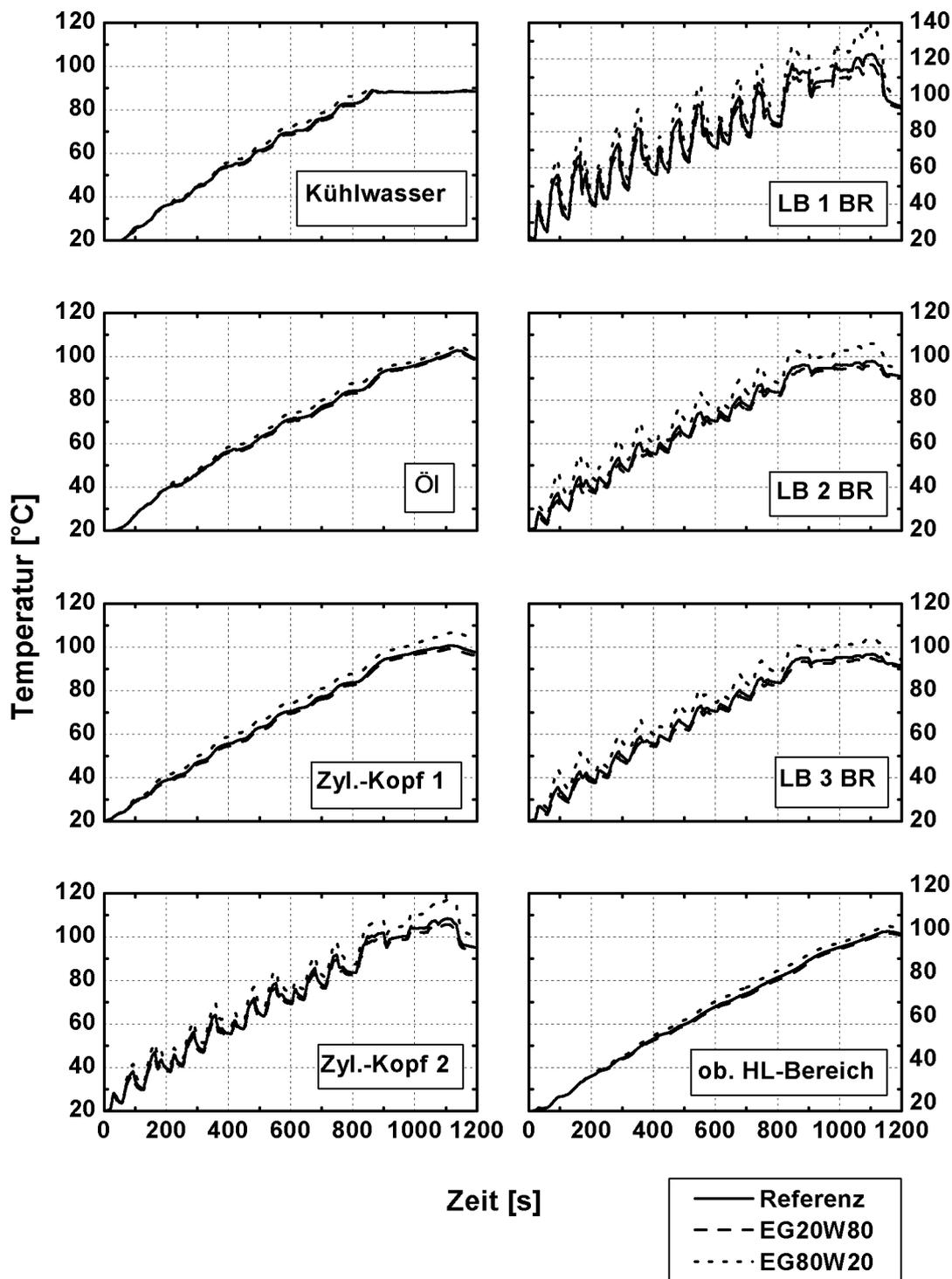


Abbildung 5.9.: Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwasserzusammensetzung im Motor am Beispiel des NEFZ

In Abbildung 5.10 sind die Ergebnisse für Δt_{85} und ΔT_{max} vergleichend für die sechs Betriebspunkte und im NEFZ dargestellt. Die zuvor in den Temperaturverläufen bereits qualitativ ersichtlichen Veränderungen im thermischen Warmlaufverhalten der einzelnen Komponenten kommen hier noch einmal klar zum Ausdruck. Die größeren Effekte zeigt eindeutig die Kühlwasserzusammensetzung EG80W20. Die Warmlaufzeit bei dieser Maßnahme verkürzt sich im Schnitt um 10% in den untersuchten Betriebspunkten. Auch eine Erhöhung des stationären Temperaturniveaus von 4 bis 5 K im Mittel über alle Festkörper und Fluide ist ein nicht zu vernachlässigender Faktor. Die Ergebnisse auf Basis des NEFZ liegen aufgrund der entsprechenden Leerlaufphasen nur leicht unter den Werten für die Betriebspunkte.

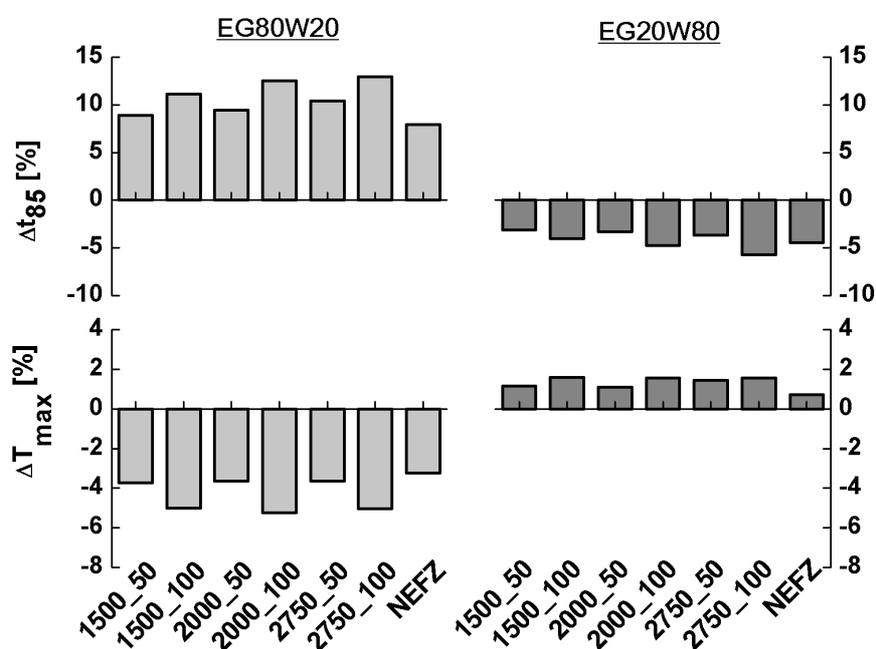


Abbildung 5.10.: Bewertung der Kühlwasservariation hinsichtlich der Warmlaufdauer und der maximalen Temperatur im betriebswarmen Zustand in ausgewählten Betriebspunkten sowie dem NEFZ

Einen qualitativ deutlich geringeren Einfluss auf das Aufheizverhalten zeigt die Kühlwasservariante mit 20% Glykol. Neben dem späteren Erreichen des betriebswarmen Zustandes darf bei der Umsetzbarkeit auch die erhöhte Frostneigung bei negativen Umgebungstemperaturen nicht außer Acht gelassen werden. Das Thema Frostneigung ist aber nicht Gegenstand der Arbeit.

Die zuvor diskutierten Ergebnisse sind auf Basis der Simulation entstanden. Zur Verdeutlichung, dass die Simulation auch mit den experimentellen Ergebnissen übereinstimmt, wird die mittlere Standardabweichung herangezogen. In Abbildung 5.18 sind für

die sechs untersuchten Betriebspunkte die entsprechenden Standardabweichungen der einzelnen Varianten im Vergleich zu den Ergebnissen im Referenzzustand aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Güte der Simulationsergebnisse der 13 Komponenten für die Varianten zum überwiegenden Anteil denen der Referenz entspricht. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die Simulation den korrekten Trend, resultierend aus veränderten Betriebsbedingungen wiedergibt.

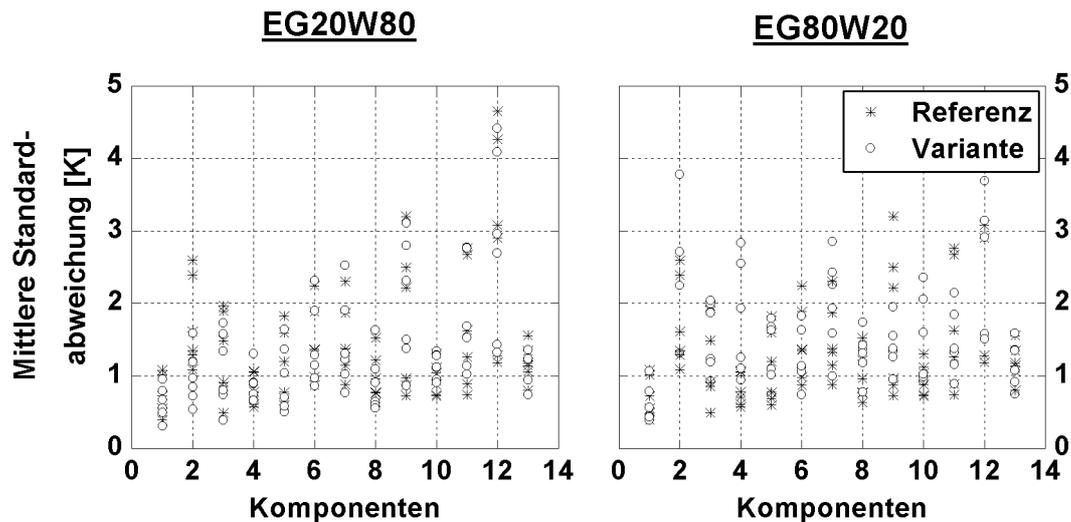


Abbildung 5.11.: Mittlere Standardabweichung der Kühlwasservariation sowie des Referenzzustandes für verschiedene Komponenten in den 6 untersuchten Betriebspunkten

5.2.3. Ölvariation

Einen wesentlichen Einfluss auf die Reibleistung und somit auch auf das thermische Verhalten und den Verbrauch im Motor hat das Öl. Ein wichtiger Parameter ist hierbei die stark temperaturabhängige Viskosität des Schmierstoffes. Moderne Öle schaffen zunehmend immer mehr die Spreizung zwischen frühzeitigem niederviskosem Verhalten bei niedrigen Temperaturen und einer geforderten Scherstabilität im Hochtemperaturbereich. Ein Beispiel für dieses Verhalten stellt das Öl der Firma Fuchs Europe GmbH mit der Spezifikation 0W20 dar. Eine weitere Variante, die untersucht wird, hat die Bezeichnung 10W40. Es handelt sich hierbei um einen sehr stark viskosen Schmierstoff. Standardmäßig wird der Motor mit einem 5W30 Long-Life-Öl betrieben. In Abbildung 5.12 sind auch für die hier verwendeten Medien die entsprechenden temperaturabhängigen Stoffdaten aufgetragen. Der Schmierstoff 0W20 zeichnet sich bei der kinematischen Viskosität durch

durchgehend niedrigere Werte über den relevanten Temperaturbereich aus. Die sich daraus ergebende geringere Reibleistung wirkt sich auch auf das Warmlaufverhalten aus. Der geringere Wärmeeintrag an den verschiedenen Stellen im Motor führt zu einer tendenziell längeren Warmlaufzeit bei den Fluiden und Komponenten (siehe Abbildungen 5.13 bis 5.16). Bei den restlichen Stoffgrößen ändert sich die Verteilung der drei Schmierstoffe. Das 5W30 Öl hat sowohl die geringste Dichte als auch die kleinste spezifische Wärmekapazität über das gesamte Temperaturspektrum. Die stofflichen Eigenschaften resultieren aus den jeweils unterschiedlichen chemischen Zusammensetzungen der Öle.

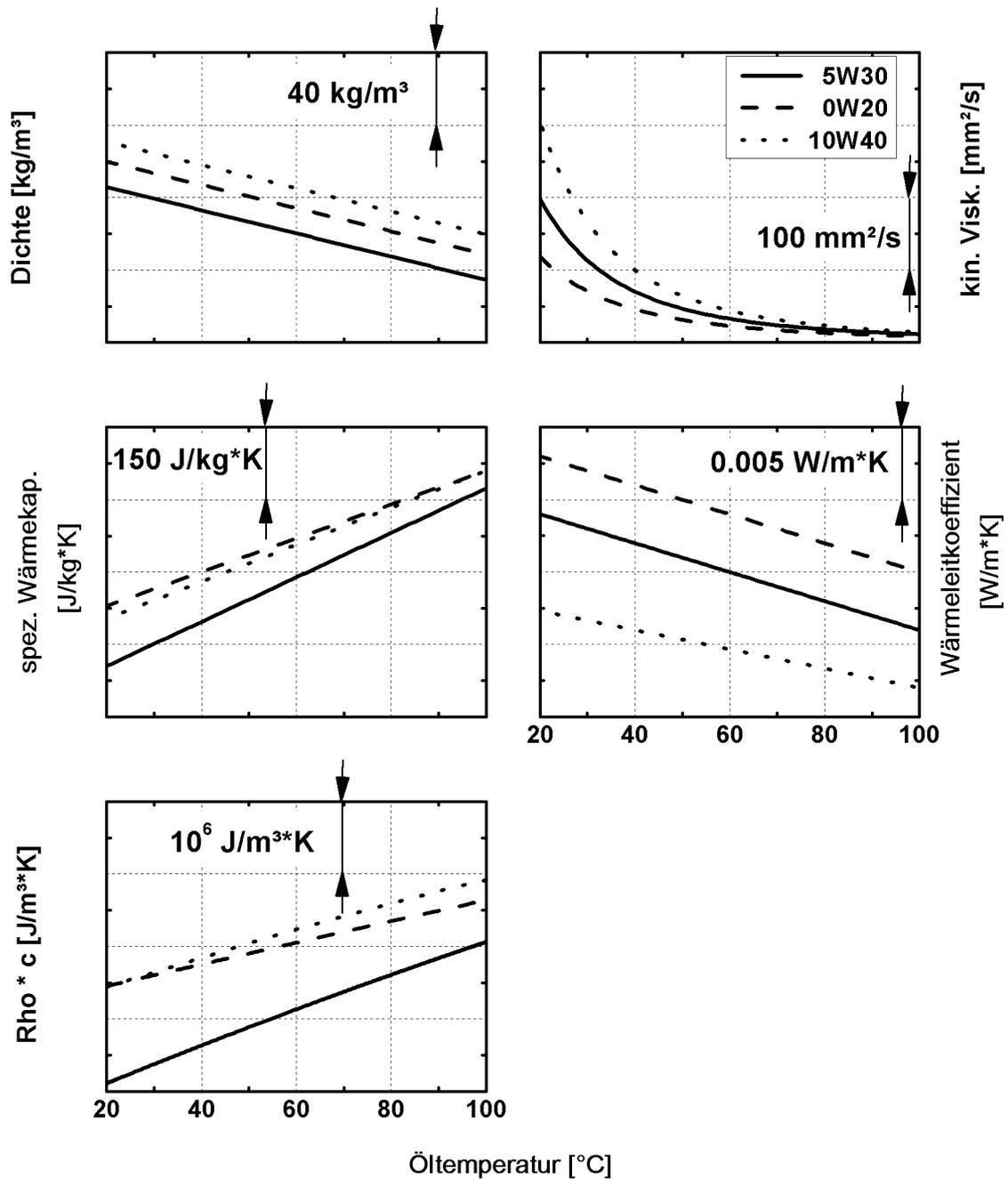


Abbildung 5.12.: Temperaturabhängige Stoffdaten der untersuchten Ölsorten (Fuchs Europe GmbH)

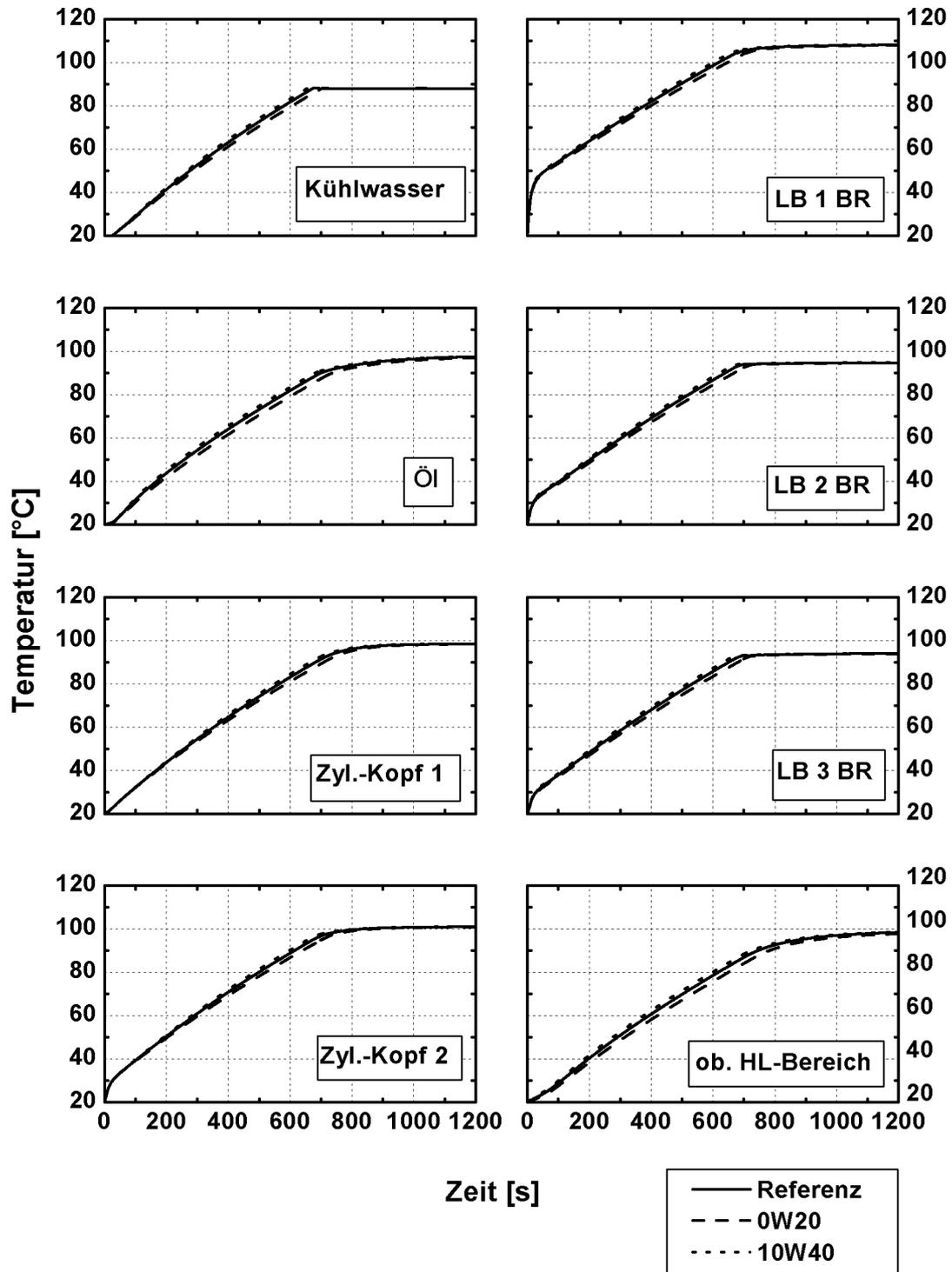


Abbildung 5.13.: Simulationsergebnisse für die verschiedenen Ölsorten im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 1500 1/min und 50 Nm

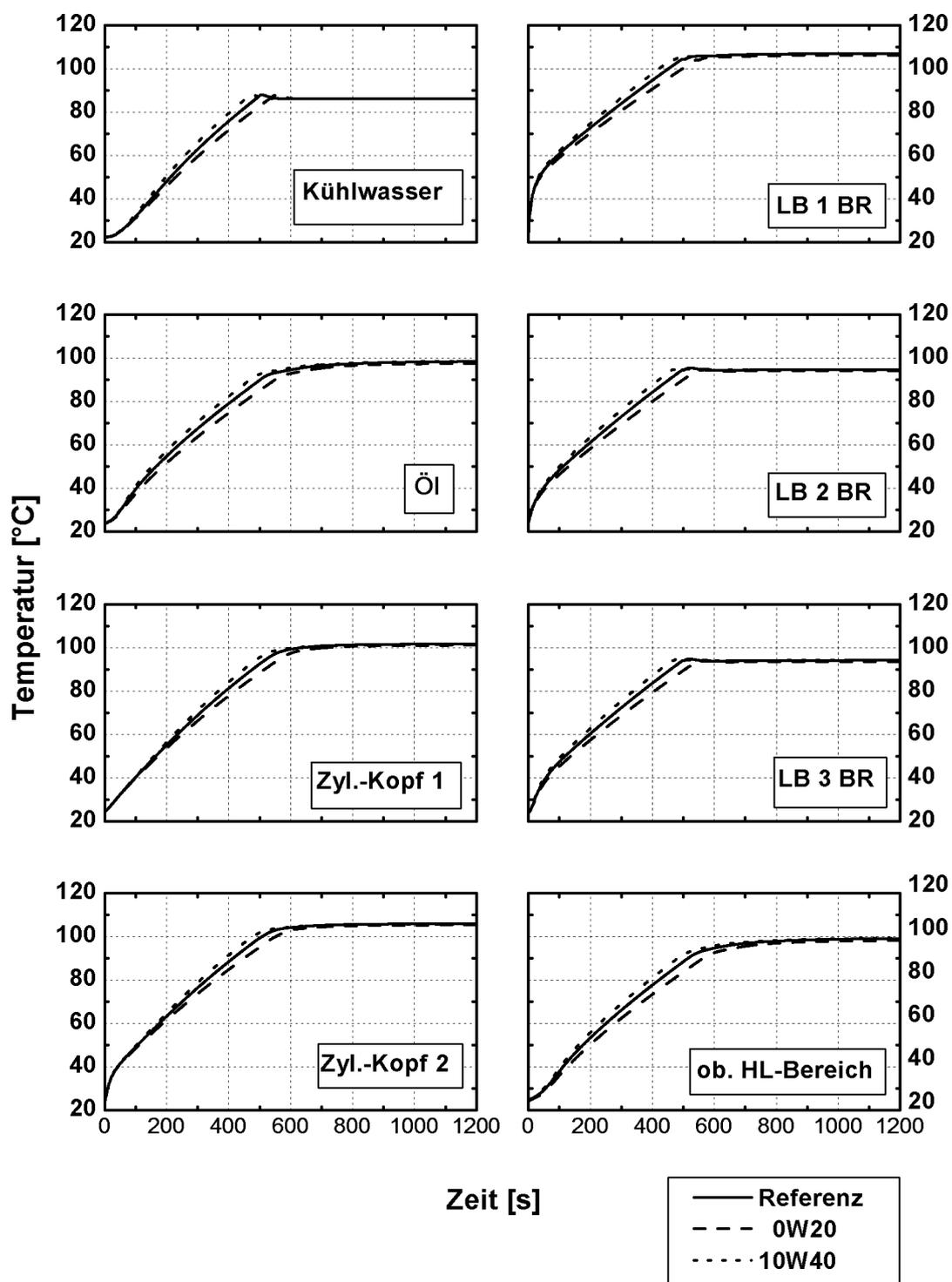


Abbildung 5.14.: Simulationsergebnisse für die verschiedenen Ölsorten im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2000 1/min und 50 Nm

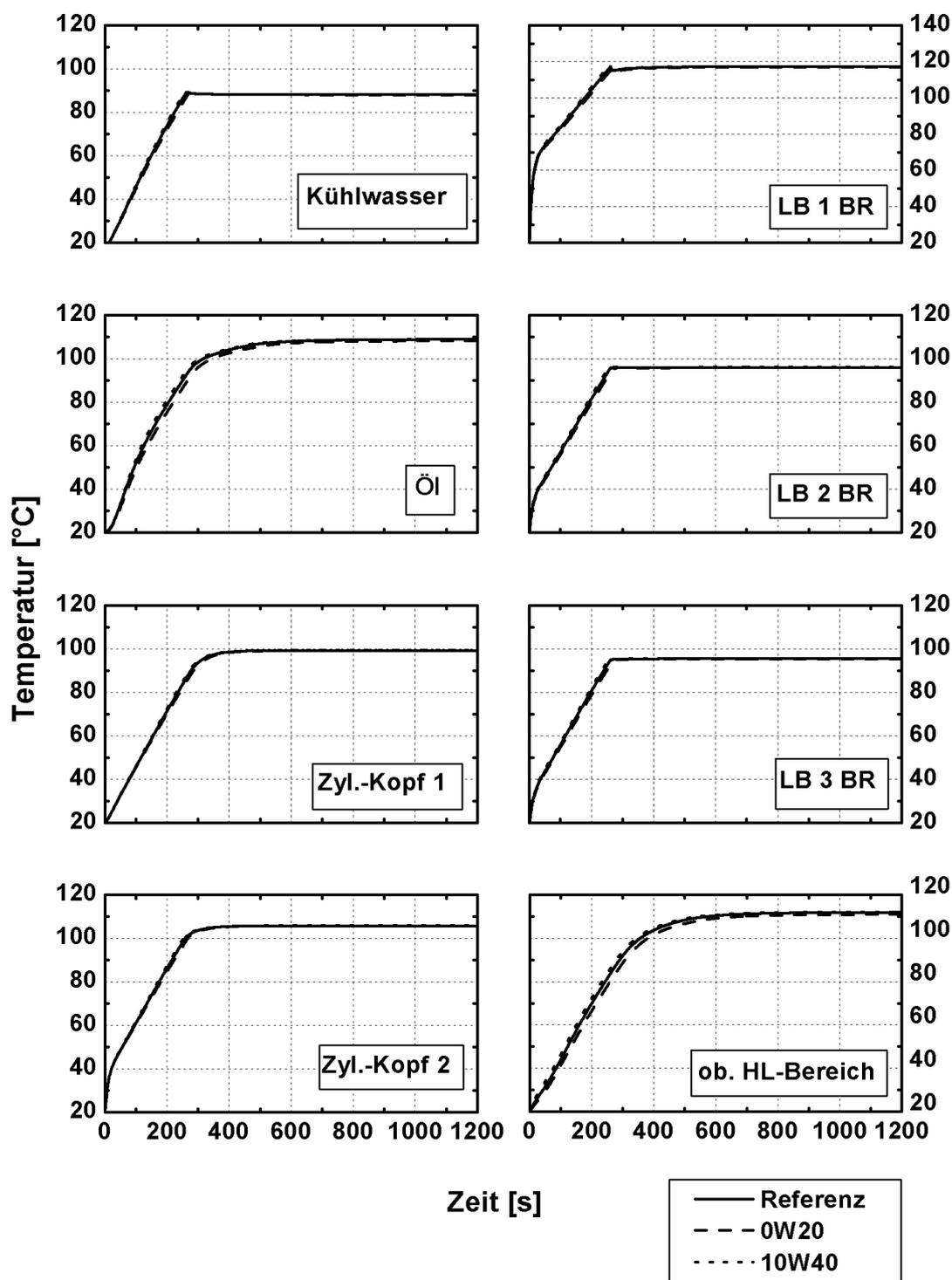


Abbildung 5.15.: Simulationsergebnisse für die verschiedenen Ölsorten im Motor am Beispiel des Betriebspunktes 2750 1/min und 100 Nm

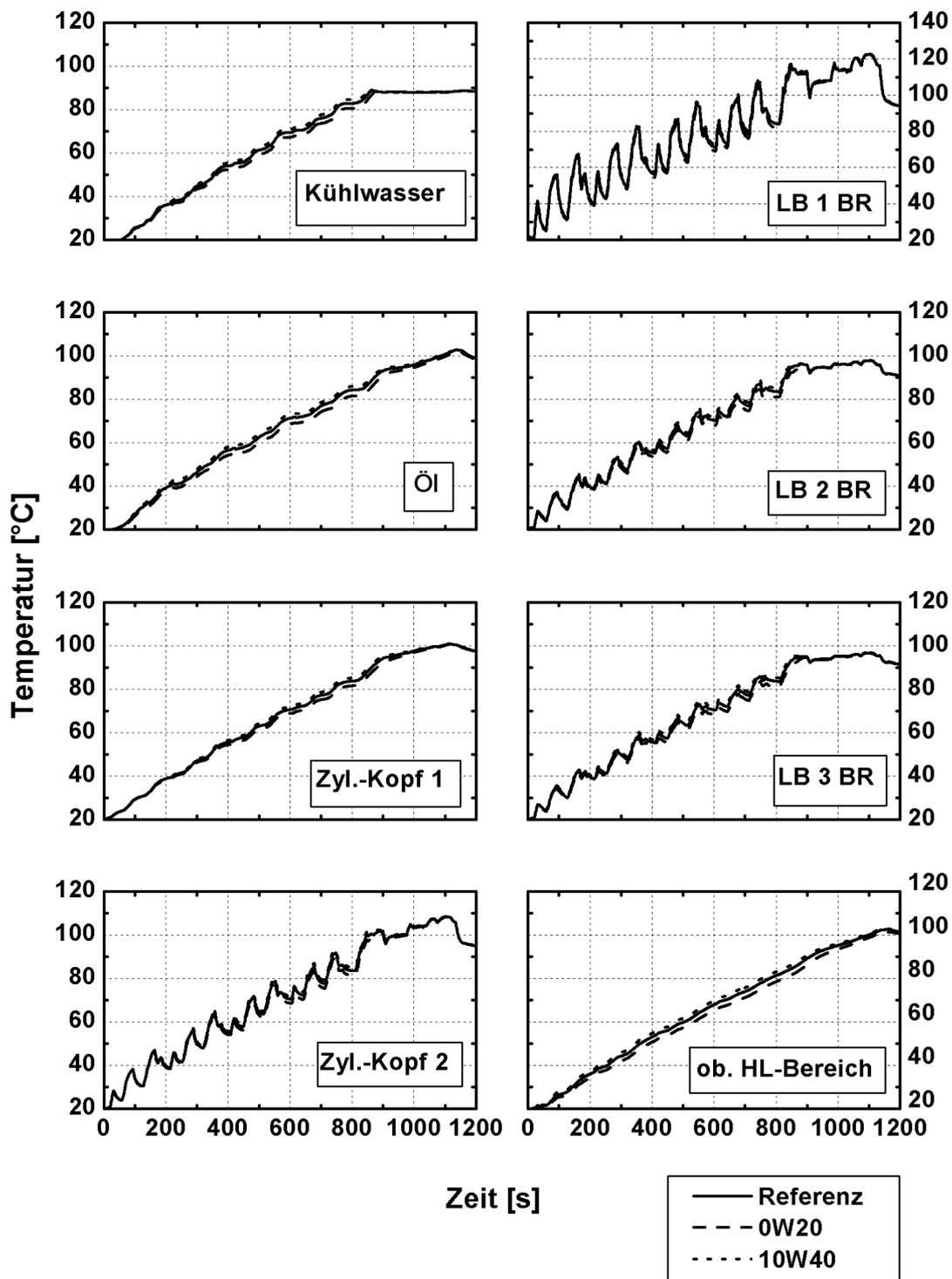


Abbildung 5.16.: Simulationsergebnisse für die verschiedenen Ölsorten im Motor am Beispiel des NEFZ

Bei der Variation der Ölsorte treten im Vergleich zur Änderung des Glykolanteils im Kühlwasser wesentlich geringere Abweichungen im Warmlaufverhalten auf. Vor allem die großen Unterschiede der Temperaturniveaus der Laufbuchse und des Zylinderkopfes im betriebswarmen Zustand sind bei dieser Variante nicht ersichtlich. Die Temperaturentwicklungen im Hauptlagerbereich, im Schmierstoff und im Kühlwasser ähneln jedoch im Verhalten den zuvor beschriebenen Maßnahmen. In Abbildung 5.17 wird dieser Trend auch noch einmal bestätigt.

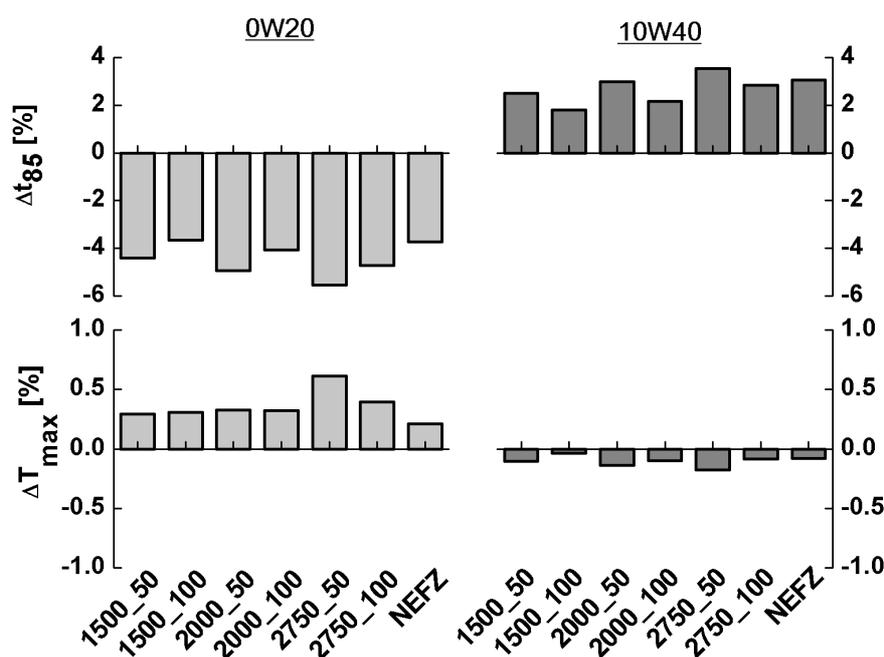


Abbildung 5.17.: Bewertung der Variation der Ölsorte hinsichtlich der Warmlaufdauer und der maximalen Temperatur im betriebswarmen Zustand in ausgewählten Betriebspunkten sowie dem NEFZ

Des Weiteren ist zu erkennen, dass das sich durch den Schmierstoff 10W40 einstellende schlechtere Reibungsverhalten zu einer geringen Verkürzung der Warmlaufzeit sowohl in den Betriebspunkten als auch im NEFZ führt. Generell zeigt sich, dass beide Varianten kaum Einfluss auf das Temperaturniveau im betriebswarmen Zustand haben.

Im Vergleich zur Änderung der Kühlwasserzusammensetzung ergibt sich bei der Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment der Ölvariation ein ähnliches Bild. Auch bei dieser Variante nehmen die mittleren Standardabweichungen für die untersuchten Betriebspunkte ähnliche Werte wie unter normalen Betriebsbedingungen an.

Zusammenfassend lässt sich aus beiden Variationen schlussfolgern, dass der Temperatureinfluss in Verbindung mit geänderten Stoffeigenschaften durch das Modell sehr gut beschrieben wird.

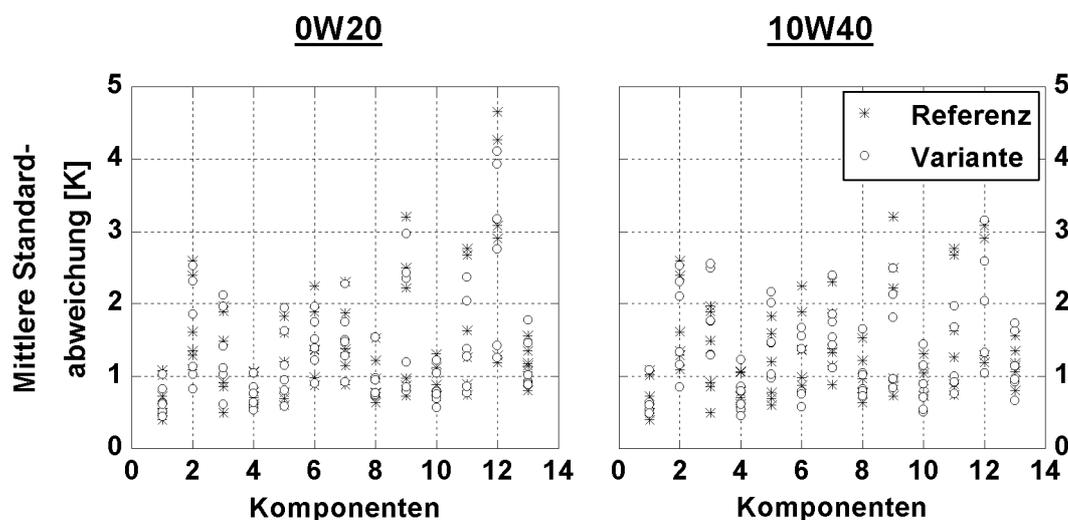


Abbildung 5.18.: Mittlere Standardabweichung der unterschiedlichen Ölsorten sowie des Referenzzustandes für verschiedene Komponenten in den 6 untersuchten Betriebspunkten

5.2.4. Verbrauchsänderungen der untersuchten Maßnahmen im thermischen Motormodell

Zusätzlich zur Veränderung der Warmlaufcharakteristik einzelner Komponenten und Medien im Motor wird der Verbrauchsänderung in den verschiedenen Untersuchungen eine große Bedeutung zugeschrieben. In der Abbildung 5.19 sind im oberen Bereich die berechneten Verbrauchsänderungen der sechs konstanten Betriebspunkte aus dem Motorkennfeld zu sehen. Die größten Potentiale ergeben sich bei der Variation der Ölsorte. Trotz der vergleichsweise geringeren Änderungen in den Temperaturverläufen des Kühlwassers, geben die veränderten Stoffeigenschaften des Motoröls den Ausschlag für ein verbessertes Reibungsverhalten im Kaltstart des Motors und erklären dadurch auch die deutliche Verbrauchseinsparung. Die starken Auswirkungen auf das thermische Aufheizverhalten bei der Veränderung des Glykolanteils im Kühlwasser übertragen sich nicht auf den Verbrauch im Motor.

Bei der Betrachtung der Ergebnisse fällt auf, dass die Verbrauchsänderungen bei geringen Drehmomenten tendenziell größer ausfallen als bei den höherlastigen Betriebspunkten bei gleicher Drehzahl. Der mit einem höheren Drehmoment verbundene erhöhte Wärmeinput aus der Verbrennung kann größer sein, als die aus den veränderten Betriebsbedingungen resultierenden Wärmestromänderungen an verschiedenen Stellen des Systems.

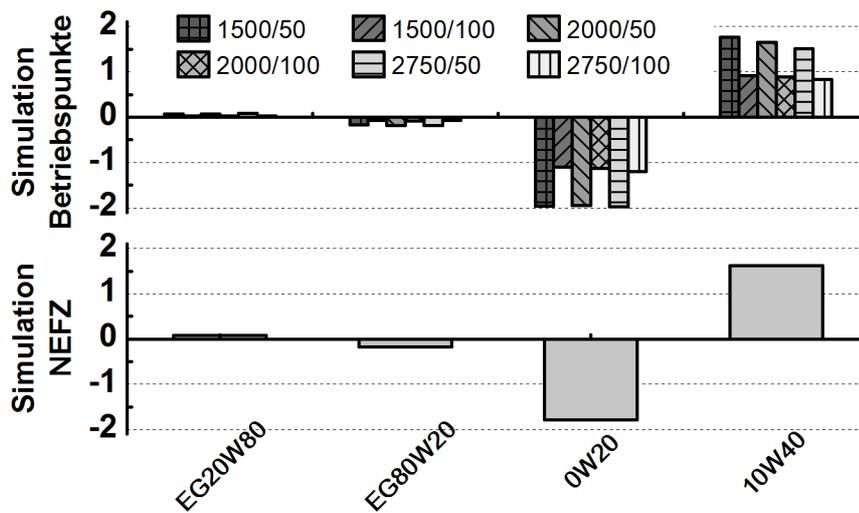


Abbildung 5.19.: Simulierte Verbrauchsänderungen der untersuchten Maßnahmen im stationären Betrieb sowie für den NEFZ [ZVTS13]

Somit kann auch die Auswirkung auf den Verbrauch bei geringerer Verbrennungswärme stärker ausgeprägt sein.

Im unteren Abschnitt der Darstellung sind die kumulierten Verbrauchsänderungen für den NEFZ abgebildet. Die ermittelten Werte bestätigen auch hier den Verbrauchstrend und liegen zwischen den Ergebnissen der sechs Betriebspunkte.

Kapitel 6.

Einfluss konstruktiver Maßnahmen

Die Untersuchungen der geänderten Motorbetriebsbedingungen in der Simulation und der Vergleich mit den realen Ergebnissen vom Prüfstand geben Aufschluss über die Prognosefähigkeit und somit auch über die Güte des Modells. Die korrekte Wiedergabe des Trends in den Temperaturverläufen der einzelnen Varianten sowie die gute Übereinstimmung in der Abbildung der Warmlaufphase über das gesamte Motorkennfeld bestätigen die Prognosefähigkeiten des Modells und erlauben weiterführende Untersuchungen.

Im nächsten Schritt soll der Einfluss konstruktiver Parameter auf den Verbrauch mit Hilfe der Simulation abgeschätzt werden. Da diese Art der Untersuchungen an einem realen Motor meist mit einem erheblichen Aufwand verbunden ist, geht der Trend zunehmend dahin, entsprechende Maßnahmen mit Hilfe der Simulation zu analysieren. Hierfür sind validierte Motormodelle mit einem notwendigen Detaillierungsgrad erforderlich. Daher lag der Fokus bei der Modellierung des thermischen Motormodells auf der Auswahl umfangreicher Reibungsansätze, die konstruktive Parameter berücksichtigen. Spezifische Einflüsse auf das Reibungsverhalten am Kolben, wie zum Beispiel die Kolbenüberdeckung bei bestimmten Einbaumaßen oder die Schaftrauheit am Kolbenhemd, werden nicht berücksichtigt. Des Weiteren werden die Annahmen getroffen, dass es sich um eine hydrodynamische Reibung handelt und die Verbrennung nicht beeinflusst wird. Lediglich eine veränderte Kühlwassertemperatur als Input in die Verbrennungskennfelder führt zu einem anderen Wärmeeintrag in die Bauteile.

Im Simulationsmodell sollen durch eine Variation von charakteristischen Parametern Einflussfaktoren für den Motorwarmlauf aufgrund veränderter Reibungsbedingungen herausgestellt und Potentiale zur Verbrauchseinsparung aufgezeigt werden. In der Abbildung 6.1 sind für die Medien sowie für den überwiegenden Anteil der Komponenten des Motormodells die mittleren prozentualen Veränderungen im Warmlaufverhalten bei Variation ausgewählter konstruktiver Parameter im NEFZ dargestellt.

Zusätzlich zur Sensitivität entsprechend der Formel (4.1) sind am Beispiel einer 20-prozentigen Erhöhung der Parameter die Richtungen, in die sich die Temperaturniveaus entwickeln, zu erkennen. Die größten Änderungen in den Temperaturverläufen stellen sich

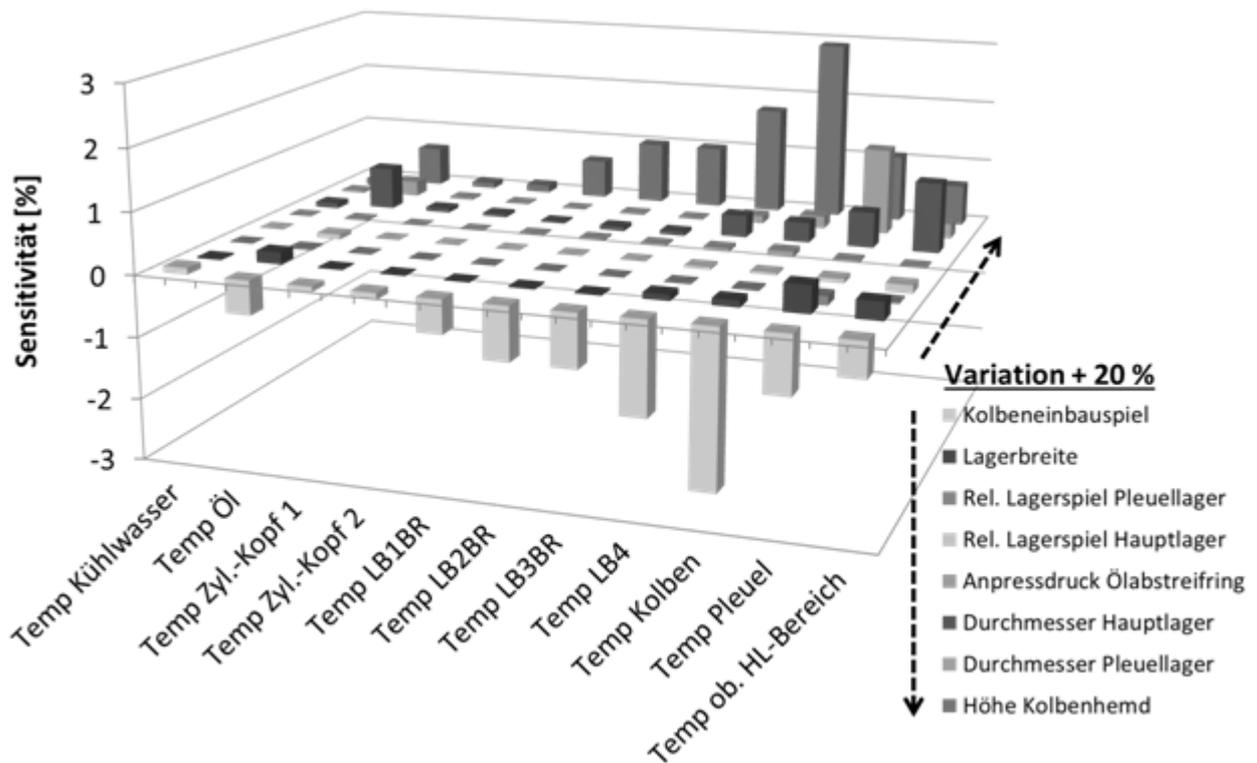


Abbildung 6.1.: Sensitivität der Temperaturen von Komponenten und Medien im Motorwärmelauf bei Variation konstruktiver Parameter um +20% (Simulation)

im Kolben und im Bereich der Laufbuchse ein. Hervorgerufen werden diese Änderungen durch die Höhe des Kolbenhemdes sowie das Kolbeneinbauspiel, welches die Differenz zwischen dem Durchmesser der Laufbuchse und dem Kolben darstellt. Beide Parameter sind wesentliche Bestandteile der Kolbengruppe, die den größten Anteil der Gesamtreibung ausmacht. Des Weiteren hat sich gezeigt, dass sowohl die Bauteile im Bereich der Lager als auch das Öl bei einer Änderung der Lagerdurchmesser bzw. der Lagerbreiten sensitiv reagieren. Eine vergleichsweise geringe Reaktion stellt sich hingegen im Zylinderkopf ein. Lediglich bei starken Änderungen im Bereich der oberen Laufbuchse überträgt sich der Einfluss durch Wärmeleitung auf den oberen Teil des Versuchsträgers.

Eine Untersuchung der Verbrauchsänderungen im NEFZ zeigt, dass sich der Trend aus dem sensitiven Verhalten der Komponenten und der Medien im Motor auch auf die Verbräuche niederschlägt. Im Vergleich zur Sensitivität der Temperaturen sind in der Abbildung 6.2 die effektiven Verbrauchsänderungen für eine Variation der konstruktiven Parameter im Bereich von -20% bis +20% aufgetragen. Das gewählte Intervall dient nur der Übersichtlichkeit im Diagramm und muss nicht realen Grenzwerten einzelner Größen entsprechen.

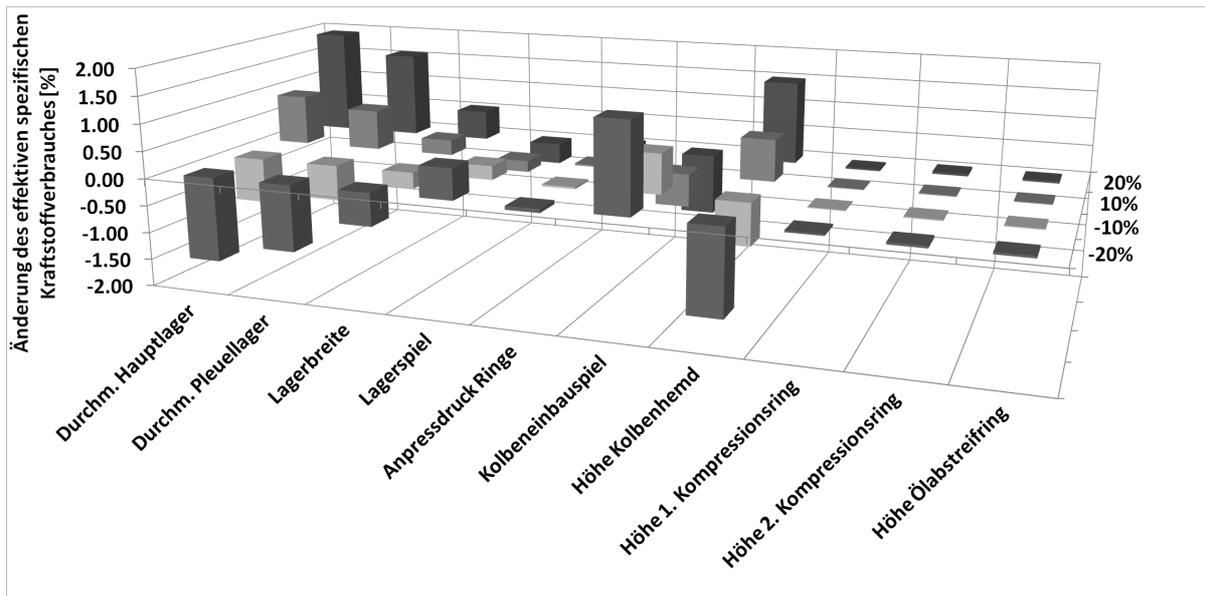


Abbildung 6.2.: Verbrauchsänderungen im NEFZ in Folge der Variation konstruktiver Parameter (Simulation)

Die größten Einflüsse auf den Verbrauch ergeben sich wie auch bei der Sensitivitätsuntersuchung, durch ein verändertes Reibungsverhalten in der Kolbengruppe. Eine Verringerung des Kolbeneinbauspiels führt zu einem Anstieg der Reibleistung, hervorgerufen durch eine Abnahme der Schmierfilmhöhe und einen Anstieg der Scherspannungen in diesem Bereich. Ein größer werdendes Einbauspiel hat einen gegensätzlichen Effekt auf das Reibungsverhalten. Zu groß darf der Spalt zwischen Kolben und Zylinderwand aber nicht werden, da es sonst zu Kolbensekundärbewegungen kommt, was zu Blow-by sowie einer veränderten Akustik im Motorraum führt.

Ein geringes Potential zur Verbrauchseinsparung zeigen hingegen die Kolbenringe im Simulationsmodell. Hierbei wird eine Veränderung der Tangentialkräfte der Ringe vorgenommen. Diese Veränderung entspricht der radialen Kraft durch Vorspannung der Kolbenringe ohne eine Gaskraftbeaufschlagung. Mit der richtigen Tangentialkraft wird bei den Kompressionsringen zum Beispiel der Brennraum gegenüber dem Kurbelgehäuse abgedichtet oder beim Ölabbstreifring das Öl von der Zylinderlauffläche abgestreift. Deuß [Deu13] hat ebenfalls festgestellt, dass eine Änderung der Tangentialkraft einen sehr geringen thermischen Einfluss ausübt und auch nur von untergeordneter Bedeutung für eine Kraftstoffeinsparung ist. So gibt Deuß für die Reduzierung der Tangentialkraft um ca. 50% eine Verbrauchseinsparung von circa 0,7% an. Dies deckt sich mit den Ergebnissen aus der Simulation, die für eine 20% Reduzierung der Tangentialkraft eine Verbrauchseinsparung von 0,2% prognostiziert.

Bei den Durchmessern der Haupt- bzw. Pleuellager führt eine Verkleinerung zu einem geringeren Reibungsniveau im Bereich der Lager und somit auch zu einer Verminderung der mechanischen Verluste im System.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass mit dem thermischen Motormodell realistische Ergebnisse hinsichtlich geänderter konstruktiver Parameter bezogen auf Verbrauch und Temperaturniveau im Motorwarmlauf ermittelt werden können. Die bisherige Lücke an Modellen mit einem Fokus auf konstruktive Änderungen und die Bewertung des Motorwarmlaufes ist somit geschlossen. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass die durchgeführten Untersuchungen ausschließlich dem Aufzeigen von Potentialen zur Verbrauchseinsparung dienen. Aussagen zur Festigkeit und Betriebssicherheit im Motor sind nicht Bestandteil der Arbeit.

Kapitel 7.

Zusammenfassung und Ausblick

Die Automobilindustrie sieht sich gegenwärtig und auch in der Zukunft mit immer schärferen Emissions- und Verbrauchsanforderungen konfrontiert. Thermomanagement ist hierbei ein wirksames Mittel, um aktuelle und zukünftige Ziele zu erreichen. Ein großes Potential liegt diesbezüglich in der Warmlaufphase des Motors. Während der Warmlaufphase tritt eine unvollständige Verbrennung auf und es entstehen erhöhte Reibungsverluste. Eine Verkürzung der Aufheizphase führt neben einer entsprechenden Verringerung der Verluste im System auch zu einer Verbrauchsreduzierung im Motorwarmlauf.

Eine Möglichkeit, verschiedene Thermomanagement-Maßnahmen zu untersuchen, bietet die Simulation. Eine Vielzahl von Forschungsarbeiten hat sich bereits mit diesem Thema beschäftigt. Der Großteil von ihnen versucht das thermische Verhalten eines Motors oder Fahrzeugs mit Modellen nachzubilden. Durch Veränderungen im Kühlkreislauf konnten bereits Kraftstoffeinsparpotentiale aufgezeigt werden. Die Detaillierungsgrade der erstellten Modelle reichten dabei von einfachen Ansätzen mit nur wenigen Massen für das Fahrzeug bis hin zu einer komplexen Abbildung des Motors. Ein Thema, das bislang noch nicht untersucht wurde, ist der Einfluss konstruktiver Maßnahmen auf den Motorwarmlauf. Diese Lücke wurde mit dem in dieser Arbeit erstellten detaillierten und aussagefähigen Simulationsmodell geschlossen.

In der 1D-Simulationsumgebung AMESim wurde basierend auf den Hauptbestandteilen eines Motors und ausgehend von CAD-Daten ein Massenmodell umgesetzt. Dieses thermische Netzwerk wurde mit insgesamt 20 Punktmassen und den entsprechenden Medien modelliert. Hierbei konnte auf teilweise bereits fertige Komponenten aus AMESim zurückgegriffen werden, deren korrekte Bedatung jedoch noch vorgenommen werden musste. Ein besonderes Augenmerk lag auf den Verbrennungs- und Reibungsansätzen, da diese maßgeblich die Erwärmung des Motors beeinflussen. Für den Wärmeeintrag aus der Verbrennung wurde ein prädiktiver Ansatz von Barba angewendet. Die Validierung anhand gemessener und simulierter Zylinderdruckverläufe zeigte eine sehr gute Übereinstimmung. Bei der Reibung konnte sowohl für die Gesamtreibung als auch für die Kolben- und Lagerreibung auf empirische Ansätze aus der Literatur zurückgegriffen werden. Mittels Opti-

mierung ist es gelungen, die verschiedenen Ansätze mit nur einem Parametersatz für den gesamten untersuchten Kennfeldbereich und mit einer durchschnittlichen Abweichung von unter 4% an den Motor anzupassen. Zusätzlich wurde ein bestehendes Verbrauchsmodell derart weiterentwickelt, dass es auch für dynamische Fahrzyklen angewendet werden kann.

Die experimentellen Untersuchungen zur Modellvalidierung wurden an einem 2.0 l TDI CR Motor von Volkswagen durchgeführt. Der Versuchsträger wurde im Rahmen des FVV-Projektes „Motorwärmetausch“ mit umfangreicher Messtechnik appliziert. Von den insgesamt 71 Sensoren wurden 27 im Kurbelgehäuse und 22 im Bereich des Zylinderkopfes verbaut. Die restlichen Sensoren nahmen die Temperaturniveaus und die Medienströme des Öls und des Kühlwassers in der Aufwärmphase des Motors auf.

Durch zahlreiche Messungen am Versuchsträger konnten in bestimmten Bereichen des Motors, wie zum Beispiel entlang der Laufbuchse, Temperaturunterschiede von bis zu 24 K festgestellt werden. Unter Berücksichtigung charakteristischer Konstruktionsparameter wurden daher verschiedene Motorkomponenten in weitere Substrukturen unterteilt. Ein Schwerpunkt lag hierbei in der korrekten Modellierung der thermischen Widerstände angrenzender Bauteilmassen unter Berücksichtigung der jeweiligen Querschnitte und der Abstände zwischen den Massenmitteltemperaturen.

Die Validierung des thermischen Motormodells erfolgte anhand charakteristischer Bauteil- und Medientemperaturen des Modells mit gemessenen Temperaturverläufen entsprechender Messorte im Versuchsträger. Die Ergebnisqualität in Bezug auf die Abweichung von Simulation und Messung wurde mit statistischen Verfahren bewertet und zeigte im untersuchten Parameterbereich mit Differenzen von 1 bis 3 K insgesamt eine gute Übereinstimmung. Daraus lässt sich folgern, dass die getroffenen Annahmen und verwendeten Ansätze im Modell bestätigt wurden.

Im Rahmen einer Sensitivitätsuntersuchung stellte sich heraus, dass die größten Einflüsse durch den Wärmeeintrag aus der Verbrennung und der Reibung entstehen. Durch eine gezielte Änderung des kühlwasserseitigen Wärmeüberganges konnten jedoch auch signifikante Veränderungen im Warmlauf, speziell in den mit dem Kühlwasser in Kontakt stehenden Bauteilen, beobachtet werden.

In einem nächsten Schritt wurde mit einer dynamischen Prüfstandsfahrt und verschiedenen Thermomanagement-Maßnahmen die Prognosefähigkeit des Modells untersucht. Bei der dynamischen Prüfstandsfahrt wurden innerhalb des untersuchten Kennfeldbereiches mehrere Betriebspunkte angefahren, welche nicht Teil der Modellvalidierung waren. Hierbei hat sich gezeigt, dass die geringe Abweichung zwischen Simulation und Messung noch einmal bestätigt werden konnte. Hinsichtlich einer gezielten Beeinflussung des Motorwarmlaufes wurden in dieser Arbeit die Variation der Kühlwasserzusammensetzung

sowie der Ölsorte und deren Auswirkungen auf das Temperaturverhalten der Bauteile und Medien behandelt.

In den Untersuchungen hat sich gezeigt, dass eine Erhöhung des Glykolanteils auf 80% (EG80W20) sowohl zu einer Verkürzung der Warmlaufphase des Verbrennungsmotors um ungefähr 10% als auch zu einem erhöhtem Temperaturniveau von durchschnittlich 4 K im betriebswarmen Zustand führt. Die Variante EG20W80 führte zu den gegensätzlichen Ergebnissen, jedoch in leicht abgeschwächter Form (5% und 1,5 K). Bei der Ölvariation stellten sich die Auswirkungen auf die Temperaturverläufe an den verschiedenen Stellen des Motors sowie den Fluiden geringer heraus als bei der Veränderung des Glykolanteils. Wesentlich deutlicher zeigten sich dafür die Einsparpotentiale im Verbrauch. Mit dem niederviskosen 0W20 Öl konnten je nach Betriebspunkt Verbrauchsminderungen von 1 bis 2% nachgewiesen werden. Der Grund hierfür liegt in der Signifikanz des Reibungsverhaltens im Motorwarmlauf, welches wiederum stark von den Eigenschaften des verwendeten Schmierstoffes abhängt. Insgesamt ist festzuhalten, dass das Modell auch die veränderten Betriebsbedingungen im Vergleich zu den durchgeführten Versuchen gut wiedergeben kann.

Aufbauend auf der nachgewiesenen guten Prognosefähigkeit des Modells wurden Potentiale hinsichtlich der Änderung konstruktiver Maßnahmen untersucht. Hierbei stellte sich heraus, dass das Kolbeneinbauspiel und die Kolbenhemdhöhe die größten Einflüsse auf das Temperaturverhalten im Bereich des Brennraums ausüben. Dieses Ergebnis unterstreicht noch einmal die Bedeutung der Kolbenreibung in Bezug auf die Gesamtreibung im System. Eine Variation von Durchmesser und Breite der Haupt- und Pleuellager zeigte eine hohe Sensitivität in der Temperaturentwicklung im Lagerbereich. Darüber hinaus erwiesen sich die größten Einsparungen im Verbrauch durch ein verändertes Reibungsverhalten der Kolbengruppe. Da die konstruktiven Änderungen nicht ohne weiteres am Prüfstand umzusetzen waren, wurde versucht die simulierten Ergebnisse mit Werten aus der Literatur abzugleichen. Hierbei hat sich gezeigt, dass der Trend in der Simulation mit den veröffentlichten Daten übereinstimmt.

Insgesamt konnte ein sehr leistungsfähiges Modell mit einer guten Prognosefähigkeit entwickelt werden, das neben der Analyse geänderter Motorbetriebsbedingungen erstmals auch eine Bewertung konstruktiver Maßnahmen in Bezug auf den Motowarmlauf gestattet. Das Modell besitzt damit ein hohes Potential für weiterführende Untersuchungen.

Mit dem in viele Richtungen validierten Modell können somit verschiedenste Ansätze zur Warmlafoptimierung untersucht werden. Beispiele hierfür bestehen im Einsatz von Heatpipes zur direkten Wärmeleitung oder im Split-Cooling für unterschiedliche Motorbereichstemperaturen. Viele thermische Maßnahmen können somit grundlegend simuliert

und mit einem begrenzten experimentellen Aufwand in einem sehr frühen Entwicklungsstadium hinsichtlich ihrer Wirksamkeit quantifiziert werden.

Das in dieser Arbeit erarbeitete Modell wurde für einen bestimmten Versuchsträger und mit einem entsprechenden Detaillierungsgrad erstellt. Für zukünftige Arbeiten ist eine Übertragung des Modells auf andere Motorenkonzepte denkbar. Darüber hinaus steckt viel Potential in den verschiedenen Teilsystemen des Simulationsmodells. So sind beispielsweise spezifische Untersuchungen hinsichtlich der Reibung und den Strömungsverhältnissen in den Gleitlagern möglich. Auch eine detailliertere Modellierung der Kolbenspritzdüsen bietet sich an, um Aussagen hinsichtlich des Ölverbrauchs und des thermischen Verhaltens im Kolben machen zu können. Grundlage hierfür sind jedoch entsprechende Validierungsmöglichkeiten. Die Integration in ein Gesamtfahrzeugmodell ist eine weitere Möglichkeit, das thermische Motormodell effektiv einzusetzen.

Anhang A.

A.1. Pumpenkennfelder

A.1.1. Kühlwasserpumpe

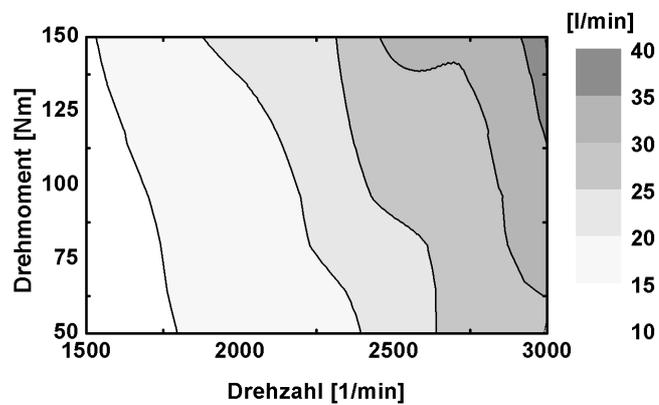


Abbildung A.1.: Im Simulationsmodell verwendetes Volumenstrom-Kennfeld der Kühlwasserpumpe

A.1.2. Ölpumpe

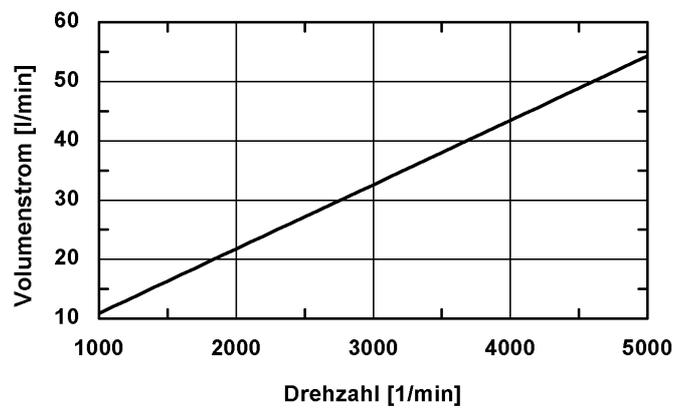


Abbildung A.2.: Im Simulationsmodell verwendete Volumenstrom-Kennlinie der Ölpumpe

A.2. Verwendete Stoffeigenschaften der Festkörper und Fluide

Die im Modell verwendeten Fluide und Festkörper werden über druck- und temperaturabhängige Stoffeigenschaften beschrieben. Die nachfolgend aufgeführten Polynome basieren zum Teil auf relativen Eingangsgrößen des Druckes und der Temperatur [LMS].

$$\Delta T = T(t) - T_{ref}$$

Die Referenztemperatur beträgt bei den Festkörpern 25 °C und bei den Fluiden 20 °C.

$$\Delta p = p(t) - p_{ref}$$

Der Referenzdruck liegt bei 1 bar.

Stoffdaten der Festkörper

Dichte [kg/m³]

$$\rho = \rho_0 \cdot [1 + a_t \cdot \Delta T + a_{t2} \cdot (\Delta T)^2]$$

Spezifische Wärmekapazität [J/(kg · K)]

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

Thermische Leitfähigkeit [W/(m · K)]

$$\lambda = \lambda_0 \cdot [1 + c_t \cdot \Delta T + c_{t2} \cdot (\Delta T)^2]$$

Verwendete Koeffizienten:

Festkörper				
ρ	Solid	ρ_0	a_t	a_{t2}
	Grauguss	7000	0	0
	AlSi12 ²	2680	$-6,838 \cdot 10^{-5}$	$-9,023 \cdot 10^{-11}$
c_p		c_{p0}	b_t	b_{t2}
	Grauguss	526,4	$1,024 \cdot 10^{-3}$	$-1.913 \cdot 10^{-7}$
	AlSi12 ²	853	$-5,802 \cdot 10^{-5}$	$1,713 \cdot 10^{-6}$
λ		λ_0	c_t	c_{t2}
	Grauguss	27,92	$7,622 \cdot 10^{-4}$	$-1.130 \cdot 10^{-6}$
	AlSi12 ²	168	$-2,945 \cdot 10^{-4}$	$5,437 \cdot 10^{-7}$

Stoffdaten der Fluide

Spezifisches Volumen [m^3/kg]

$$\nu = \frac{1}{\rho} = \nu_0 \cdot [1 + (a_p) \cdot \Delta p + (a_{p2}) \cdot (\Delta p)^2 + (a_t) \cdot \Delta T + (a_{t2}) \cdot (\Delta T)^2 + (a_{pt}) \cdot \Delta p \cdot \Delta T]$$

Dynamische Viskosität [$(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2)$]

$$\eta = \eta_0 \cdot 10^\psi$$

$$\psi = b_p \cdot \Delta p + b_t \cdot \Delta T + b_{t2} \cdot (\Delta T)^2$$

Spezifische Wärmekapazität [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

$$c_p = c_{p0} \cdot [1 + (c_p) \cdot \Delta p + (c_t) \cdot \Delta T + (c_{t2}) \cdot (\Delta T)^2 + (c_{pt}) \cdot \Delta p \cdot \Delta T]$$

²Eigene thermoanalytische Messungen

Anhang A.

Thermische Leitfähigkeit [W/(m · K)]

$$\lambda = \lambda_0 \cdot [1 + (d_t) \cdot \Delta T + (d_{t2}) \cdot (\Delta T)^2]$$

Verwendete Koeffizienten:

Flüssigkeiten							
ν	Fluid	ν_0	a_p	a_{p2}	a_t	a_{t2}	a_{pt}
	EG20W80	$9,766 \cdot 10^{-4}$	$-1,250 \cdot 10^{-9}$	$7,812 \cdot 10^{-19}$	$3,491 \cdot 10^{-4}$	$3,268 \cdot 10^{-6}$	0
	EG40W60	$9,524 \cdot 10^{-4}$	$-1,250 \cdot 10^{-9}$	$7,812 \cdot 10^{-19}$	$4,692 \cdot 10^{-4}$	$4,691 \cdot 10^{-6}$	0
	EG80W20	$9,116 \cdot 10^{-4}$	$-1,250 \cdot 10^{-9}$	$7,812 \cdot 10^{-19}$	$5,994 \cdot 10^{-4}$	$1,354 \cdot 10^{-6}$	0
	5W30 ³	$1,182 \cdot 10^{-3}$	$-7,692 \cdot 10^{-10}$	0	$7,545 \cdot 10^{-4}$	$6,473 \cdot 10^{-7}$	0
	0W20 ³	$1,163 \cdot 10^{-3}$	$-7,692 \cdot 10^{-10}$	0	$7,424 \cdot 10^{-4}$	$6,234 \cdot 10^{-4}$	0
	10W40 ³	$1,148 \cdot 10^{-3}$	$-7,692 \cdot 10^{-10}$	0	$7,855 \cdot 10^{-4}$	$2,082 \cdot 10^{-7}$	0
η		η_0	b_p		b_t	b_{t2}	
	EG20W80	$1,649 \cdot 10^{-3}$	0		$-1,213 \cdot 10^{-2}$	$3,268 \cdot 10^{-6}$	
	EG40W60	$2,793 \cdot 10^{-3}$	0		$-1,464 \cdot 10^{-2}$	$7,234 \cdot 10^{-5}$	
	EG80W20	$9,248 \cdot 10^{-3}$	0		$-1,933 \cdot 10^{-2}$	$9,604 \cdot 10^{-5}$	
	5W30 ³	$1,675 \cdot 10^{-1}$	$7,692 \cdot 10^{-10}$		$-2,431 \cdot 10^{-2}$	$9,458 \cdot 10^{-5}$	
	0W20 ³	$1,015 \cdot 10^{-1}$	$7,692 \cdot 10^{-10}$		$-8,748 \cdot 10^{-3}$	$-1,197 \cdot 10^{-4}$	
	10W40 ³	$2,483 \cdot 10^{-1}$	$7,692 \cdot 10^{-10}$		$-2,544 \cdot 10^{-2}$	$9,294 \cdot 10^{-5}$	
c_p		c_{p0}	c_p		c_t	c_{t2}	c_{pt}
	EG20W80	3910	$-4,785 \cdot 10^{-10}$		$4,727 \cdot 10^{-4}$	$-8,644 \cdot 10^{-7}$	$-1,632 \cdot 10^{-12}$
	EG40W60	3510	$-2,690 \cdot 10^{-10}$		$1,402 \cdot 10^{-3}$	$-5,109 \cdot 10^{-6}$	$-9,175 \cdot 10^{-13}$
	EG80W20	2710	$-2,670 \cdot 10^{-10}$		$2,215 \cdot 10^{-3}$	$-3,732 \cdot 10^{-6}$	$-9,107 \cdot 10^{-13}$
	5W30 ³	1905	$-2,355 \cdot 10^{-10}$		$2,412 \cdot 10^{-3}$	$5,979 \cdot 10^{-8}$	$-8,035 \cdot 10^{-13}$
	0W20 ³	2030	$-2,094 \cdot 10^{-10}$		$1,724 \cdot 10^{-3}$	$-3,017 \cdot 10^{-19}$	$-7,144 \cdot 10^{-13}$
	10W40 ³	2003	$-6,998 \cdot 10^{-11}$		$1,915 \cdot 10^{-3}$	$-2,943 \cdot 10^{-8}$	$-2,387 \cdot 10^{-13}$
λ		λ_0			d_t	d_{t2}	
	EG20W80	$5,160 \cdot 10^{-1}$			$1,880 \cdot 10^{-3}$	$-1,007 \cdot 10^{-5}$	
	EG40W60	$4,470 \cdot 10^{-1}$			$5,749 \cdot 10^{-4}$	$-4,570 \cdot 10^{-6}$	
	EG80W20	$3,330 \cdot 10^{-1}$			$1,542 \cdot 10^{-3}$	$-1,441 \cdot 10^{-6}$	
	5W30 ³	$1,400 \cdot 10^{-1}$			$-6,830 \cdot 10^{-4}$	$-6,432 \cdot 10^{-8}$	
	0W20 ³	$1,500 \cdot 10^{-1}$			$-3,621 \cdot 10^{-3}$	$-4,267 \cdot 10^{-5}$	
	10W40 ³	$1,400 \cdot 10^{-1}$			$-1,305 \cdot 10^{-3}$	$6,748 \cdot 10^{-6}$	

³Fuchs Europe GmbH

A.3. Energiebilanzen der Festkörper

Lagerdeckel

$$\frac{dU_{Lagerdeckel}}{dt} = \dot{Q}_R^{Ventiltrieb} + \dot{Q}_{WL}^{ZK_1} - \dot{Q}_{Umg}^{Lagerdeckel}$$

Zylinderkopf (ZK_1)

$$\frac{dU_{ZK_1}}{dt} = \dot{Q}_R^{Ventiltrieb} - \dot{Q}_{KW}^{ZK_1} + \dot{Q}_{WL}^{ZK_2} - \dot{Q}_{WL}^{Lagerdeckel} - \dot{Q}_{Umg}^{ZK_1} - \dot{Q}_{EK} + \dot{Q}_{AK}$$

Zylinderkopf (ZK_2)

$$\frac{dU_{ZK_2}}{dt} = \dot{Q}_{Wa}^{Feuerdeck} - \dot{Q}_{KW}^{ZK_2} - \dot{Q}_{WL}^{ZK_1} + \dot{Q}_{WL}^{LB_1BR}$$

Laufbuchse (LB_1BR)

$$\frac{dU_{LB_1BR}}{dt} = \dot{Q}_{Wa}^{LB_1BR} + \dot{Q}_R^{LB_1BR} - \dot{Q}_{KW}^{LB_1BR} - \dot{Q}_{WL}^{ZK_2} - \dot{Q}_{WL}^{LB_2BR} + \dot{Q}_{WL}^{Ko}$$

Laufbuchse (LB_2BR)

$$\frac{dU_{LB_2BR}}{dt} = \dot{Q}_{Wa}^{LB_2BR} + \dot{Q}_R^{LB_2BR} - \dot{Q}_{KW}^{LB_2BR} + \dot{Q}_{WL}^{LB_1BR} - \dot{Q}_{WL}^{LB_3BR} + \dot{Q}_{WL}^{Ko}$$

Laufbuchse (LB_3BR)

$$\frac{dU_{LB_3BR}}{dt} = \dot{Q}_{Wa}^{LB_3BR} + \dot{Q}_R^{LB_3BR} - \dot{Q}_{KW}^{LB_2BR} - \dot{Q}_{WL}^{LB_4} + \dot{Q}_{WL}^{LB_2BR} + \dot{Q}_{WL}^{Ko}$$

Laufbuchse (LB_4)

$$\frac{dU_{LB_4}}{dt} = \dot{Q}_R^{LB_4} - \dot{Q}_{KW}^{LB_4} - \dot{Q}_{Ol}^{LB_4} - \dot{Q}_{WL}^{LB_3BR} - \dot{Q}_{WL}^{LB_3aussen} - \dot{Q}_{WL}^{ZW}$$

Laufbuchse ($LB_1aussen$)

$$\frac{dU_{LB_1aussen}}{dt} = \dot{Q}_{KW}^{LB_1aussen} + \dot{Q}_{WL}^{ZK_2} - \dot{Q}_{WL}^{LB_2aussen} - \dot{Q}_{Umg}^{LB_1aussen}$$

Laufbuchse ($LB_2aussen$)

$$\frac{dU_{LB_2aussen}}{dt} = \dot{Q}_{KW}^{LB_2aussen} + \dot{Q}_{WL}^{LB_1aussen} - \dot{Q}_{WL}^{LB_3aussen} - \dot{Q}_{Umg}^{LB_2aussen}$$

Laufbuchse ($LB_3aussen$)

$$\frac{dU_{LB_3aussen}}{dt} = \dot{Q}_{KW}^{LB_3aussen} + \dot{Q}_{WL}^{LB_2aussen} + \dot{Q}_{WL}^{LB_4} - \dot{Q}_{Umg}^{LB_3aussen}$$

Kolben

$$\frac{dU_{Ko}}{dt} = \dot{Q}_{Wa}^{Ko} + \dot{Q}_R^{Ko} - \dot{Q}_{WL}^{LB_1BR} - \dot{Q}_{WL}^{LB_2BR} - \dot{Q}_{WL}^{LB_3BR} - \dot{Q}_{WL}^{Pleuel} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{Ko}$$

Pleuel

$$\frac{dU_{Pleuel}}{dt} = \dot{Q}_R^{Pleuel} + \dot{Q}_{WL}^{Ko} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{Pleuel}$$

Zwischenstück (ZW)

$$\frac{dU_{ZW}}{dt} = \dot{Q}_{WL}^{LB_4} + \dot{Q}_{WL}^{obHL_1} - \dot{Q}_{WL}^{obHL_2} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{ZW}$$

oberer Hauptlagerbereich ($obHL_1$)

$$\frac{dU_{obHL_1}}{dt} = \dot{Q}_R^{obHL_1} - \dot{Q}_{WL}^{ZW} + \dot{Q}_{WL}^{Lagerb\u00fcgel_1} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{obHL_1}$$

oberer Hauptlagerbereich ($obHL_2$)

$$\frac{dU_{obHL_2}}{dt} = \dot{Q}_R^{obHL_2} - \dot{Q}_{WL}^{ZW} + \dot{Q}_{WL}^{Lagerb\u00fcgel_2} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{obHL_2}$$

Lagerb\u00fcgel₁

$$\frac{dU_{Lagerb\u00fcgel_1}}{dt} = \dot{Q}_R^{Lagerb\u00fcgel_1} - \dot{Q}_{WL}^{obHL_1} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{Lagerb\u00fcgel_1}$$

Lagerb\u00fcgel₂

$$\frac{dU_{Lagerb\u00fcgel_2}}{dt} = \dot{Q}_R^{Lagerb\u00fcgel_2} - \dot{Q}_{WL}^{obHL_2} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{Lagerb\u00fcgel_2}$$

Kurbelwelle (HL_1)

$$\frac{dU_{HL_1}}{dt} = \dot{Q}_R^{HL_1} - \dot{Q}_{WL}^{PL} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{HL_1}$$

Kurbelwelle (PL)

$$\frac{dU_{PL}}{dt} = \dot{Q}_R^{PL} + \dot{Q}_{WL}^{HL_1} + \dot{Q}_{WL}^{HL_2} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{PL}$$

Kurbelwelle (HL_2)

$$\frac{dU_{HL_2}}{dt} = \dot{Q}_R^{HL_2} - \dot{Q}_{WL}^{PL} - \dot{Q}_{\ddot{O}l}^{HL_2}$$

A.4. Genetischer Algorithmus

Ein genetischer Algorithmus stellt ein heuristisches Verfahren zum Lösen von Optimierungsproblemen auf Basis der Evolutionstheorie dar. Darunter wird die Auswahl von zufällig entstehenden, vorteilhaften Eigenschaften durch natürliche Auslese verstanden. Der von Holland [Hol75] im Jahre 1975 begründete Ansatz ist Teil der evolutionären Algorithmen.

Mit dem Struktogramm in Abbildung A.3 wird die Vorgehensweise des in AMESim implementierten genetischen Algorithmus veranschaulicht.

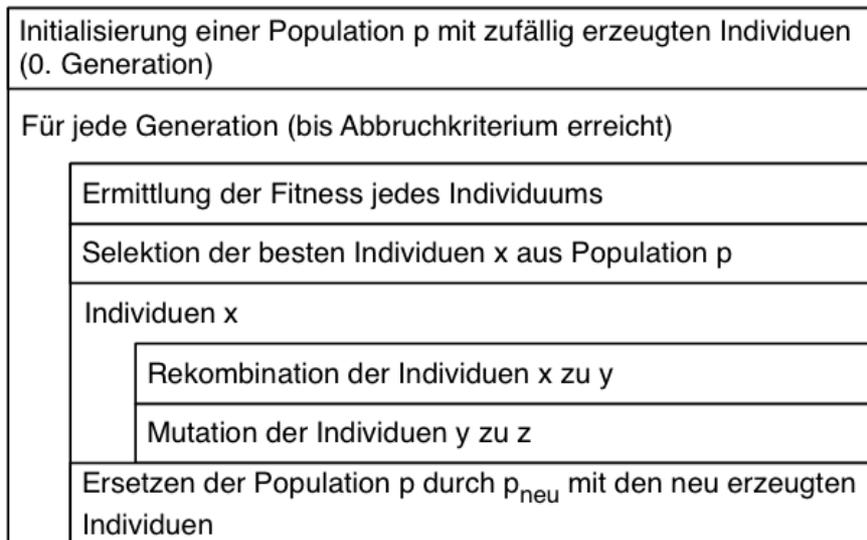


Abbildung A.3.: Ablaufplan des genutzten genetischen Algorithmus zur Optimierung der Reibungskoeffizienten

Als erster Schritt wird eine Population, bestehend aus einer gewissen Anzahl unterschiedlicher Individuen erzeugt. Die Population zu einem bestimmten Zeitpunkt wird Generation genannt. In der vorliegenden Arbeit beinhaltet ein Individuum alle Inputs, welche zur Lösung des Problems genutzt werden. Die Inputs werden durch einen Startwert und eine obere- und untere Grenze definiert. Die unterschiedlichen Individuen werden durch zufälliges Ändern der jeweiligen Inputwerte innerhalb ihrer Grenzen gebildet. Alle Individuen einer Population werden über eine Fitnessfunktion bewertet. Sie beschreibt, mit welcher Güte das gestellte Problem von einem Individuum gelöst wird. Durch Selektion werden die Individuen der Generation ausgewählt, die als Grundlage zur Erzeugung der neuen Generation verwendet werden. Unter Anwendung von Rekombination und Mutation werden neue Individuen aus den Selektierten abgeleitet. Beide Methoden gehören zu den genetischen Operatoren.

Bei der Rekombination werden typischerweise immer zwei Individuen gleichzeitig betrachtet und durch Kreuzen dieser Individuen, das heißt das Vertauschen von Inputwerten zwischen den beiden Individuen, Nachfahren erzeugt. Der Vorteil liegt darin, dass auf diese Weise der gesamte Lösungsraum explorativ untersucht werden kann. Durch die Anwendung dieser Operation können Individuen erzeugt werden, die sich deutlich von anderen Individuen unterscheiden. Das erhöht die Wahrscheinlichkeit ein besseres Optimum im gesamten Lösungsraum zu finden. Bei der Mutation wird durch das direkte Ändern von Inputs ein Individuum verändert. Somit soll das Individuum näher an lokale Optima in seiner Umgebung heran gebracht werden. Die Auswahl der Individuen aus der selektierten Menge für sowohl die Rekombination als auch die Mutation wird durch jeweils im Vorhinein festzulegende Wahrscheinlichkeiten bestimmt.

Nach einer Fitnessbestimmung der veränderten Individuen bzw. der Nachkommen wird mittels eines Abbruchkriteriums entschieden, ob der Algorithmus beendet ist oder der Prozess ab dem Punkt Selektion fortgesetzt wird. Als Kriterium wird das Erreichen der festgelegten Anzahl von Generationen bzw. der vorgegebenen Mindestgüte verstanden. Bezüglich der Mindestgüte lässt sich bei den Variablen neben der Zielfunktion auch eine obere- und untere Grenze festlegen [Kru11, Wei07, Kop92, LMS].

Nachfolgend sind in Tabelle A.1 die für die jeweilige Optimierung vorgenommenen Einstellungen, welche in AMESim vorzunehmen sind, aufgelistet.

Tabelle A.1.: Spezifische Einstellungen des genetischen Algorithmus

Größen	Gesamtreibung	Teilreibungsansätze
Populationsgröße	20	40
Wahrscheinlichkeit der Reproduktion	80%	50%
Max. Anzahl an Generationen	15	30
Mutationsamplitude	0,8	0,8
Seed	1, 3, 7, 11, 31, 97	2, 13, 41, 67, 89, 4357

A.5. Referenzpunkt Gesamtreibungsansatz (Schwarzmeier)

In der nachfolgenden Tabelle sind die für den Reibungsansatz notwendigen Parameter des Referenzpunktes aufgelistet.

Parameter	Wert
n_x	2000 $\frac{1}{\text{min}}$
$M_{d,x}$	100 Nm
$T_{KW,x}$	88 °C
$T_{\text{Öl},x}$	103.2 °C
$p_{r,x}$	1.1 bar
$p_{e,x}$	6.4175 bar

A.6. Reibleistungsanteile

Darstellung der Reibungsanteile für die Öl- bzw. Kühlwassertemperatureniveaus 60 / 60 °C und 130 / 110 °C (siehe Abschnitt 3.7).

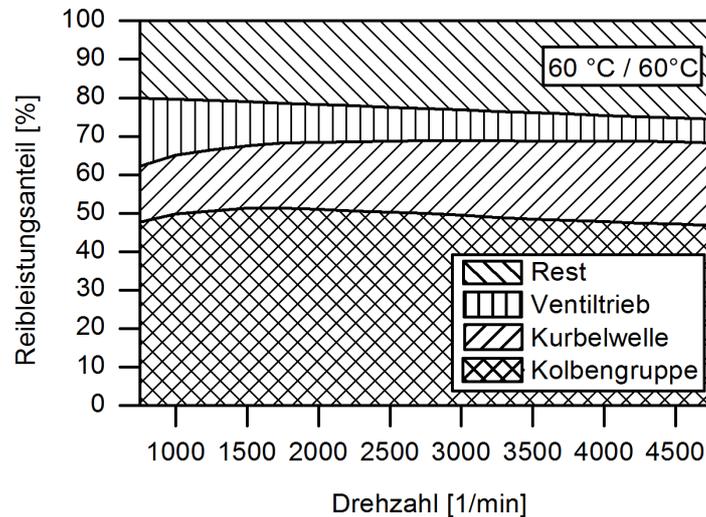


Abbildung A.4.: Prozentuale Verteilung der einzelnen Reibanteile bei 60 °C Öl- bzw. Kühlwassertemperatur [Ott]

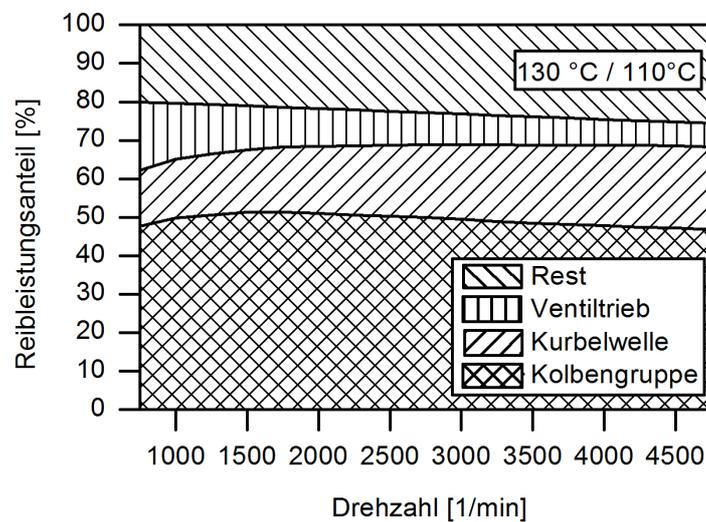


Abbildung A.5.: Prozentuale Verteilung der einzelnen Reibanteile bei 130 °C Öl- bzw. 110 °C Kühlwassertemperatur [Ott]

A.7. Weitere Ergebnisse der Sensitivitätsuntersuchung

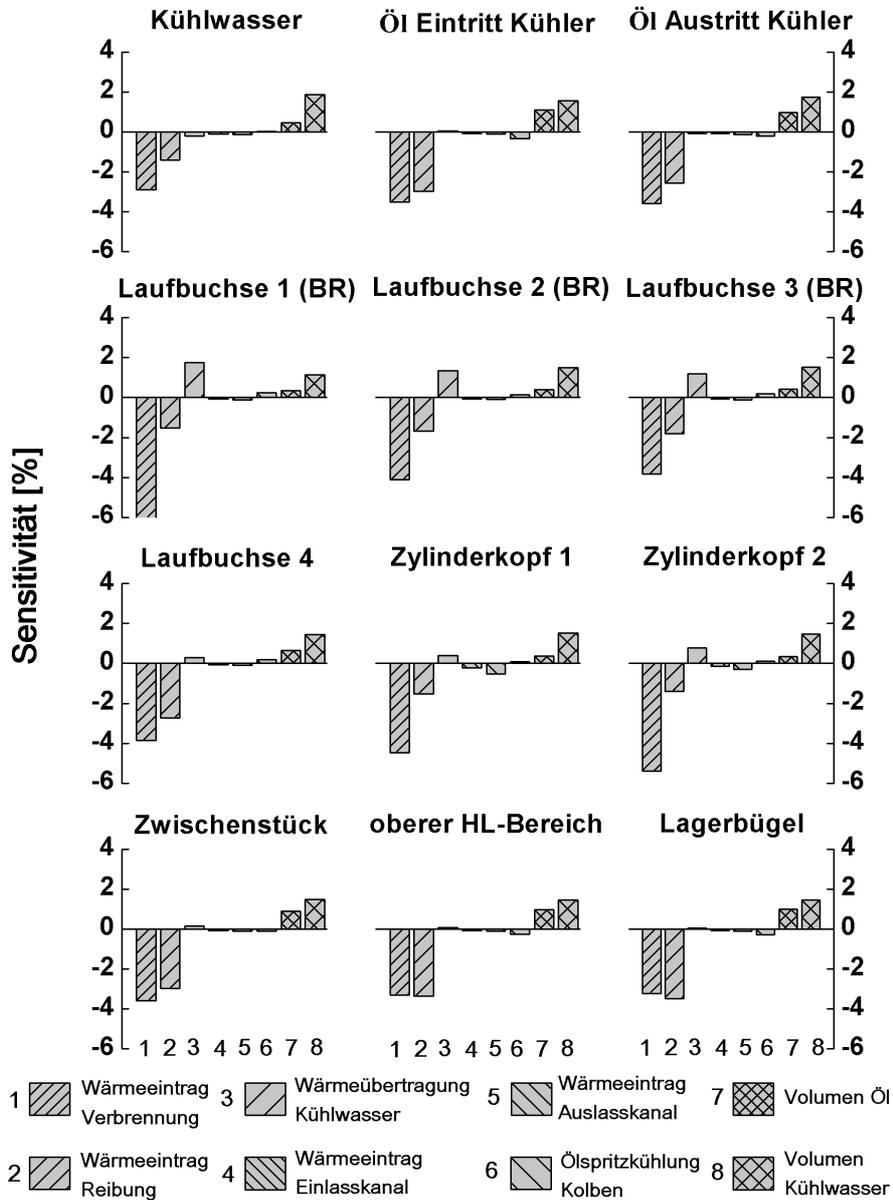


Abbildung A.6.: Sensitivitätsuntersuchung mit einer +20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm

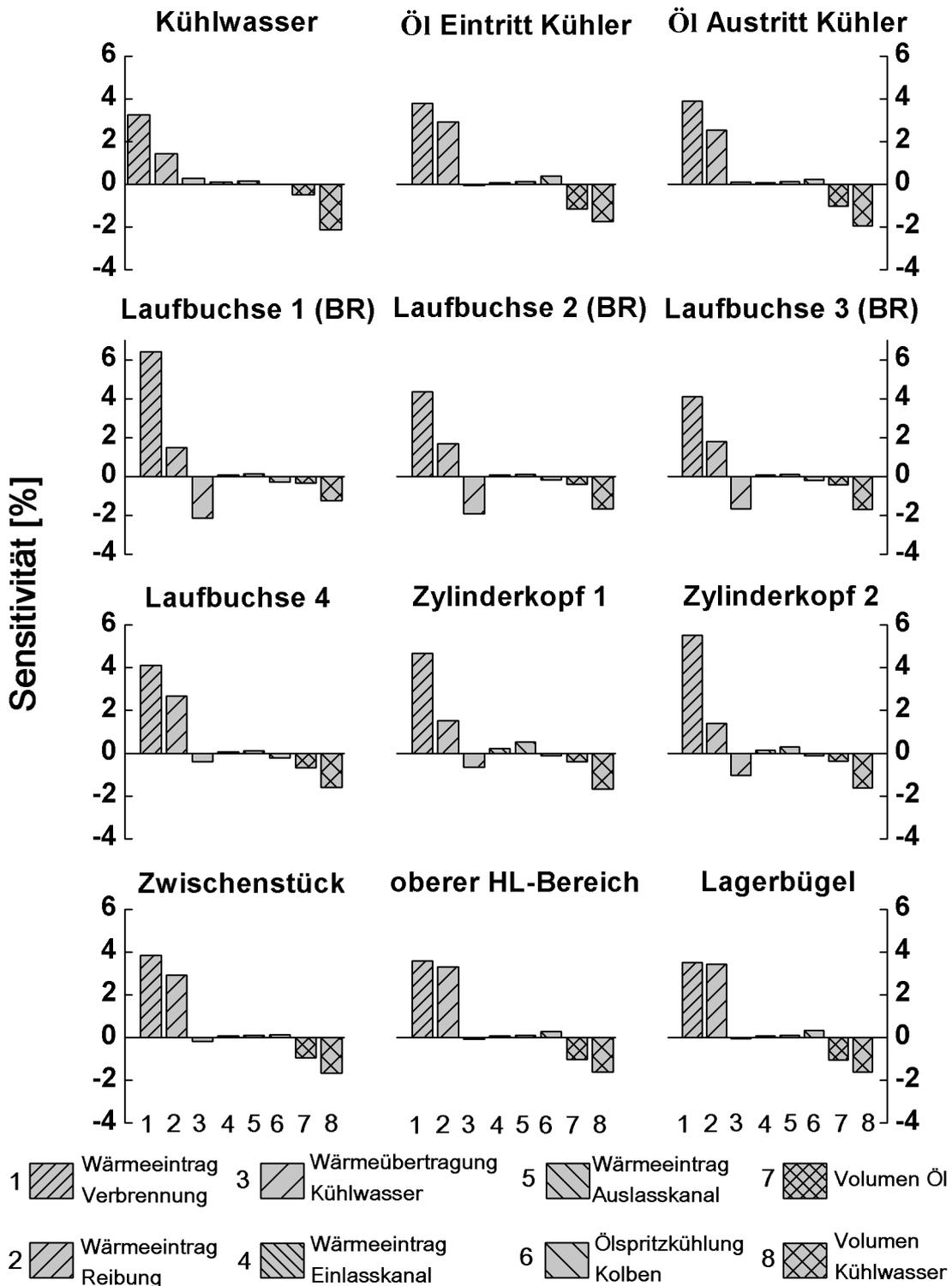


Abbildung A.7.: Sensitivitätsuntersuchung mit einer -20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 1500 1/min und 50 Nm

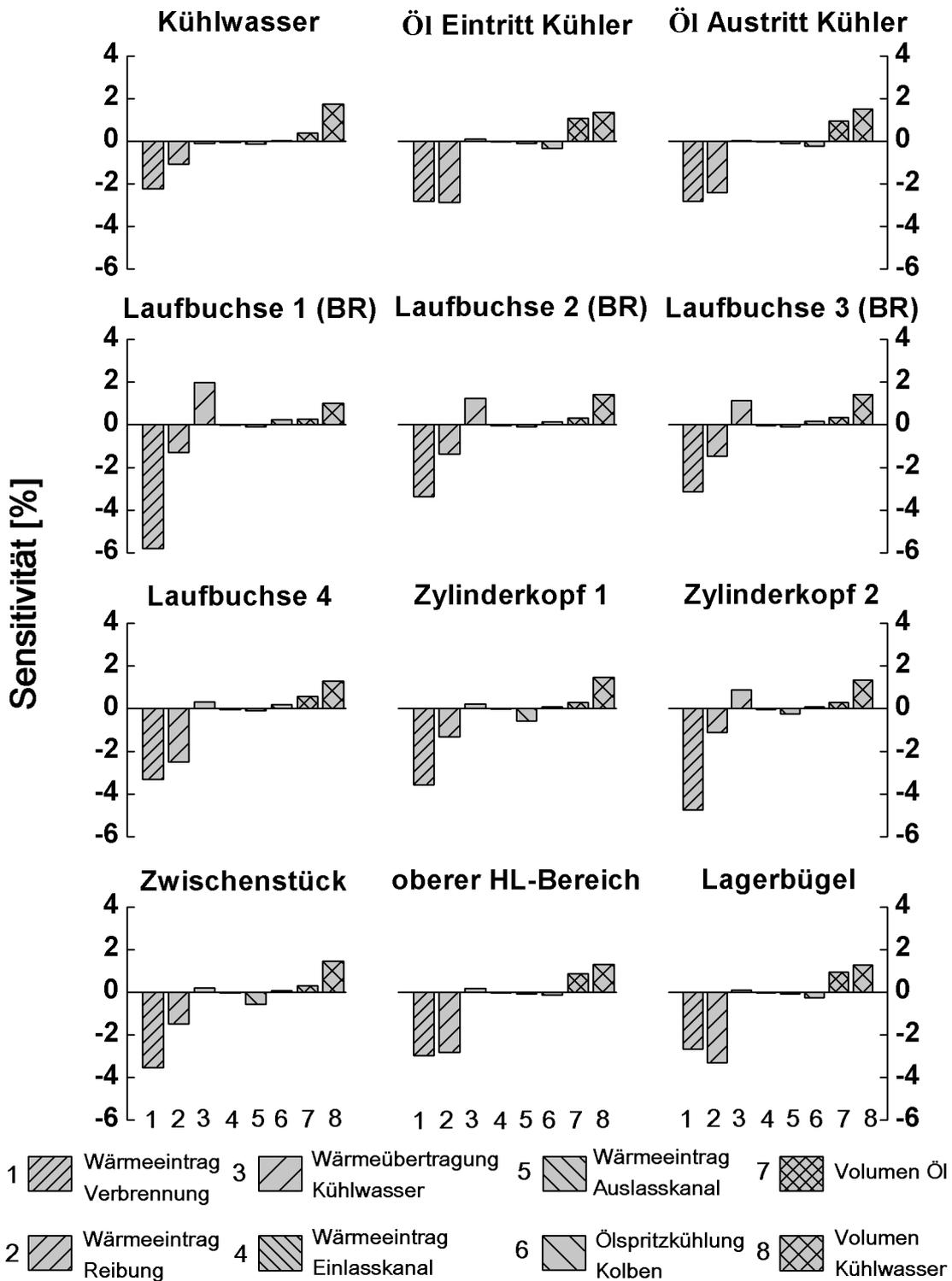


Abbildung A.8.: Sensitivitätsuntersuchung mit einer +20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 2750 1/min und 100 Nm

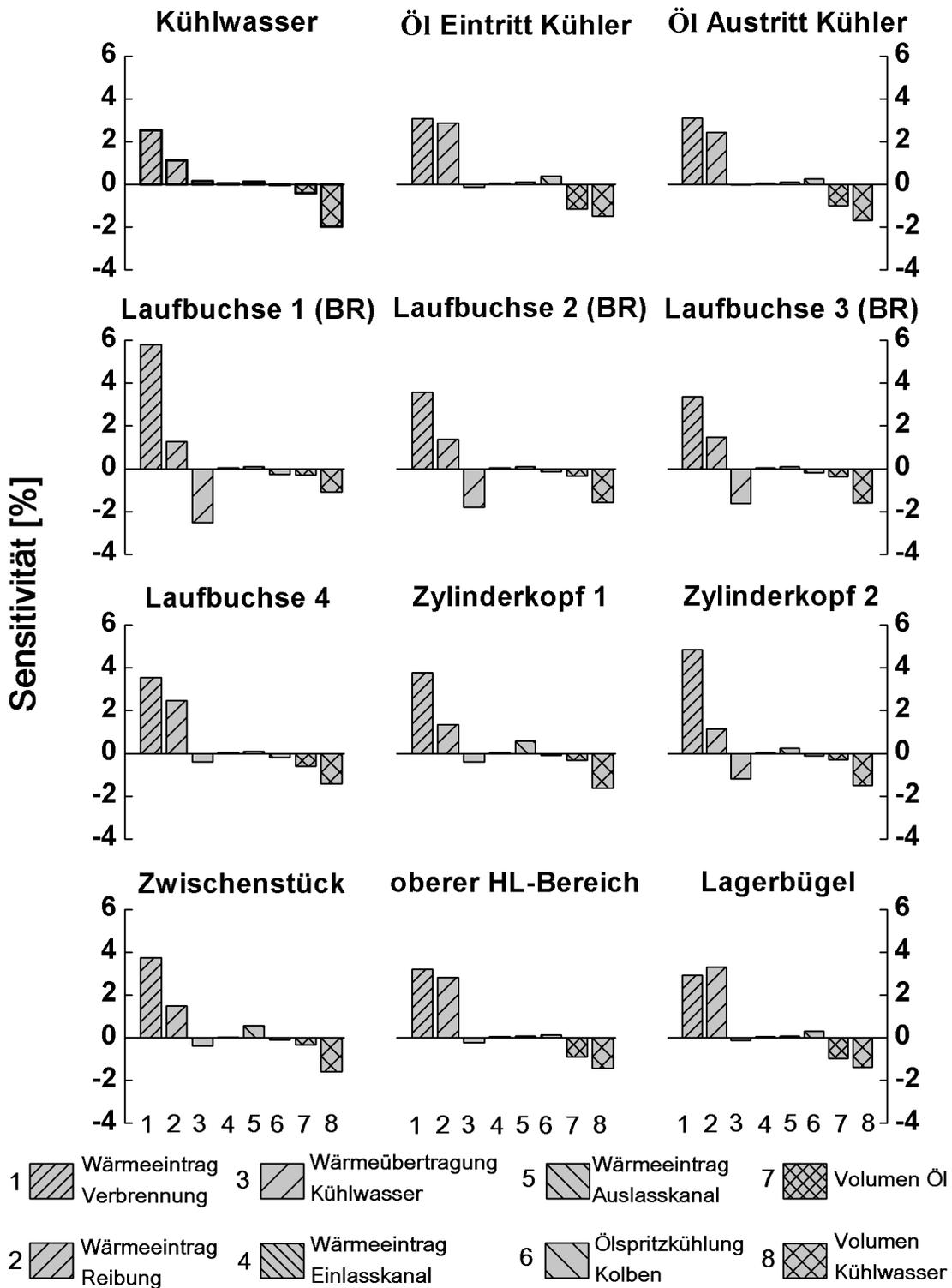


Abbildung A.9.: Sensitivitätsuntersuchung mit einer -20% Änderung ausgewählter Inputparameter des Motormodells für den Betriebspunkt 2750 1/min und 100 Nm

Literaturverzeichnis

- [AAAA08] ABUNADA, E. ; ALHINTI, I. ; ALSARKHI, A. ; AKASH, B.: Effect of piston friction on the performance of SI engine: A new thermodynamic approach. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Transactions of the ASME* 130 (2008)
- [AG96] AFFENZELLER, Josef ; GLÄSER, Heinz: *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*. Wien : Springer-Verlag, 1996
- [Bar01] BARBA, Christian: *Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung*. Zürich, ETH Zürich, Diss., 2001
- [BBBB00] BARBA, Christian ; BURKHARDT, Christine ; BOULOUCHOS, Konstantinos ; BARGENDE, Michael: A Phenomenological Combustion Model for Heat Release Rate Prediction in High-Speed DI Diesel Engines with Common Rail Injection: SAE-Paper. (2000)
- [BBHP10] BURKE, R. D. ; BRACE, C. J. ; HAWLEY, J. G. ; PEGG, I.: Review of the systems analysis of interactions between the thermal, lubricant, and combustion processes of diesel engines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 224 (2010), Nr. 5, S. 681–704
- [Ber96] BERG, Michael: *Untersuchungen zum Schmierstoffdurchsatz und zur Reibungsleistung dynamisch belasteter Radialgleitlager*. Kaiserslautern, Universität Kaiserslautern, Diss., 1996
- [Bob08] BOBACH, Lars: *Simulation dynamisch belasteter Radialgleitlager unter Mischreibungsbedingungen*. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität, Diss., 2008
- [BS10] BAEHR, Hans D. ; STEPHAN, Karl: *Wärme- und Stoffübertragung*. 7. Auflage. Berlin and New York : Springer-Verlag, 2010

- [CH10] CZICHOS, Horst ; HABIG, Karl-Heinz: *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 3. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, 2010
- [DE10] DEUSS, Thomas ; EHNIS, Holger: Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Potenziale der Kolbengruppe. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 71. Jahrgang (2010), Nr. 5, S. 326–330
- [DE11] DEUSS, Thomas ; EHNIS, Holger: Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Einfluss von Kolbenschaftbeschichtungen. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 72. Jahrgang (2011), Nr. 4, S. 272–277
- [Deu13] DEUSS, Thomas: *Reibverhalten der Kolbengruppe eines Pkw-Dieselmotors*. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2013
- [Die13] DIE WELT: *Durchbruch im Streit um künftige Auto-Abgasnormen*. 2013
- [EK] EU-KOMMISSION: *Die EU-Verordnung zur Verminderung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen: Verordnung (EG) 443/2009*
- [Fis99] FISCHER, Gerhard: *Reibmitteldruck - Ottomotor: Vorhaben Nr. 629, Ermittlung einer Formel zur Vorausberechnung des Reibmitteldrucks von Ottomotoren; Abschlußbericht*. Frankfurt am Main : Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 1999
- [GAF⁺03] GAUDINO, P. ; ACCONGIAGIOCO, A. ; FORMISANO, G. ; LUCIGNANO, G. ; PETRAGLIA, F.: Reduced Fuel Consumption Engine for a CO₂ < 125 g/km Vehicle, Through Friction Losses Reduction and Combustion Optimization. In: *ASME Conference Proceedings* (2003), S. 339–349
- [Gen04] GENGER, M.: *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen*. Bd. 793: *Instationäre Kühlsystemoptimierung: Vorhaben Nr. 772, Optimierung eines Fahrzeugkühlsystems im instationären Betrieb aufgrund der Anforderungen des Thermomanagements; Abschlussbericht*. Frankfurt am Main : Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 2004
- [Gen10] GENGER, Michael: *Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Motorkühlsysteme zur Optimierung des Wärmemanagements*. Renningen, Universität Stuttgart, Diss., 2010

- [Gia10] GIAKOUMIS, Evangelos G.: Lubricating oil effects on the transient performance of a turbocharged diesel engine: ECOS 2008 21st International Conference, on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. In: *Energy* 35 (2010), Nr. 2, S. 864–873
- [Gol05] GOLLOCH, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Berlin : Springer-Verlag, 2005
- [Gra10] GRAMS, Sebastian F.: *Beitrag zur Reduzierung der Schadstoffemissionen und des Kraftstoffverbrauchs an großvolumigen Ottomotoren mit Direkteinspritzung durch Thermomanagement*. Karlsruhe, Karlsruhe Institut für Technologie, Diss., 2010
- [GW07] GENGER, Michael ; WEINRICH, Michael W.: *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen*. Bd. 839: *Optimiertes Thermomanagement: Vorhaben Nr. 854, Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Kühlsysteme mit Einbindung aller Wärmequellen und -senken im Motorraum für ein optimiertes Thermomanagement*. Frankfurt am Main : Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 2007
- [Hol59] HOLLAND, Jörn: *Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen*. Hannover, TH Hannover, Diss., 1959
- [Hol75] HOLLAND, John H.: *Adaption in natural and artificial systems: An introd. analysis with applications to biology, control, and artificial intelligence*. Ann Arbor, 1975
- [ID07] INCROPERA, Frank P. ; DEWITT, David P.: *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6. Auflage. Hoboken and NJ : Wiley-Verlag, 2007
- [JCYG00] JARRIER, L. ; CHAMPOUSSIN, J. C. ; YU, R. ; GENTILE, D.: Warm-Up of a D.I. Diesel Engine: Experiment and Modeling: SAE Technical Paper 2000-01-0299. In: *SAE World Congress* (2000)
- [Kar09] KARRAR, Elmar: *Untersuchungen zum Reibungsverhalten und Ölverbrauch der Kolbengruppe von Verbrennungsmotoren*. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 2009
- [KBA13] KBA: *Kraftfahrt-Bundesamt*. 2013

- [KBLW98] KNOLL, G. ; BACKHAUS, K. ; LANG, J. ; WILHELM, K.: *Berechnung von Motorengleitlagern unter Berücksichtigung der Deformation: Interne Schriften.* 1998
- [KH06] KÜNTSCHER, Volkmar ; HOFFMANN, Werner: *Kraftfahrzeug-Motoren: Auslegung und Konstruktion.* 4. Auflage. Würzburg : Vogel Fachbuch, 2006
- [Kop92] KOPFER, Herbert: Konzepte genetischer Algorithmen und ihre Anwendung auf das Frachtoptimierungsproblem im gewerblichen Güterfernverkehr. In: *OR Spektrum* 14 (1992), Nr. 3, S. 137–147. – ISSN 0171–6468
- [Kru11] KRUSE, Rudolf: *Computational Intelligence: Eine methodische Einführung in Künstliche Neuronale Netze, Evolutionäre Algorithmen, Fuzzy-Systeme und Bayes-Netze.* 1. Auflage. Wiesbaden : Vieweg + Teubner Verlag, 2011
- [LMS] LMS DEUTSCHLAND GMBH: <http://www.lmsgermany.com/>
- [LS78] LANG, Otto R. ; STEINHILPER, Waldemar: *Gleitlager: Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung.* Berlin : Springer-Verlag, 1978
- [Mah11] MAHLE GMBH: *Kolben und motorische Erprobung.* 1. Auflage. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2011
- [MDPS05] MAASSEN, Franz J. ; DOHMEN, Jürgen ; PISCHINGER, Stefan ; SCHWADERLAPP, Markus: Reibungsreduktion: Konstruktive Maßnahmen zur Verbrauchseinsparung. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 66 (2005), Nr. 7/8, S. 592–597
- [Mer06] MERKER, Günter: *Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung.* Wiesbaden : B. G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, 2006
- [MST12] MERKER, Günter P. ; SCHWARZ, Christian ; TEICHMANN, Rüdiger: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik.* 6. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2012
- [MT01] MAASSEN, Franz J. ; THOMAS, Stefan: A New TEHD Approach for Sophisticated Simulation of Journal Bearings. (2001)
- [MT07] MOLLENHAUER, Klaus ; TSCHÖKE, Helmut: *Handbuch Dieselmotoren.* 3. Auflage. Berlin : Springer-Verlag, 2007

- [Ott] OTTO-VON-GUERICKE-UNIVERSITÄT MAGDEBURG: *Institut für Maschinenelemente und Tribologie*
- [Pet87] PETROV, N. P.: *Neue Theorie der Reibung*. Hamburg, 1887
- [PKS10] PISCHINGER, Rudolf ; KLELL, Manfred ; SAMS, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage. Berlin : Springer-Verlag, 2010
- [PNHS89] PATTON, Kenneth J. ; NITSCHKE, Ronald G. ; HEYWOOD, John B. ; SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS: Development and evaluation of a friction model for spark-ignition engines. (1989)
- [Reu98] REULEIN, Claus: *Simulation des instationären Warmlaufverhaltens von Verbrennungsmotoren*. München, TU München, Diss., 1998
- [RG09] RAKOPOULOS, Constantine D. ; GIAKOUMIS, Evangelos G.: *Diesel engine transient operation: Principles of operation and simulation analysis*. London : Springer-Verlag, 2009
- [RH84] REZEKA, S. F. ; HENEIN, N. A.: A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engines: SAE Paper 840179. (1984)
- [Rob01] ROBINSON, Kevin: *IC engine coolant heat transfer studies*. Bath, University of Bath, Diss., 2001
- [Sam02] SAMHABER, Christof: *Simulation des thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotoren*. Graz, TU Graz, Diss., 2002
- [Sar06] SARGENTI, Roland: *Numerische Ermittlung von Brennraumwandtemperaturen bei Verbrennungsmotoren*. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 2006
- [Sch92a] SCHWARZMEIER, Martin: *Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck: Abschlußbericht, Vorhaben Nr. 421*. Frankfurt/M : Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., 1992
- [Sch92b] SCHWARZMEIER, Martin: *Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren*. München, TU München, Diss., 1992
- [Sch06] SCHOLZ, Ingo: *Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck eines Benzinmotors mit Direkteinspritzung*. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2006

- [Sch10] SCHMID, Matthias: *Wärmemanagement bei Nutzfahrzeugmotoren*. Renningen and Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2010
- [SSW10] STOTZ, Ingo ; STEGMANN, Benjamin ; WIEDEMANN, Jochen: Prognose von Thermomanagementmaßnahmen durch ein Gesamtfahrzeugmodell. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII*. 2010
- [Sti12] STITTERICH, Eike: *Experimentelle Untersuchung zur Wirkung von Kühlkanälen in Kolben von Pkw-Dieselmotoren*. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2012
- [THCB07] TARAZA, Dinu ; HENEIN, Naeim A. ; CEAUSU, Radu ; BRYZIK, Walter: Engine Friction Model for Transient Operation of Turbocharged, Common Rail Diesel Engines: SAE Paper 2007-01-1460. (2007)
- [Thi82] THIELE, Enno: *Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbentriebwerken*. Hannover, Universität Hannover, Diss., 1982
- [UW10] UNTERGUGGENBERGER, Peter ; WIMMER, Andreas: Methodik zur Erstellung von Modellen zur Simulation des Motorwarmlaufs: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII*. 2010, S. 184–203
- [VB70] VIBE, Iwan I. ; BUNK, Werner: *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren*. Berlin : VEB Verlag Technik, 1970
- [VDI94] VDI GESELLSCHAFT: *VDI-Richtlinien*. Bd. 2204: *Auslegung von Gleitlagerungen: Grundlagen ; Berechnung ; Kennzahlen und Beispiele für Radiallager ; Kennzahlen und Beispiele für Axiallager*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1994
- [VDI08] VDI GESELLSCHAFT: *VDI-Wärmeatlas*. 10. Auflage. Berlin : Springer-Verlag, 2008
- [VZST13] VARGA, P. ; ZEITZ, V. ; SCHMIDT, J. ; TSCHÖKE, H.: *Motorwärmehaushalt: Simulation des Wärmetransportes in Verbrennungsmotoren zur Reduzierung der Reibung und CO₂-Emissionen unter Warmlaufbedingungen; Abschlußbericht: Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 421*. Bd. 976. Frankfurt/M : Forschungsgemeinschaft Verbrennungskraftmaschinen, 2013
- [VZTS11] VARGA, P. ; ZEITZ, V. ; 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
- [VZTS13a] VARGA, P. ; ZEITZ, V. ; TSCHÖKE, H. ; SCHMIDT, J.: Simulation des Wärmetransportes in Verbrennungsmotoren zur Reduzierung der Reibung und CO₂-Emissionen unter Warmlaufbedingungen. Tagungsbeitrag Abschlussbericht. In: *Informationstagung Motoren Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V.* (11./12. April 2013)
- [VZTS13b] VARGA, P. ; ZEITZ, V. ; 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 : Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 2013
- [VZTS13c] 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)
- [Wei07] WEICKER, Karsten: *Evolutionäre Algorithmen.* 2. Auflage. Wiesbaden : B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2007
- [Wei09] WEINRICH, Michael W.: *Ein Mittelwertmodell zur Thermomanagementoptimierung von Verbrennungsmotoren.* Renningen, Universität Stuttgart, Diss., 2009
- [Wis99] WISEMAN, M. W.: *Towards an Analysis Method for Nucleate Boiling.* Ricardo North America Internal Memo, 07.06.1999
- [Wos70] WOSCHNI, G.: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 31 (1970), Nr. 12, S. 491–499
- [ZVTS13] ZEITZ, 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)