

Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation

von

Dipl.-Ing. Daniel Ghebru

aus Frankfurt am Main

Tag der mündlichen Prüfung:

Hauptreferent:

Korreferent:

Korreferent:

29. April 2013

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Prof. Dr. techn. Andreas Wimmer

Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

**Forschungsberichte aus dem
Institut für Kolbenmaschinen
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. U. Spicher**

Bibliografische Information Der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

© Copyright Logos Verlag Berlin GmbH 2013

Alle Rechte vorbehalten.

ISBN 978-3-8325-3432-5
ISSN 1615-2980

Logos Verlag Berlin GmbH
Comeniushof
Gubener Str. 47
10243 Berlin
Tel.: +49 (0)30 42 85 10 90
Fax: +49 (0)30 42 85 10 92
INTERNET: <http://www.logos-verlag.de>

Vorwort des Herausgebers

Der moderne Verbrennungsmotor stellt aufgrund seiner von keiner anderen Technologie erreichten Kombination aus Leistungsdichte und Alltagstauglichkeit bei gleichzeitig moderaten Produktionskosten die wichtigste Antriebsquelle im Straßenverkehr dar. Der heutige technische Vorsprung wie auch das erhebliche Weiterentwicklungspotenzial tragen dazu bei, dass in Konkurrenz zu heute noch in der Forschung befindlichen alternativen Antriebskonzepten die dominierende Rolle des Verbrennungsmotors auf absehbare Zeit wohl kaum angefochten werden wird. Die teilweise noch in der Entwicklung befindlichen, teilweise jedoch auch bereits in die Serienproduktion eingeflossenen Innovationen machen deutlich, dass trotz bereits jahrzehntelanger Weiterentwicklung noch erhebliche Potenziale in dieser Antriebstechnik vorhanden sind.

Die vielfältigen Anforderungen an den verbrennungsmotorischen Antrieb, wie Abgaslimitierungen und die Forderung nach weiterer Verbrauchsreduktion, aber auch Komfort- und Leistungsansprüche stehen häufig im Widerspruch zueinander. Auch aufgrund der hohen Komplexität moderner Motoren und der im Motor ablaufenden Prozesse steigt der Aufwand für Forschung und Entwicklung immer weiter an. Die erforderlichen Innovationen können durch einen verstärkten Transfer wissenschaftlicher Ergebnisse in die Praxis beschleunigt werden.

Der Austausch von Forschungsergebnissen und Erfahrungen zwischen Hochschulen und der Industrie ist deshalb von großer Bedeutung für die Weiterentwicklung und Optimierung von Motoren. Neben unseren Veröffentlichungen auf internationalen Tagungen und in Fachzeitschriften versuchen wir mit vorliegender Schriftenreihe aktuelle Forschungsergebnisse des Instituts für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) den Fachkollegen aus Wissenschaft und Industrie zugänglich zu machen.

Der Schwerpunkt unserer Aktivitäten liegt in der Optimierung der motorischen Brennvorgänge mit der besonderen Zielsetzung einer Senkung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen. Zur Lösung dieser Aufgaben stehen an unseren modernen Motorenprüfständen neue und technisch hoch entwickelte Messtechniken zur Verfügung. Darüber hinaus kommen verschiedene numerische Methoden zum Einsatz. Diese reichen von 0-D- und 1-D-Simulationsmethoden bis hin zu detaillierten 3-D-Strömungssimulationen. Ausgehend von der Analyse einzelner Teilsysteme rückt dabei die Gesamtsystemanalyse als Folge einer Erweiterung der Systemgrenzen immer weiter in den Fokus unserer Forschungsaktivitäten.

In zahlreichen nationalen und internationalen Forschungsvorhaben versuchen wir, den Kenntnisstand über Teilprozesse wie Ladungswechsel, Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffentstehung zu erweitern, um wichtige Grundlagen für die Entwicklung zukunftsorientierter Motorkonzepte bereitzustellen. Vielfältige Industrieprojekte mit interessanten Aufgabenstellungen ermöglichen den Ausbau des Kenntnisstandes über motorische Prozesse, die weitere Verbesserung unserer Messtechniken sowie die Erweiterung unserer Prüfstandseinrichtungen.

Die Ausbildung von Studenten im Bereich der Motorenforschung - ob im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten oder als studentische Hilfskräfte - sichert wiederum den Nachwuchs an Fachkräften für die Fahrzeug-, Motoren- und Zulieferindustrie im In- und Ausland.

Im vorliegenden Band 2/2013 berichtet Herr Ghebru über die Umsetzung eines Gesamtfahrzeugmodells zur Berechnung des thermischen Verhaltens eines Fahrzeugs mit verbrennungsmotorischem Antrieb. Mit dem Ziel einer ganzheitlichen Analyse sämtlicher Energieflüsse zur Erschließung weiterer CO₂-Reduktionspotenziale wird dabei auf die Methode der Co-Simulation zurückgegriffen. Diese erlaubt die zeitsynchrone Kopplung sämtlicher Teilmodelle zu einem Gesamtfahrzeugmodell.

Im Fokus der Arbeit steht dabei die physikalische Modellierung der thermischen Eigenschaften des Verbrennungsmotors unter Berücksichtigung aller relevanten Wärmequellen und -senken. Unter Verwendung eines einspritzratenbasierten Verbrennungsmodells werden unter Berücksichtigung der zeitlichen Entwicklung der Brennraumwandtemperaturen die abgegebenen Wandwärmeströme an den Zylinderkopf, die Zylinderwand sowie den Kolben berechnet. Zusammen mit weiteren Wärmeeinträgen wird die Wärmeleitung innerhalb der Motorstruktur berücksichtigt sowie die Wärmeübertragung zu den Fluidkreisläufen des Motorkühlmittels und Motoröls. Damit unter Vorgabe eines gewünschten Fahrprofils die tatsächliche Lastanforderung an den Verbrennungsmotor berechnet werden kann, werden ebenfalls die restlichen Komponenten des Antriebsstrangs hinsichtlich ihrer thermischen Eigenschaften modelliert. Schließlich wird ein thermisches Modell der Fahrgastzelle zur Beurteilung des thermischen Komforts erarbeitet, das neben der Temperaturentwicklung die zeitliche Änderung der relativen Luftfeuchte berechnet.

Bei der Modellierung wird größter Wert darauf gelegt, dass das thermische Gesamtfahrzeugmodell bei verschiedenen Fahrzyklen sowie unterschiedlichen Umgebungstemperaturen Gültigkeit besitzt. Nur so können Maßnahmen des instationären Thermomanagements unter realen Bedingungen bewertet werden. Als Anwendungsbeispiele werden die Untersuchung einer elektrisch beheizbaren Frontscheibe sowie eines Wärmespeichersystems hinsichtlich Energieeffizienz und thermischem Komfort vorgestellt.

Karlsruhe, im Mai 2013

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie. Ohne die Unterstützung anderer sähe sie ganz anders aus.

Mein herzlicher Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher für die Betreuung meiner Arbeit sowie das mir entgegengebrachte Vertrauen. Ich danke Herrn Prof. Dr. techn. Andreas Wimmer für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferats. Für die kurzfristige Übernahme des zweiten Korreferats bin ich Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch sehr dankbar. Ganz besonderer Dank gebührt Herrn Dr. techn. Wolfgang Puntigam, der mich und meine Arbeit mit allen Mitteln gefördert hat und mir mit seinem fachlichen Rat stets zur Seite stand. Für die Initiierung des Promotionsprojektes danke ich Herrn Dr.-Ing. Johann Betz. Für die hochwertigen Diskussionen und Hinterfragung sämtlicher Differentialgleichungen danke ich Herrn Dr.-Ing. Klaus Straßer. Herrn Dr.-Ing. Fatih Sarıkoç danke ich herzlich dafür, dass er meinen Fokus stets auf das Wesentliche gelenkt hat. Und Dr.-Ing. Heiko Kubach war immer ein wertvoller Gesprächspartner, der es wusste die klugen Fragen zu stellen.

Für ihren großen Einsatz und damit wichtigen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit danke ich meinen ehemaligen Studenten Alexander Neagos, Frieder Stetter und Thomas Matousek. All meinen Kollegen am Institut für Kolbenmaschinen gebührt mein Dank für die sehr angenehme Zusammenarbeit. Insbesondere Wolfgang Zulehner hat mir ermöglicht, vieles aus einer anderen Perspektive zu betrachten. Dabei war ihm sein Ruhepuls selbst in lebendigen Diskussionen heilig. Nicht nur wegen der Bereitstellung wichtiger Messdaten hat Christian Donn einen ganz wesentlichen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet. Viele fachliche Diskussionen haben zu neuen Denkanstößen geführt. Die nichtfachlichen Gespräche waren umso lustiger. Ich danke beiden für eine schöne gemeinsame Zeit am Institut, die mir in sehr guter Erinnerung bleiben wird.

Meiner Familie gilt mein größter Dank. Für die Ermöglichung meiner Ausbildung und bedingungslose Unterstützung danke ich ganz besonders meinen Eltern. Meiner Schwester Senait danke ich für den Zuspruch und die Kraft, die sie mir gegeben hat. Öfter auf sie zu hören, hätte einiges erleichtert. Schließlich danke ich Natascha Hüffel von Herzen. Ohne ihre Unterstützung, Geduld, Rücksichtnahme und richtigen Worte zur richtigen Zeit wäre es mir nicht möglich gewesen, diese Arbeit durchzuführen.

Ingolstadt, im Mai 2013

Daniel Ghebru

„Natürlich, die Aufgabe ist anspruchsvoll.
Aber bereits vor 40 Jahren waren wir auf dem Mond.
Dann wird das doch wohl zu schaffen sein.“

Dr. Johann Betz, 2009

Inhaltsverzeichnis

Vorwort des Herausgebers	iii
Vorwort des Autors	v
Nomenklatur	ix
1 Einleitung	1
2 Relevante Grundlagen zur Simulation thermischer Systeme	5
2.1 Wärmetechnische Grundlagen	5
2.2 Ähnlichkeitstheorie	15
2.3 Wärmeübertragung im Verbrennungsmotor	18
2.4 Methoden zur Simulation instationärer Vorgänge	22
3 Modellierung des Gesamtfahrzeugs	25
3.1 Modellarchitektur des virtuellen Fahrzeugs	26
3.2 Wärmefreisetzung im Verbrennungsmotor	28
3.2.1 Wandwärmeübergang	30
3.2.2 Wärmeübergang in den Ein- und Auslasskanälen	32
3.3 Motorstruktur	34
3.3.1 Diskretisierung der Verbrennungsmotorstruktur	35
3.3.2 Wandtemperaturmodell	37
3.4 Ölkreislauf	47
3.5 Kühlkreislauf	49
3.5.1 Hydraulik des Kühlkreislaufs	51
3.5.2 Thermik des Kühlkreislaufs	55
3.6 Motorraumdurchströmung	64
3.7 Klimatisierungspfad und Fahrzeuginnenraum	65
3.7.1 Heizungswärmetauscher	67
3.7.2 Luftführende Kanäle	69
3.7.3 Scheibenmodellierung	72
3.7.4 Innenraum	74
3.8 Antriebsstrang	76
3.9 Motorreibung und Nebenaggregate	77
3.10 Weitere Systeme zur Vervollständigung des Gesamtmodells	79

4	Modellvalidierung	83
4.1	Versuchsträger und Messtechnik	83
4.2	Fahrzyklen und Umgebungsbedingungen	86
4.3	Validierung bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit (VDA 220)	89
4.4	Validierung im transienten Fahrzeugbetrieb	93
4.4.1	Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)	93
4.4.2	Innerstädtischer Realfahrzyklus (IRFZ)	98
5	Untersuchungen zum Einfluss wesentlicher Randbedingungen	101
5.1	Gasseitiger Wärmeübergang	103
5.1.1	Untersuchungen ohne Abgasrückführung	103
5.1.2	Untersuchungen mit gekühlter Abgasrückführung	107
5.2	Brennraumwandtemperatur	109
5.3	Kühlmittelseitiger Wärmeübergang	116
5.4	Wärmeübergang im Auslasskanal	120
5.5	Kühlkreislaufhydraulik	123
5.6	Motorraumdurchströmung	125
5.7	Antriebsstrang	128
5.8	Reibleistung des Verbrennungsmotors	130
6	Analyse und Bewertung ausgewählter Thermomanagementmaßnahmen	133
6.1	Elektrische Frontscheibenheizung	133
6.1.1	Untersuchung verschiedener Aufheizstrategien	134
6.1.2	Vergleich der elektrischen Frontscheibenheizung mit einer kon- ventionellen Luftzuheizung	142
6.1.3	Autarke Bewertung der elektrischen Frontscheibenheizung	147
6.2	Wärmespeichersystem	150
6.2.1	Untersuchung verschiedener Aufheizstrategien	151
6.2.2	Einfluss des Fahrzyklus	156
6.2.3	Einfluss der Starttemperatur	159
7	Zusammenfassung	165
	Literaturverzeichnis	171

Nomenklatur

Physikalische Größen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
α	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient
α_W	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Arbeitsgas und Brennraumoberfläche
α_{EK}	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient im Einlasskanal
α_{AK}	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient im Auslasskanal
α_{OF}	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient Motoroberfläche
α_{KM}	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Motorstruktur
$\alpha_{KM,korr}$	W/m ² K	korrigierter Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Motorstruktur
$\alpha_{KM,ZK}$	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Zylinderkopf
$\alpha_{KM,ZKG}$	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Zylinderkurbelgehäuse
$\alpha_{KM,ZW}$	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Zylinderwand
$\alpha_{L \rightarrow W}$	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Luft und Wand
β	rad	Winkel zwischen Vektor der Wärmestromdichte und Einheitsvektor in Richtung der Flächennormalen
ρ	kg/m ³	Dichte
η	kg/m s	dynamische Viskosität
η_{Luft}	kg/m s	dynamische Viskosität von Luft
η_{Abgas}	kg/m s	dynamische Viskosität von Abgas
$\nabla \tau$	kg/m ³	Reibungskraft
∇p	kg/m ³	Druckkraft
δ	m	Dicke
δ_u	m	Dicke der Strömungsgrenzschicht
δ_T	m	Dicke der Temperaturgrenzschicht
σ	W/m ² K ⁴	Stefan-Boltzmann-Konstante
φ	–	relative Luftfeuchtigkeit
ϵ	–	Emissionsgrad
Θ	K	Übertemperatur

Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
Θ	K	Temperatur (physikalische Basisgröße)
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
λ_F	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Folie (der elektrisch beheizbaren Frontscheibe)
λ_{Luft}	W/mK	Wärmeleitfähigkeit von Luft
λ_{Abgas}	W/mK	Wärmeleitfähigkeit von Abgas
μ	–	Verhältnis von Wärmekapazitätsströmen
Π	–	dimensionslose Kennzahl
Φ	W	Wärmeabgabe pro Person
Ω	–	Wasserdampfabgabe pro Person
Ψ	–	Insassenanzahl
a	m ² /s	Temperaturleitfähigkeit
a	m/s ²	Fahrzeugbeschleunigung
a_{max}	m/s ²	maximale Fahrzeugbeschleunigung
A	m ²	Fläche
A_{hyd}	m ²	hydraulischer Strömungsquerschnitt
A_{OF}	m ²	Oberfläche
A_Q	m ²	Querschnittsfläche
A_W	m ²	Wandoberfläche
c_{diss}	–	Dissipationskonstante
c_{turb}	–	Turbulenzkonstante
c_m	m/s	mittlere Kolbengeschwindigkeit
c_p	J/kgK	spezifische Wärmekapazität
$c_{p,Öl}$	J/kgK	spezifische Wärmekapazität des Motoröls
$c_{p,Luft}$	J/kgK	spezifische Wärmekapazität der Luft
$c_{p,KM}$	J/kgK	spezifische Wärmekapazität des Kühlmittels
$c_{p,W}$	J/kgK	spezifische Wärmekapazität der Wand
$c_{p,L}$	J/kgK	spezifische Wärmekapazität der Luft
c_w	–	Luftwiderstandsbeiwert
C_1	–	Konstante 1
C_2	–	Konstante 2
$C_{1,RB2.Art}$	–	Konstante 1 für Randbedingung 2. Art
$C_{2,RB2.Art}$	–	Konstante 2 für Randbedingung 3. Art
$C_{1,RB3.Art}$	–	Konstante 1 für Randbedingung 3. Art
$C_{2,RB3.Art}$	–	Konstante 2 für Randbedingung 3. Art
c_{opt}	–	Optimierungskonstante
d	m	Durchmesser
d_{hyd}	m	hydraulischer Durchmesser
D	m	Durchmesser
D_{EK}	m	Durchmesser Einlasskanal
D_{AK}	m	Durchmesser Auslasskanal
D_i	mm	innerer Ventilsitzdurchmesser

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
E_{kin}	J	kinetische Energie
$E_{kin,diss}$	J	dissipierte kinetische Energie
E_{WSS}	J	Energieeintrag durch Wärmespeichersystem
$E_{WSS,netto}$	J	Netto-Energieeintrag durch Wärmespeichersystem
Eu	–	Euler-Zahl
Gr	–	Grashof-Zahl
h_L	J/kg	spezifische Enthalpie der Luft
h_v	mm	Ventilhub
H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
\dot{H}	W	Enthalpiestrom
\dot{H}_{Abgas}	W	Enthalpiestrom des Abgases
\dot{H}_{Luft}	W	Enthalpiestrom der Luft
k	J/kg	kinetische Energiedichte
k	W/m ² K	Wärmedurchgangskoeffizient
k_0	W/m ² K	Wärmedurchgangskoeffizient (Bezugsgröße)
L	m	Länge (physikalische Basisgröße)
L	m	Strömungsweg
L_1	m	Weg 1 (Integrationsvariable)
L_2	m	Weg 2 (Integrationsvariable)
\dot{m}_{Abgas}	kg/s	Abgasmassenstrom
\dot{m}_{Luft}	kg/s	Luftmassenstrom
$\dot{m}_{\ddot{O}l}$	kg/s	Motorölmassenstrom
\dot{m}_{KM}	kg/s	Kühlmittelmassenstrom
\dot{m}_{Krst}	kg/s	Kraftstoffmassenstrom
$\dot{m}_{Krst,Basis}$	kg/s	Kraftstoffmassenstrom in Basissimulation
$\dot{m}_{KM,HWT}$	kg/s	Kühlmittelmassenstrom durch Heizungswärmetauscher
$\dot{m}_{KM,HWTF}$	kg/s	Kühlmittelmassenstrom durch hinteren Heizungswärmetauscher
$\dot{m}_{KM,G\ddot{O}K}$	kg/s	Kühlmittelmassenstrom durch Getriebeölkühler
\dot{m}_L	kg/s	Luftmassenstrom
m_{Fzg}	kg	Fahrzeugmasse
m_{Krst}	kg	Kraftstoffmasse
m_L	kg	Luftmasse
M	kg	Masse (physikalische Basisgröße)
n_{Mot}	1/min	Motordrehzahl
Nu	–	Nusselt-Zahl
Nu_{EK}	–	Nusselt-Zahl im Einlasskanal
Nu_{AK}	–	Nusselt-Zahl im Auslasskanal
p	bar	Druck
p_{mi}	bar	innerer Mitteldruck
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
p_{mr}	bar	Reibmitteldruck

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$p_{mr,ohneNA}$	bar	Reibmitteldruck ohne Nebenaggregate
$p_{mr,mitNA}$	bar	Reibmitteldruck mit Nebenaggregate
p_{Zyl}	bar	Zylinderdruck
P	W	Leistung
P_{eff}	kW	effektive Leistung
P_{eFSH}	W	elektrische Leistung der Frontscheibenheizung
P_{el}	W	elektrische Leistung
P_{PTC}	W	elektrische Leistung der PTC-Elemente
P_{Reib}	W	Reibleistung
$P_{Reib,Kolben\leftrightarrow ZW}$	W	Reibleistung zwischen Kolben und Zylinderwand
Pe	–	Péclet-Zahl
Pr	–	Prandtl-Zahl
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
\dot{q}_s	W/m ²	Strahlungswärmestromdichte
\dot{q}_S	W/m ²	solare Wärmestromdichte
Q_B	J	Verbrennungswärme
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{Q}_W	W	Wandwärmestrom
\dot{Q}_S	W/m ³	volumetrische Wärmeleistung
\dot{Q}_{ab}	W	abgeführter Wärmestrom
\dot{Q}_{zu}	W	zugeführter Wärmestrom
\dot{Q}_{EK}	W	Wärmestrom am Einlasskanal
\dot{Q}_{AK}	W	Wärmestrom am Auslasskanal
\dot{Q}_{HWT}	W	übertragener Wärmestrom am Heizungswärmetauscher
\dot{Q}_{KM}	W	Kühlmittelwärmestrom
$\dot{Q}_{Öl}$	W	Ölwärmestrom
\dot{Q}_{Konv}	W	konvektiver Wärmestrom
\dot{Q}_{OF}	W	Oberflächenwärmestrom
\dot{Q}_{max}	W	maximaler Wärmestrom
$\dot{Q}_{Strahlung}$	W	Wärmestrom infolge Strahlung
\dot{Q}_{Umg}	W	Wärmestrom zur Umgebung
\dot{Q}_{WSS}	W	zugeführter Wärmestrom des Wärmespeichersystems
$\dot{Q}_{WSS,max}$	W	maximal zugeführter Wärmestrom des Wärmespeichersystems
r_0	J/kg	Verdampfungsenthalpie des Wassers
Re	–	Reynolds-Zahl
Re_D	–	Reynolds-Zahl bezogen auf Durchmesser
s	–	komplexer Frequenzparameter
St	–	Stanton-Zahl
t	s	Zeit

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
t_{ASP}	ms	Dauer eines Arbeitsspieles
t_{ZV}	ms	Zündverzugszeit
T	s	Zeit (physikalische Basisgröße)
T	K	Temperatur
T_3	K	Abgastemperatur vor Turbine
$T_{Abgas,AV}$	°C	Abgastemperatur am Auslassventil
T_{EK}	°C	Temperatur des Einlasskanals
T_{AK}	°C	Temperatur des Auslasskanals
T_{Basis}	K	Basistemperatur
T_{Gas}	K	Gastemperatur
T_F	°C	Fluidtemperatur
T_{init}	K	Initialtemperatur
T_{IR}	°C	mittlere Innenraumtemperatur
T_{KM}	°C	Kühlmitteltemperatur
$T_{KM,n.WaPu}$	°C	Kühlmitteltemperatur nach Wasserpumpe
$T_{KM,ein}$	°C	Eintrittstemperatur des Kühlmittels
$T_{L,n.HWT}$	°C	Lufttemperatur nach Heizungswärmetauscher
$T_{Öl,n.MÖK}$	°C	Motoröltemperatur nach Motorölkühler
T_{OF}	°C	Oberflächentemperatur
$T_{Luft,SR}$	°C	Lufttemperatur im Saugrohr
$T_{L,n.Lü}$	°C	Lufttemperatur nach Lüfter
T_{ZK}	°C	Temperatur des Zylinderkopfes
$T_{ZK,AK}$	°C	Temperatur des Auslasskanals
T_{ZKG}	°C	Temperatur des Zylinderkurbelgehäuses
T_{Luft}	°C	Lufttemperatur
$T_{Öl}$	°C	Motoröltemperatur
$T_{Struktur}$	°C	Strukturtemperatur
$T_{Scheibe}$	°C	Scheibentemperatur
T_W	°C	Wandtemperatur
$T_{Wand,aussen}$	°C	Wandtemperatur an der Außenseite
$T_{Wand,innen}$	°C	Wandtemperatur an der Innenseite
$T_{W,i}$	°C	Wandtemperatur an der Innenseite
$T_{W,R}$	°C	Wandtemperatur in Rohrströmung
$T_{W,IR}$	°C	Wandtemperatur des Fahrzeuginnenraums
T_{Zyl}	K	Gastemperatur im Zylinder
T_{∞}	K	Freistromtemperatur
u	m/s	Geschwindigkeit
u	J/kg	spezifische innere Energie
u_W	m/s	Strömungsgeschwindigkeit an der Wand
u_{∞}	m/s	Freistromgeschwindigkeit
U	m	Umfang
U	J	Innere Energie

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
v	m/s	Geschwindigkeit
v	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
v_{Fzg}	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{max}	km/h	maximale Fahrzeuggeschwindigkeit
V_{Zyl}	m ³	Zylindervolumen
\dot{V}_{AGRK}	l/min	Volumenstrom durch Abgasrückführungskühler
\dot{V}_{KM}	l/min	Kühlmittelvolumenstrom
$\dot{V}_{HWT,vorne}$	l/min	Volumenstrom durch vorderen Heizungswärmetauscher
$var_{\alpha,W}$	–	Variationsparameter Wandwärmeübergangskoeffizient
$var_{T,W}$	–	Variationsparameter Wandtemperatur
$var_{\alpha,KM}$	–	Variationsparameter Wärmeübergangskoeffizient des Kühlmittels
$var_{\alpha,AK}$	–	Variationsparameter Wärmeübergangskoeffizient im Auslasskanal
$var_{\dot{m},KM}$	–	Variationsparameter Kühlmittelmassenstrom
$var_{\alpha,OF}$	–	Variationsparameter Wärmeübergangskoeffizient an der Motoroberfläche
var_{pmr}	–	Variationsparameter der Reibleistung
v_{Strahl}	m/s	Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes aus der Düse
\dot{W}	W/m ³	Leistungsdichte einer Wärmequelle
W_{KA}	J	Kolbenarbeit
x	kgw/kg _{tr.L}	Wasserbeladung
x_{in}	kgw/kg _{tr.L}	Wasserbeladung am Eintritt
x_{out}	kgw/kg _{tr.L}	Wasserbeladung am Austritt
Z	–	Betriebscharakteristik
Z_{gesamt}	–	Gesamt-Betriebscharakteristik

Abkürzungen und Indizes

Abkürzung	Bezeichnung
∇	Nabla-Operator
Δ	Laplace-Operator
ab	abgeführt
AGR	Abgasrückführung
AGRK	Abgasrückführungskühler
AK	Auslasskanal
AÖ	Auslass öffnet
ASP	Arbeitsspiel
ATP	Austrittstemperaturpotenzial
CAD	Computer Aided Design

Abkürzung	Bezeichnung
CFD	Computational Fluid Dynamics
D	Durchmesser
div	Divergenz
eFSH	elektrische Frontscheibenheizung
EK	Einlasskanal
ES	Einlass schließt
ETD	Eintrittstemperaturdifferenz
FEM	Finite-Elemente-Methode
Fzg	Fahrzeug
GÖK	Getriebeölkühler
grad	Gradient
HV-PTC	Hochvolt - Positive Temperature Coefficient
HWK	Hauptwasserkühler
HWT	Heizungswärmetauscher
hyd	hydraulisch
init	Initial
IR	Innenraum
IRFZ	Innerstädtischer Realfahrzyklus
k	Anzahl der wandnahen Zellen
kin	kinetisch
KM	Kühlmittel
KM	Kühlmittel
KO	Kolben
Konv	Konvektion
korr	korrigiert
Krst	Kraftstoff
MÖK	Motorölkühler
NA	Nebenaggregate
NEFZ	Neue Europäische Fahzyklus
OF	Oberfläche
opt	optimal
PID	Proportional-Integral-Differential
PKW	Personenkraftwagen
PTC	Positive Temperature Coefficient
RB	Randbedingung
S	Anzahl der Schnittstellen in Co-Simulation
SUV	Sport Utility Vehicle
Th	Thermostat
turb	turbulent
Umg	Umgebung
var	Variationsparameter
VDA	Verband der Automobilindustrie

Nomenklatur

Abkürzung	Bezeichnung
VT	Ventiltrieb
W	Wand
WaPu	Wasserpumpe
WSS	Wärmespeichersystem
ZK	Zylinderkopf
ZKG	Zylinderkurbelgehäuse
ZOT	oberer Totpunkt der Zündung
zu	zugeführt
ZV	Zündverzug
ZW	Zylinderwand
Zyl	Zylinder

1 Einleitung

Vor dem Hintergrund einer stetig steigenden CO_2 -Konzentration in der Atmosphäre und der Endlichkeit fossiler Energieträger bei gleichzeitig weltweit steigendem Bedürfnis nach individueller Mobilität stehen die Automobilhersteller in der Pflicht, weitere Technologien zur Reduzierung des Fahrzeugenergiebedarfs zu entwickeln. Eine Möglichkeit stellt dabei die Steigerung der Energieeffizienz in der Warmlaufphase dar, zumal in der Bundesrepublik Deutschland zwei Drittel aller Fahrten im motorisierten Individualverkehr eine geringere Fahrtstrecke als 10 km aufweisen [67].

Für einen realen, innerstädtischen Fahrzyklus zeigt Abbildung 1.1 (links) den kumulierten Kraftstoffverbrauch eines Pkw bei verschiedenen Start- und Umgebungstemperaturen. Der geringste Kraftstoffverbrauch wird in diesem Vergleich erzielt, wenn das Fahrzeug bei einer Umgebungstemperatur von $+20^\circ\text{C}$ im betriebswarmen Zustand den Zyklus durchfährt. Wird die Fahrt bei der gleichen Umgebungstemperatur unter Kaltstartbedingungen wiederholt, führt dies zu einem um insgesamt 15.5 % höheren Kraftstoffverbrauch. Dieser steigt bei einer Start- und Umgebungstemperatur von -20°C nochmals an. Im rechten Diagramm ist dazu die relative Zunahme des Kraftstoffverbrauchs im Falle eines Kaltstarts in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt. Dieser prozentuale Kaltstartmeherverbrauch stellt gleichzeitig das theoretische Kraftstoffreduktionspotenzial in der Warmlaufphase dar.

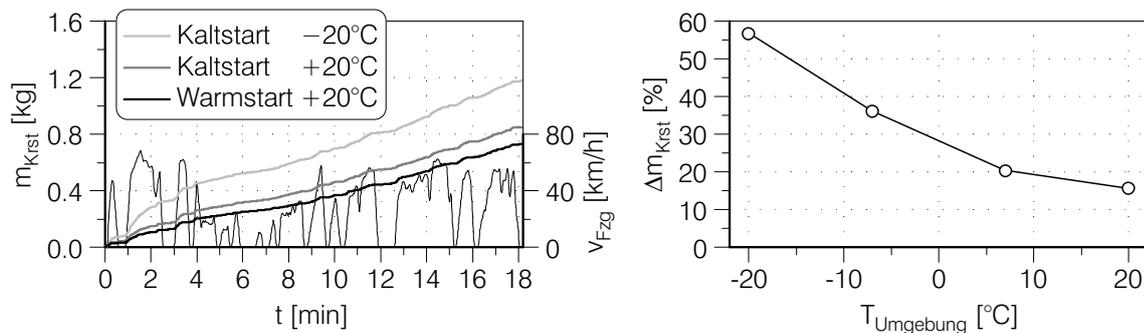


Abbildung 1.1: Einfluss der Start- und Umgebungstemperatur auf den Kraftstoffverbrauch in einem innerstädtischen Fahrzyklus

Mit Blick auf den dargestellten Kraftstoffmeherverbrauch muss ergänzt werden, dass während der Warmlaufphase die Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums gänzlich außer Acht gelassen wurde. Die benötigte Heizleistung zur Erwärmung der Fahrgastzelle

steigt jedoch mit sinkenden Umgebungstemperaturen und kann durchaus in niedrigeren Lastbereichen die benötigte Radantriebsleistung [107] deutlich übertreffen. Demzufolge ist im realen Fahrzeugbetrieb eine weitere Erhöhung des Kaltstartmeherverbrauchs zu erwarten. Dies kann einerseits darauf zurückgeführt werden, dass die Wärmeabnahme am Heizungswärmetauscher die Aufheizung des Verbrennungsmotors retardiert und andererseits elektrische Zuheizmaßnahmen zur Steigerung des Insassenkomforts sowie zur schnelleren Enteisung der Scheiben eingesetzt werden.

Der standardisierte Zertifizierungszyklus zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Pkw in Europa ist der seit 1996 gültige Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ). Seit geraumer Zeit steht dieses Verfahren zur Ermittlung des Fahrzeugenergiebedarfs insbesondere deshalb in der Kritik [106], weil die Start- und Umgebungstemperaturen zwischen $+20^{\circ}\text{C}$ und $+30^{\circ}\text{C}$ betragen [63] und dabei weder der erforderliche Energiebedarf zur Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums noch andere elektrische Verbraucher erfasst werden. Diese Tatsache erschwert den Vergleich hinsichtlich des realen Gesamtenergiebedarfs nicht nur zwischen rein verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen, sondern insbesondere mit teilelektrifizierten und batterieelektrischen Fahrzeugen. Dabei stellt die Entwicklung motorunabhängiger Beheizungskonzepte für alternative Fahrzeugantriebe nach derzeitigem Stand der Technik eine große Herausforderung dar [9, 40, 59], da der Wegfall der im Motorkühlmittel zur Verfügung stehenden Wärme gänzlich kompensiert werden muss.

Numerische Methoden zur Auslegung von Kühlkreisläufen unter stationären Bedingungen sind schon vor geraumer Zeit entwickelt worden [110] und gegenwärtig ein unerlässliches Werkzeug im industriellen Entwicklungsumfeld. In den letzten Jahren ist jedoch die Notwendigkeit einer Gesamtfahrzeugbetrachtung gestiegen, da die Komplexität der Teilsysteme zugenommen hat und gleichzeitig die Wechselwirkungen zwischen diesen immer mehr in den Fokus rücken. Dabei wird das Ziel verfolgt, im Rahmen einer virtuellen Vorerprobung die einzelnen thermischen Systeme im instationären Betrieb so zu kombinieren, dass der Warmlauf im realen Kundenbetrieb möglichst energieeffizient abläuft. Gleichzeitig muss der thermische Komfort im Fahrzeuginnenraum stets gewährleistet werden. Dieser Sachverhalt führt aus der Sicht einzelner Systeme zu konträren Zielsetzungen. So kann die Frage, ob die verbrennungsmotorische Abwärme ausschließlich für einen beschleunigten Motorwarmlauf genutzt, gänzlich der Aufheizung des Fahrzeuginnenraums zur Verfügung gestellt oder anteilig über einen Wärmetauscher dem Getriebeöl zugeführt werden soll, nur aus Gesamtfahrzeugsicht in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen beantwortet werden. Mit der Vielfalt möglicher Untersuchungen und interagierender Teilsysteme steigt der Nutzen eines thermischen Gesamtfahrzeugmodells. Dieses kann zur Erhöhung des Systemverständnisses beitragen und dadurch die Anzahl von zeit- und kostenintensiven Fahrzeugversuchen reduzieren. Des Weiteren erlaubt die Gesamtfahrzeugsimulation eine sehr hohe Reproduzierbarkeit, die mit einem Fahrzeugversuch schwer zu erreichen ist [54]. Dies ist insbesondere

dann von Interesse, wenn Einzelmaßnahmen mit geringen CO₂-Reduktionspotenzialen untersucht werden. Daraus geht gleichzeitig hervor, dass Simulationsmodelle einen sehr hohen Anspruch an die Ergebnisgenauigkeit genügen müssen.

Insgesamt kann festgehalten werden, dass für die Bewertung vieler Maßnahmen im Bereich des Thermomanagements, die scheinbar nur ein Subsystem betreffen, das Gesamtsystem für eine fundierte Aussage herangezogen werden muss. Als Folge ist eine autarke Bewertung von Einzelsystemen kaum noch sinnvoll, was auf die komplexe Interaktion verschiedener Systeme zurückgeführt werden kann.

Als anschauliches Beispiel sei die im Zylinderkopf integrierte Abgaskühlung mit einem wassergekühlten Abgaskrümmern aufgeführt. Diese Maßnahme geht mit Verbrauchsvorteilen einher, da einerseits die Volllastanfettung auf ein Minimum reduziert werden kann und andererseits die Warmlaufphase des Verbrennungsmotors verkürzt wird. Für eine ganzheitliche Systembewertung ist die Quantifizierung dieser Vorteile jedoch nicht ausreichend. Zusätzlich bedarf es einer Untersuchung, welchen Einfluss eine etwaige Vergrößerung des Kühlluft Eintritts und damit einhergehenden Anhebung des Luftwiderstandbeiwertes hat. Darüber hinaus muss aufgrund der lokal sehr hohen Temperaturen im Zylinderkopf die Kühlmittelzirkulation beim Abstellen des Fahrzeugs nach einer Volllastfahrt sichergestellt werden. Dazu muss im Kühlkreislauf die Leistungsaufnahme des Kühlerlüfterpakets sowie einer elektrisch betriebenen Zusatzwasserpumpe berücksichtigt werden. Schließlich muss, unabhängig von der momentanen Leistungsaufnahme parasitärer Verbraucher, das zusätzliche Gewicht des modifizierten Kühlkreislaufs (Pumpe, Ventile, Verschlauchungen) stets in die Energieeffizienzbewertung Eingang finden. Das aufgeführte Beispiel belegt, dass die Gesamtsystemanalyse unter Einbeziehung aller relevanten Systeme einschließlich ihrer Steuer- und Regelungsorgane ein wichtiges und zukunftssträchtiges Werkzeug für die Erschließung weiterer CO₂-Reduktionspotenziale in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses darstellt.

An diese Aussage knüpft die vorliegende Arbeit an, deren Schwerpunkt in der Modellierung aller relevanten thermischen Systeme sowie der Abbildung der physikalischen Interaktionen zwischen den modellierten Systemen liegt. Unter Verwendung der Methode der Co-Simulation soll ein thermisches Modell des Verbrennungsmotors sowie des Gesamtfahrzeugs entwickelt werden. Dieses Modell soll die Anforderung erfüllen, aus unterschiedlichen Umgebungstemperaturen (-20 °C bis $+20\text{ °C}$) den instationären Betrieb berechnen zu können, ohne dass eine starttemperaturabhängige Modellanpassung erfolgen muss. Die vorliegende Arbeit gliedert sich wie folgt:

Zunächst werden in **Kapitel 2** die für diese Arbeit relevanten Grundlagen zur Simulation thermischer Systeme diskutiert.

Kapitel 3 gibt nach einer kurzen Vorstellung der Modellarchitektur des virtuellen Fahrzeugs einen detaillierten Überblick über die Modellierung der wichtigsten Teilsysteme. Beginnend mit der Darstellung des Motorprozesses resultiert aus der kurbel-

winkelaufgelösten, einspritzratenbasierten Berechnung der Wärmefreisetzungsrates die Berechnung des Wandwärmestroms. Dieser Wert wird gemeinsam mit den berechneten Wärmeströmen in den Ein- und Auslasskanälen des Zylinderkopfes an das Motorstrukturmodell übergeben, in dem die Temperaturberechnung der einzelnen Motorbereiche erfolgt. Es werden mehrere Ansätze zur Modellierung der Zylinderwandtemperatur mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden erarbeitet und gegenübergestellt. Des Weiteren wird die Modellierung der Kreisläufe für das Motoröl und das Kühlmittel vorgestellt. Die Modellierung des Kühlmittelkreislaufs gliedert sich dabei in dessen hydraulische und thermische Eigenschaften, die zunächst unter Anwendung der dreidimensionalen Strömungssimulation untersucht werden. Im Anschluss werden die daraus gewonnenen Erkenntnisse mit Ähnlichkeitstheoretischen Grundsatzüberlegungen auf eindimensionale Modelle reduziert. Daran anschließend wird auf die Modellierung der Motorraumdurchströmung eingegangen, bevor das Modell des Klimatisierungspfades und Fahrzeuginnenraums vorgestellt wird. Dieses Modell interagiert über den Heizungs-wärmetauscher mit dem Kühlkreislauf und berechnet aufgrund der dort übertragenen Wärmemenge den zeitlichen Verlauf der Innenraumtemperatur sowie die relative Luftfeuchtigkeit. Im Anschluss wird auf den Antriebsstrang, die Motorreibung und die Nebenaggregate eingegangen, bevor das Kapitel mit einer kurzen Übersicht weiterer benötigter Teilmodelle schließt.

In **Kapitel 4** wird die Validierung des Gesamtfahrzeugmodells vorgestellt. Diese wird sowohl bei unterschiedlichen Umgebungs- bzw. Starttemperaturen als auch bei verschiedenen Fahrzyklen durchgeführt.

Die Kenntnis, inwieweit die Modellierungsgüte einzelner Teilsysteme das Warmlaufverhalten des Verbrennungsmotors sowie den Kraftstoffverbrauch beeinflussen, ist bei der Modellierung des Gesamtsystems von großem Interesse. Diese Fragestellung wird in **Kapitel 5** ausführlich diskutiert.

Schließlich werden in **Kapitel 6** zwei Thermomanagementmaßnahmen mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten thermischen Modell des Verbrennungsmotors und des Fahrzeugs analysiert und hinsichtlich ihres Einflusses auf das Warmlaufverhalten sowie den Gesamtenergiebedarf bewertet. Dabei handelt es sich zum einen um den Einfluss einer elektrisch beheizbaren Frontscheibe und zum anderen um die Auswirkungen eines Wärmespeichersystems in Abhängigkeit der Aufheizstrategie, des Fahrzyklus und der Umgebungsbedingungen.

2 Relevante Grundlagen zur Simulation thermischer Systeme

Die vorliegende Arbeit behandelt die Modellierung und numerische Simulation der relevanten Wärmequellen, Wärmesenken und Wärmeübergänge in ihren verschiedenen Formen innerhalb eines Personenkraftwagens mit verbrennungsmotorischem Antrieb. Daher soll dieses Kapitel zunächst einen grundlegenden Überblick der wesentlichen Wärmetransportmechanismen in ihrer allgemeinen Form geben.

In den verschiedensten Disziplinen der Natur- und Ingenieurwissenschaften kann die Nutzung dimensionsloser Kennzahlen nützlich sein, um komplexe Sachverhalte zu abstrahieren oder um Problemstellungen, für die keine exakte Lösungen existieren, mit Hilfe Ähnlichkeitstheoretischer Untersuchungen zu beschreiben. Dies wird in dem vorliegenden Kapitel näher erläutert. Ähnlichkeitstheoretische Überlegungen sind auch bei Problemstellungen im Bereich der Wärmeübertragung in Verbrennungsmotoren von großem Interesse und werden ebenfalls diskutiert.

Das Kapitel schließt mit einem kurzen Überblick über die verfügbaren Methoden zur gekoppelten Simulation mehrerer thermischer Systeme, die infolge ihrer Interaktion ein Gesamtsystem beschreiben. Der Fokus liegt dabei auf dem instationären Betrieb, so dass die Kopplung stets zeitsynchron ablaufen muss.

2.1 Wärmetechnische Grundlagen

Die Mechanismen der Wärmeübertragung sind bei der Simulation thermischer Systeme von grundlegender Bedeutung. Eine detaillierte Betrachtung der Wärmeübertragungsmechanismen ist deswegen unerlässlich. Wärmeübertragung bildet einen Überbegriff für das Zusammenwirken von Wärmeleitung, konvektivem Wärmeübergang und Wärmestrahlung. Diese Wärmetransportmechanismen werden in diesem Kapitel näher beschrieben.

Wärmeleitung

Wärmeleitung kann als ein Energietransport zwischen benachbarten Molekülen aufgrund eines im Material vorhandenen Temperaturgradienten verstanden werden [4]. In Festkörpern ist allein die Wärmeleitung für den Energietransport verantwortlich, wohingegen in strömenden Fluiden der Wärmetransport durch Konvektion überlagert wird. Der Energietransport in einem wärmeleitenden Material wird durch das Vektorfeld der Wärmestromdichte

$$\vec{q} = \vec{q}(\vec{x}, t) \quad (2.1)$$

beschrieben. Der Vektor der Wärmestromdichte an einem durch den Vektor \vec{x} gekennzeichneten Ort erfasst Stärke und Richtung des Energiestroms. Zusätzlich kann dieser von der Zeit t abhängig sein. Die Wärmestromdichte ist so definiert, dass für den Wärmestrom $d\dot{Q}$ durch ein beliebig orientiertes Flächenelement dA folgender Zusammenhang gilt [4]:

$$d\dot{Q} = \vec{q}(\vec{x}, t) \cdot \vec{n} dA = |\vec{q}| \cos \beta dA \quad (2.2)$$

wobei \vec{n} der Einheitsvektor in Richtung der Flächennormalen ist. Dabei bildet \vec{n} mit \vec{q} den Winkel β . Steht \vec{q} senkrecht auf dA ($\beta = 0$), so wird der Wärmestrom $d\dot{Q}$ am größten. Die Ursache des Energietransports sind Temperaturgradienten im Material. Die Temperatur ist sowohl vom Ort als auch von der Zeit abhängig. Aus der Gesamtheit der Temperaturen ergibt sich das Temperaturfeld folgendermaßen:

$$T = T(\vec{x}, t) \quad (2.3)$$

Zu einer bestimmten Zeit bilden alle Punkte des Körpers, deren Temperatur T identisch ist, eine Fläche. Diese Isotherme trennt Flächen mit einer höheren Temperatur von denen geringerer Temperatur. Die stärkste Temperaturänderung erfolgt dabei normal zu den Isothermen und ist durch den Temperaturgradienten $\text{grad } T$ gegeben. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 2.1 den Gradientenvektor, der senkrecht zur isothermen Fläche steht und in Richtung des stärksten Temperaturanstiegs zeigt.

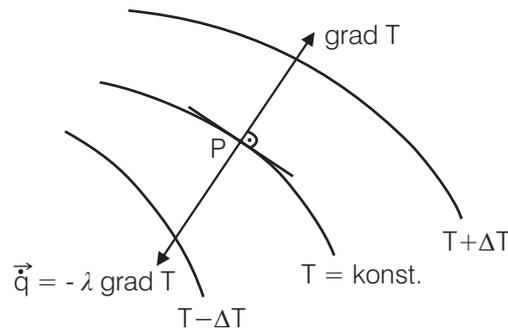


Abbildung 2.1: Punkt P auf der Isotherme $T = \text{const.}$ mit dem Temperaturgradienten $\text{grad } T$ und dem Vektor \vec{q} der Wärmestromdichte nach Gleichung 2.4 [4]

Aus experimentellen Grundlagenuntersuchungen geht hervor, dass die Temperaturgradienten als Ursache der Wärmeströme angesehen werden können und ein linearer Zusammenhang zwischen dem Temperaturgradienten und der Wärmestromdichte besteht:

$$\vec{q} = -\lambda \operatorname{grad} T \quad (2.4)$$

Dabei stellt die von der Temperatur und dem Druck abhängige Wärmeleitfähigkeit $\lambda = \lambda(T, p)$ die Proportionalitätskonstanten dar.

Gleichung 2.4 beschreibt das von J. B. Fourier angegebene Grundgesetz der Wärmeleitung und wird deshalb Fourier-Gleichung genannt. Wie Abbildung 2.1 verdeutlicht, zeigt der Vektor der Wärmestromdichte in entgegengesetzter Richtung zum Temperaturgradientenvektor. Die Ursache hierfür ist, dass sich positive Wärmeströme gemäß des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik bei negativen Temperaturgradienten einstellen [47]. Dieser Zusammenhang wird in Gleichung 2.4 durch das negative Vorzeichen berücksichtigt. Der Wärmestrom $d\dot{Q}$ durch ein beliebig orientiertes Flächenelement dA kann unter Berücksichtigung der Gleichungen 2.2 und 2.4 wie folgt beschrieben werden [4]:

$$d\dot{Q} = -\lambda (\operatorname{grad} T) \vec{n} dA = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} dA \quad (2.5)$$

Gemäß Abbildung 2.1 bedeutet $\frac{\partial T}{\partial n}$ die Ableitung von T in Richtung der Normalen des Flächenelements. Da $(\operatorname{grad} T) \vec{n}$ ein Skalarprodukt darstellt, ist auch \dot{Q} eine skalare Größe.

Um nach Gleichung 2.3 die zeitliche und örtliche Verteilung des Temperaturfeldes in einem Körper zu bestimmen, muss eine partielle Differentialgleichung hergeleitet und anschließend gelöst werden. Angelehnt an Abbildung 2.2 wird dafür der erste Hauptsatz der Thermodynamik auf einen wärmeleitenden Körper beliebiger Größe angewendet.

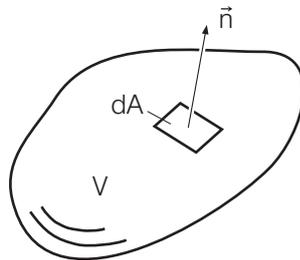


Abbildung 2.2: Wärmeleitender Körper mit dem Volumen V , dem Oberflächenelement dA und dem Normalenvektor \vec{n} [4]

Aus der Anwendung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für den Körper ergibt sich folgende Leistungsbilanz:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}(t) + P(t) \quad (2.6)$$

Sie beschreibt die zeitliche Änderung der inneren Energie des Körpers in Abhängigkeit des Wärmestroms \dot{Q} und der Leistung P , die über die Systemgrenzen in das System gelangen bzw. das System verlassen. Die zeitliche Änderung der inneren Energie kann auch wie folgt beschrieben werden:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{(V)} \rho u \, dV \quad (2.7)$$

Die spezifische innere Energie u hängt von der Temperatur des wärmeleitenden Körpers ab und kann wie folgt mit der temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazität $c(T)$ beschrieben werden:

$$du = c(T) \, dT \quad (2.8)$$

Folglich ergibt sich für die zeitliche Änderung der inneren Energie eines inkompressiblen Körpers folgender Zusammenhang:

$$\frac{dU}{dt} = \rho \int_{(V)} c(T) \frac{\partial T}{\partial t} \, dV \quad (2.9)$$

Der über die Körperoberfläche hineinfließende Wärmestrom wird durch die Integration der differentiellen Wärmeströme nach Gleichung 2.5 über die differentiellen Flächenelemente dA berechnet. Darüber hinaus kann das Oberflächenintegral gemäß des Gauß'schen Integralsatzes [2, 11] durch das Volumenintegral der Divergenz von $\lambda(T) \operatorname{grad} T$ beschrieben werden:

$$\dot{Q} = - \int_{(A)} \vec{q} \vec{n} \, dA = - \int_{(V)} \operatorname{div} \vec{q} \, dV \quad (2.10)$$

Um eintretende Wärmeströme als positiv zu definieren, wird in Gleichung 2.10 ein negatives Vorzeichen eingefügt. Durch den nach außen zeigenden Normalenvektor \vec{n} und den nach innen zeigenden Vektor der Wärmestromdichte \vec{q} ergibt sich ein negatives Skalarprodukt $\vec{q} \vec{n}$.

Die Leistung $P(t)$, die nach Gleichung 2.6 dem Körper zugeführt wird, besteht aus zwei Anteilen. Ein Anteil bewirkt eine Volumenänderung des Körpers und kann für inkompressible Körper vernachlässigt werden. Der zweite Anteil berücksichtigt Wärmequellen, die dem Körper Energie zuführen. Die Energiezufuhr kann hierbei elektrisch, durch Wärmestrahlung oder durch exotherme, chemische Reaktionen innerhalb des Festkör-

pers erfolgen. Mit der auf das Körpervolumen bezogenen Leistung, der Leistungsdichte \dot{W} , ergibt sich für $P(t)$:

$$P = \int_{(V)} \dot{W}(T, \vec{x}, t) dV \quad (2.11)$$

Das Einsetzen der Gleichungen 2.9, 2.10 und 2.11 in die Leistungsbilanz des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik nach Gleichung 2.6 führt schließlich zu:

$$\int_{(V)} \left[\rho c(T) \frac{\partial T}{\partial t} + \operatorname{div} \vec{q} - \dot{W}(T, \vec{x}, t) \right] dV = 0 \quad (2.12)$$

Dieses Volumenintegral verschwindet, wenn der Integrand selbst gleich Null ist. Man erhält

$$\rho c(T) \frac{\partial T}{\partial t} = -\operatorname{div} \vec{q} + \dot{W}(T, \vec{x}, t) \quad (2.13)$$

und nach Ersetzen der Wärmestromdichte mit der Fourier-Gleichung 2.4 folgt

$$\rho c(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \operatorname{div}[\lambda(T) \operatorname{grad} T] + \dot{W}(T, \vec{x}, t) \quad (2.14)$$

als die Differentialgleichung für das Temperaturfeld des in Abbildung 2.2 definierten Körpers. Wärmequellen sind dabei durch ihre Leistungsdichten \dot{W} berücksichtigt [4].

Das Lösen dieser inhomogenen, partiellen Differentialgleichung zweiter Ordnung mit analytischen Methoden ist in vielen Fällen sehr aufwendig und in manchen Fällen gar unmöglich. Insbesondere die Wahl der Anfangs- und Randbedingungen muss dem jeweiligen Anwendungsfall entsprechen. Carslaw und Jaeger [13] beschreiben analytische Lösungen der Wärmeleitungsgleichung für wichtige Anwendungsfälle sehr detailliert. Für sehr komplexe Anwendungsfälle jedoch haben sich derweil numerische Lösungsverfahren durchgesetzt. Durch vereinfachende Annahmen lässt sich die Wärmeleitungsgleichung auf spezielle Problemstellungen reduzieren. Hierdurch ergeben sich angepasste Differentialgleichungen, die sowohl analytisch als auch numerisch einfacher zu lösen sind. Beispiele einfacher Anwendungsfälle sind:

1. konstante Stoffeigenschaften
2. das Fehlen von Wärmequellen: $\dot{W} = 0$
3. stationäre Temperaturfelder: $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$
4. geometrisch eindimensionaler Wärmefluss

Die Anwendungsfälle 1., 2. und 4. vereinfachen die Wärmeleitungsgleichung zu

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.15)$$

wobei $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ die Temperaturleitfähigkeit beschreibt. Diese Darstellung der Wärmeleitungsgleichung ermöglicht eine anschauliche Deutung des instationären Temperaturverlaufs in einem Körper. Die zeitliche Änderung an einer bestimmten Stelle wird mit der Krümmung des Temperaturverlaufs in der Umgebung dieser Stelle verknüpft.

Im Falle der stationären Wärmeleitung verschwindet der zeitabhängige Term $\frac{\partial T}{\partial t}$ der Wärmeleitungsgleichung 2.14. Die zusätzliche Annahme fehlender Wärmequellen und konstanter Stoffeigenschaften führt zu

$$\operatorname{div}[\operatorname{grad} T] = \nabla^2 T = \Delta T = 0 \quad (2.16)$$

mit Δ als dem Laplace-Operator. Gleichung 2.16 lässt sich auf verschiedene Geometrien anwenden. Zwei sehr häufig vorkommende Geometrien sind die ebene Wand und die Zylindergeometrie, die beide eindimensionale Anwendungsfälle darstellen.

Zur Beschreibung der Wärmeleitung in einem Körper wurden in diesem Abschnitt die entsprechenden Differentialgleichungen hergeleitet. Unabhängig vom Lösungsverfahren dieser Gleichungen sind Randbedingungen notwendig, die wiederum stark von der Umgebung des Körpers geprägt werden. Dazu ist die Kenntnis eines weiteren Wärmeübertragungsmechanismus von großer Bedeutung. Dieser wird im folgenden Kapitel näher vorgestellt.

Konvektiver Wärmeübergang

Wärmeübertragung durch Konvektion kommt immer dann zustande, wenn sich zwei Medien unterschiedlicher Temperatur relativ zueinander bewegen. In solch einem Fall kommt es zum Wärmeaustausch zwischen beiden Medien. Der sich dabei einstellende Wärmestrom hängt von den Stoffeigenschaften und Strömungszuständen beider Medien ab. Der Mechanismus des konvektiven Wärmeübergangs kann anschaulich am Beispiel eines an einer Wand entlangströmenden Fluides erläutert werden. Nach [47] wird der Energietransport vom Fluid zur begrenzenden Wand nicht mehr allein von der Wärmeleitung übernommen. Nur in unmittelbarer Nähe der Wand, bedingt durch die Haftbedingung, kann der Wärmestrom wie bisher nach Gleichung 2.4

$$\dot{Q} = -A \lambda_F \left(\frac{dT}{dx} \right)_W \quad (2.17)$$

durch den Temperaturgradienten im Fluid und die Wärmeleitfähigkeit des Fluides λ_F beschrieben werden. Dabei hängt der Temperaturgradient im Fluid direkt von seiner Geschwindigkeitsverteilung an der Wand ab. Eine rein theoretische Ermittlung ist nur durch Lösung der Erhaltungsgleichungen für Energie, Impuls und Masse möglich. Auf

Grund des damit verbundenen Aufwands wird oft der phänomenologische Newton'sche Ansatz für den konvektiven Wärmeübergang

$$\dot{Q} = A \alpha (T_W - T_F) \quad (2.18)$$

verwendet, wobei α der Wärmeübergangskoeffizient ist. Durch Gleichsetzen der Gleichungen 2.17 und 2.18 ergibt sich die Definition des Wärmeübergangskoeffizienten gemäß [52] zu:

$$\alpha = \frac{-\left(\lambda \frac{dT}{dx}\right)_W}{(T_W - T_F)} \quad (2.19)$$

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bedarf somit der Kenntnis des Temperaturgradienten des Fluides an der Körperoberfläche.

Es existieren grundsätzlich zwei Methoden zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs. Zum einen führt die Lösung der Erhaltungsgleichungen für Energie und Impuls sowie der Kontinuitätsgleichung auf das Temperaturfeld im Fluid und damit auf den Temperaturgradienten an der Wandoberfläche. Der Wärmestrom kann in diesem Fall unter Zuhilfenahme der Gleichung 2.17 berechnet werden. Die zweite Möglichkeit zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs beruht auf der Anwendung der Ähnlichkeitstheorie. Hierbei wird auf empirisch ermittelte Korrelationen zurückgegriffen, die sich aus Versuchsergebnissen ergeben. Auf deren Basis können die funktionalen Zusammenhänge dimensionsloser Kennzahlen ermittelt werden. In diesem Fall berechnet sich der Wärmestrom gemäß Gleichung 2.18. In der Praxis kommen, in Abhängigkeit des Anwendungsfalls, beide Methoden zum Einsatz. Diese werden im Folgenden kurz erläutert.

Erhaltungsgleichungen

Das Strömungs- und Temperaturfeld einer dreidimensionalen Strömung kann nur durch die Bestimmung des Geschwindigkeitsvektors \vec{v} , der Temperatur T , des Drucks p sowie der Stoffeigenschaften Dichte ρ , dynamische Viskosität η und Wärmeleitfähigkeit λ gelöst werden. Da diese Größen voneinander abhängen, müssen die Erhaltungsgleichungen simultan gelöst werden [47]. Im Folgenden werden die Erhaltungsgleichungen in vektorieller Schreibweise und in allgemeiner Form dargestellt. Sie können jedoch durch entsprechende Koordinatentransformationen in kartesischen, zylindrischen und Kugelkoordinaten beschrieben werden.

Nach [48] ergibt sich für ein infinitesimal kleines Volumen die allgemeine Form der Erhaltungsgleichung einer Systemgröße X zu:

$$\frac{\partial(\rho X)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} X) = \text{Weitere Terme} \quad (2.20)$$

dabei ist $\frac{\partial(\rho X)}{\partial t}$ die zeitliche Änderung im Kontrollvolumen und $\nabla(\rho \vec{v} X)$ der Fluss über die Kontrollvolumengrenzen. Für $X = 1$ ergibt sich die *Kontinuitätsgleichung*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.21)$$

die sich für inkompressible Fluide wie folgt vereinfacht:

$$\nabla \vec{v} = 0 \quad (2.22)$$

Aus der allgemeinen Formulierung der Erhaltungsgleichung für $X = \vec{v}$ ergibt sich die *Impulserhaltungsgleichung*:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla(\rho [\vec{v} \otimes \vec{v}]) = -\nabla p + \nabla \tau + \rho \vec{f} \quad (2.23)$$

Der Term $[\vec{v} \otimes \vec{v}]$ stellt dabei das dyadische Produkt [2] der Geschwindigkeitsvektoren dar. Weiterhin stehen $-\nabla p$ für die Druckkraft, $\nabla \tau$ für die Reibungskraft und $\rho \vec{f}$ für die äußeren Feldkräfte. Dabei kennzeichnen τ und \vec{f} den Reibungstensor bzw. den Beschleunigungsvektor des äußeren Feldes, im einfachsten Fall die Gravitation.

Um aus der allgemeinen Form der Erhaltungsgleichung die *Energieerhaltungsgleichung* zu erhalten, muss für die Systemgröße $X = u$ gesetzt werden. Hierbei stellt u die spezifische innere Energie im Kontrollvolumen dar. Es ergibt sich für die Erhaltung der Energie

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla(\rho u \vec{v}) = -p \nabla \vec{v} + \tau \cdot [\nabla \otimes \vec{v}] - \nabla \vec{q} + \dot{Q}_s \quad (2.24)$$

wobei $\tau \cdot [\nabla \otimes \vec{v}]$ die Rate irreversibler Umwandlungsvorgänge (Dissipation), $-\nabla \vec{q}$ die Fourier'sche Wärmeleitung im Kontrollvolumen (Gleichung 2.4) und \dot{Q}_s die von einer Quelle zugeführte Wärmeleistung repräsentiert. Des Weiteren stellt $\tau \cdot [\nabla \otimes \vec{v}]$ das Skalarprodukt zwischen Trägheitstensor und dem dyadischen Produkt zwischen Nabla-Operator und Geschwindigkeitsvektor dar [2]. Oftmals wird die Energieerhaltungsgleichung in Abhängigkeit der spezifischen Enthalpie h angegeben. Mit der Definition der Enthalpie $h = u + \frac{p}{\rho}$ [3, 53] ergibt sich die Energieerhaltungsgleichung zu:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla(\rho h \vec{v}) = \frac{\partial p}{\partial t} + \vec{v} \nabla p + \tau \cdot [\nabla \otimes \vec{v}] - \nabla \vec{q} + \dot{Q}_s \quad (2.25)$$

Die vorgestellten Erhaltungsgleichungen 2.21, 2.23 und 2.25 bilden ein System von gekoppelten partiellen Differentialgleichungen. Die Lösung dieses Systems ist nur numerisch möglich. Bei sehr komplizierten Geometrien und Randbedingungen werden selbst die Grenzen moderner Berechnungsverfahren erreicht. Aus diesem Grund wird versucht, die Gleichungen in Abhängigkeit des zugrunde liegenden Anwendungsfalls zu vereinfachen.

Ein großer Teil technischer Strömungen kann der Gruppe der Grenzschichtströmungen zugeordnet werden. Die hierfür abgeleiteten Grenzschichtgleichungen ergeben sich aus einer Größenordnungsabschätzung der Einzelterme der vollständigen Erhaltungsgleichungen. Diese Abschätzung basiert auf den Geschwindigkeits- und Temperaturprofilen, die sich in einer Grenzschichtströmung einstellen. Abbildung 2.3 illustriert das Geschwindigkeits- und Temperaturprofil in einer Grenzschichtströmung.

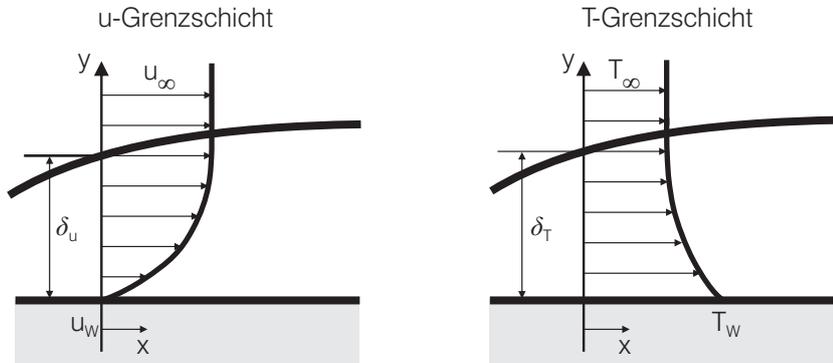


Abbildung 2.3: Geschwindigkeits- und Temperaturverlauf in der Grenzschicht [47,52]

Auf Grund der in Wandnähe dominierenden Zähigkeitskräfte bildet sich eine Geschwindigkeitsgrenzschicht mit der Ausdehnung δ_u aus. Die Temperaturgrenzschicht der Dicke δ_T beschreibt den Bereich, in dem Wärmeleitung eine Rolle spielt. Die beiden Grenzschichten δ_u und δ_T fallen im Allgemeinen nicht zusammen¹. Für Strömungen mit dem in Abbildung 2.3 dargestellten Charakter kann die Abschätzung

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \text{und} \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.26)$$

getroffen werden. Damit können die Grenzschichtgleichungen aus den vollständigen Erhaltungsgleichungen abgeleitet werden. Dabei wird das Ziel verfolgt, vereinfachte Erhaltungsgleichungen für den wandnahen Bereich der Strömung zu definieren. Im Hinblick auf die Diskretisierung des Strömungsfeldes wird dadurch eine genauere und schnellere Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs ermöglicht.

Trotz der Entwicklung der Rechenkapazitäten ist es nach wie vor mit sehr viel Zeit und Aufwand verbunden, die Erhaltungsgleichungen numerisch zu lösen. Vor allem in Wandnähe ist zur richtigen Darstellung der Temperatur- und Geschwindigkeitsverläufe eine hohe Diskretisierung notwendig. Dadurch wird die Rechenzeit zusätzlich verlängert. Deshalb wird in vielen technischen Anwendungen zur Bestimmung des Wärmeübergangs auf empirische Korrelationen zurückgegriffen. Diese werden im nächsten Abschnitt beschrieben.

¹Dies geschieht nur, wenn die Prandtl-Zahl den Wert 1 annimmt.

Wärmeübergangskorrelationen

Nach [4, 47, 52] besteht die Möglichkeit, unter Anwendung der Ähnlichkeitstheorie Kennzahlen aus den Erhaltungsgleichungen abzuleiten, um die Zahl der Einflussgrößen auf die Wärmeübertragung zu reduzieren. Hierfür werden die Erhaltungsgleichungen durch die Wahl geeigneter dimensionsloser Variablen entdimensioniert. Die so erhaltenen Erhaltungsgleichungen beinhalten neben den dimensionslosen Variablen auch eine Reihe von dimensionslosen Kennzahlen. Dazu zählen die Reynolds-Zahl (Re), die das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskraft beschreibt, die Grashof-Zahl (Gr), die das Verhältnis von Auftriebs- zu Reibungskraft angibt und die Prandtl-Zahl (Pr), die das Verhältnis von Zähigkeit zu Wärmeleitfähigkeit darstellt. Sind diese Kennzahlen für verschiedene Fluide und Geometrien gleich, so ergeben sich unter gleichwertigen Randbedingungen identische Lösungen der dimensionslosen Differentialgleichungen. Die dimensionslosen Geschwindigkeits- und Temperaturfelder sind somit als Funktion von Re , Gr und Pr darstellbar. Gemäß Gleichung 2.19 kann der Wärmeübergangskoeffizient an einer Körperoberfläche in Abhängigkeit des Temperaturfeldes beschrieben werden. Auch für den Wärmeübergangskoeffizienten ist analog zu den oben definierten dimensionslosen Kennzahlen eine Darstellung in dimensionsloser Schreibweise möglich. Dazu wird die Nusselt-Zahl (Nu) eingeführt, die das Verhältnis von konvektivem zu diffusivem Wärmetransport beschreibt. Es kann gezeigt werden, dass die Nusselt-Zahl dem dimensionslosen Temperaturgradienten an der Wandoberfläche entspricht und somit wie das dimensionslose Temperaturfeld eine Funktion von Re , Gr und Pr ist [8, 47]:

$$Nu = Nu(Re, Gr, Pr) \quad (2.27)$$

Geometrisch ähnliche Probleme lassen sich somit für ähnliche Randbedingungen durch vier dimensionslose Kennzahlen darstellen [47, 52]. Die Ähnlichkeitstheorie kann keine Aussage über den funktionalen Zusammenhang zwischen Nu , Re , Gr und Pr machen. Dieser Zusammenhang wird meist aus experimentellen Ergebnissen abgeleitet. Für erzwungene Konvektion wird zumeist der Zusammenhang

$$Nu = Nu(Re, Pr) \quad (2.28)$$

verwendet, da der Auftriebsterm vernachlässigt werden kann. Komplexere Ausdrücke für die Nusselt-Zahl kommen beim Wärmeübergang während der Kondensation oder der Verdampfung zustande. An dieser Stelle sei auf [17, 52, 66, 109] verwiesen.

Weitere wichtige Kennzahlen für die Beschreibung des Wärmeübergangs mit Hilfe von Wärmeübergangskorrelationen stellen die Stanton-Zahl und die Péclet-Zahl dar. Die Stanton-Zahl beschreibt das Verhältnis der insgesamt transportierten Wärme zur konvektiv transportierten Wärme, wohingegen die Péclet-Zahl das Verhältnis der konvektiven zur geleiteten Wärme innerhalb des strömenden Fluides darstellt. Schließlich

sei die Biot-Zahl erwähnt, die das Verhältnis des Wärmeleitwiderstands des wärmeleitenden Körpers und dem fluidseitigem Wärmeübergangswiderstand an der Körperoberfläche angibt. Dies entspricht dem Verhältnis der Temperaturdifferenzen, welches sich im Körper bezogen auf den Temperaturunterschied in der Grenzschicht einstellt. Daher kann die Biot-Zahl zur Prüfung herangezogen werden, ob die Temperaturdifferenz innerhalb eines Körpers vernachlässigt werden kann und beschreibt somit die Randbedingung von Wärmeleitvorgängen.

Wärmestrahlung

Bei den bisher beschriebenen Wärmetransportmechanismen Wärmeleitung und Konvektion erfolgt der Wärmetransport infolge molekularer Transportprozesse bzw. makroskopischer Bewegungen innerhalb von Fluiden. Die Wärmestrahlung hingegen verlangt keine Materie [8]. Der Wärmetransport erfolgt durch elektromagnetische Wellen [52]. Mit thermodynamischen Analysen kann gezeigt werden, dass die von einem Körper emittierte Strahlung proportional zur vierten Potenz der absoluten Temperatur ist [4, 47]. Die abgegebene Wärmestromdichte eines schwarzen Körpers, der sämtliche einfallende Strahlung absorbiert, ergibt sich nach Integration der spektralen Strahlungsemissionen nach dem Planck'schen Verteilungsgesetz über den gesamten Wellenlängenbereich wie folgt:

$$\dot{q}_s'' = \int_{\lambda=0}^{\infty} \frac{2\pi hc_0^2 \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{hc_0}{k\lambda T}\right) - 1} d\lambda = \sigma T^4 \quad (2.29)$$

Dabei wird das Planck'sche Wirkungsquantum h , die Lichtgeschwindigkeit im Vakuum c_0 sowie die Boltzmann-Konstante k berücksichtigt. Die Stefan-Boltzmann-Konstante σ führt das Planck'sche Verteilungsgesetz mit dem Stefan-Boltzmann'schen Gesetz zusammen [47]. Bei realen Körpern werden die drei Anteile Reflexion, Absorption und Transmission berücksichtigt, wobei gemäß des Kirchhoff'schen Gesetzes der Absorptionsgrad dem Emissionsgrad entspricht. Die von einem realen Körper emittierte Strahlung ergibt sich aus dem Produkt des Emissionsgrades und der Schwarzkörperstrahlung bei gleicher Temperatur.

2.2 Ähnlichkeitstheorie

In vielen natur- und ingenieurwissenschaftlichen Disziplinen werden Problemstellungen mit dimensionslosen Kennzahlen formuliert, die mit Hilfe einer Dimensionsanalyse gewonnen werden können. Solch eine Analyse auf Basis der Ähnlichkeitstheorie ist als

Vorbereitung auf das zu untersuchende physikalische Problem nützlich und zwar unabhängig davon, ob die Lösung des Problems theoretisch, numerisch oder experimentell ermittelt wird [75]. Bei der Dimensionsanalyse ergeben sich dabei zwei entscheidende Vorteile. Die Tatsache, dass die Anzahl dimensionsloser Kennzahlen stets kleiner ist als die Anzahl dimensionsbehafteter Einflussgrößen, die für die Beschreibung des Problems notwendig sind, führt zu einer kompakteren Formulierung des eigentlichen Problems samt ihren Ergebnissen. Als zweiter Grund sei angeführt, dass die gewonnenen Ergebnisse nicht nur für einen bestimmten Fall, sondern für alle physikalisch ähnlichen Probleme gültig sind. Demnach können sich die Beträge einzelner Einflussgrößen (z. B. Strömungsgeschwindigkeiten, geometrische Größen oder thermophysikalische Eigenschaften) unterscheiden, die Werte der dimensionslosen Kennzahlen müssen jedoch identisch sein [34].

Auch im Bereich der Verbrennungsmotoren ist die Nutzung Ähnlichkeitstheoretischer Zusammenhänge sinnvoll. So hat Elser [25] erstmals das komplexe Problem des gasseitigen Wandwärmeübergangs aus Ähnlichkeitstheoretischer Sicht diskutiert und auf diese Weise eine Übertragbarkeit auf andere Motoren sichergestellt. Neben Problemstellungen, die den Wärmeübergang oder die Fluidmechanik betreffen, kann auch die Reibung in Verbrennungsmotoren mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie untersucht und erfasst werden. Die funktionalen Zusammenhänge der Reibung der Kolbengruppe und Lagerungen in Verbrennungsmotoren fasst Kleinschmidt in [44] in einem Ansatz zusammen, der die Übertragung der gewonnenen Erkenntnisse auf veränderte Motorgeometrien, -lasten und -drehzahlen erlaubt.

Ein Verfahren zur Ermittlung der dimensionslosen Kennzahlen, mit dem sich ein physikalisches Problem beschreiben lässt, stellt das von Buckingham [12] im Jahre 1914 formulierte Π -Theorem dar. Eine spezielle Anwendung ist in Kapitel 3.5.2 zu finden. Die allgemeine Form dieses grundlegenden Theorems der Ähnlichkeitstheorie wird im Folgenden vorgestellt:

Sofern sich die Zusammenhänge eines beliebigen physikalischen Problems wie folgt darstellen lassen

$$h_1 = f(h_2, h_3, \dots, h_k) \quad (2.30)$$

entspricht dies

$$g(h_1, h_2, h_3, \dots, h_k) = 0 \quad (2.31)$$

wobei die Funktionen f und g den physikalischen Zusammenhang zwischen k verschiedenen Einflussgrößen h_i beschreiben. Dabei greifen die Einflussgrößen auf r unabhängige Basisgrößen² $\{B_1, B_2, \dots, B_r\}$ zurück. Da es sich um eine physikalische

²Im *International System of Quantities* (ISQ) sind sieben Basisgrößen definiert, deren Kombinationen zu den restlichen Einheiten führen. Zu den Basisgrößen zählen die Länge L in Meter, Masse M in Kilogramm, Zeit T in Sekunde, thermodynamische Temperatur Θ in Kelvin, Stoffmenge N in Mol, elektrische Stromstärke I in Ampere und Lichtstärke J in Candela

Formulierung des Problems handelt, kann für die Gleichungen 2.30 und 2.31 Dimensionshomogenität vorausgesetzt werden. Dies bedeutet, dass sich die Dimension jeder einzelnen Einflussgröße durch ein Potenzprodukt der Basisgrößen darstellen lassen:

$$\begin{aligned} [h_1] &= B_1^{b_{11}} \cdot B_2^{b_{21}} \cdot \dots \cdot B_r^{b_{r1}} \\ [h_2] &= B_1^{b_{12}} \cdot B_2^{b_{22}} \cdot \dots \cdot B_r^{b_{r2}} \\ &\vdots \\ [h_k] &= B_1^{b_{1k}} \cdot B_2^{b_{2k}} \cdot \dots \cdot B_r^{b_{rk}} \end{aligned}$$

Die dimensionsbehaftete Form aus Gleichung 2.31 kann gemäß [12] in folgende dimensionslose Darstellung überführt werden:

$$G(\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_d) = 0 \quad (2.32)$$

wobei $d = k - r$ und damit stets $d < k$ gilt. Dabei handelt es sich bei $\{\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_d\}$ um dimensionslose Potenzprodukte der Einflussgrößen $\{h_1, h_2, h_3, \dots, h_k\}$ [104], so dass für die Kennzahl Π_i folgendes gilt:

$$\Pi_i = h_1^{d_{1i}} \cdot h_2^{d_{2i}} \cdot \dots \cdot h_k^{d_{ki}} \quad (2.33)$$

Aufgrund der Forderung, dass jede Kennzahl dimensionslos ist, folgt:

$$[\Pi_i] = 1 \quad (2.34)$$

$$= B_1^0 \cdot \dots \cdot B_r^0 \quad (2.35)$$

$$= (B_1^{b_{11}} \cdot \dots \cdot B_r^{b_{r1}})^{d_{1i}} \cdot \dots \cdot (B_1^{b_{1k}} \cdot \dots \cdot B_r^{b_{rk}})^{d_{ki}} \quad (2.36)$$

Stellt man nun eine Matrix auf, in der die Dimensionen der jeweiligen Einflussgrößen enthalten sind, ergibt sich:

	B_1	B_2	\dots	B_r
h_1	b_{11}	b_{21}	\dots	b_{r1}
h_2	b_{12}	b_{22}	\dots	b_{r2}
\vdots	\vdots	\vdots	\ddots	\vdots
h_k	b_{1k}	b_{2k}	\dots	b_{rk}

Schließlich müssen r Eingangsgrößen gewählt werden, wobei zwingend erforderlich ist, dass diese dimensional unabhängig von den restlichen d Eingangsgrößen sind. Dabei kann die Wahl der Eingangsgrößen, sofern die oben erwähnte Bedingung nicht verletzt wird, willkürlich erfolgen. Die erste Kennzahl Π_1 kann nun ermittelt werden, indem die erste der nicht-gewählten Eingangsgrößen mit den r gewählten Eingangsgrößen multipliziert wird. Dabei muss die Bedingung erfüllt werden, dass die Exponenten der gewählten Variablen zu einer dimensionslosen Kennzahl führen.

Es ergibt sich für jede der d nicht-gewählten Eingangsgrößen ein inhomogenes, lineares $r \times r$ Gleichungssystem. Um sämtliche Kennzahlen $\{\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_d\}$, die das physikalische Problem in dimensionsloser Form beschreiben, zu erhalten, muss die oben beschriebene Vorgehensweise für die $(d - 1)$ restlichen nicht-gewählten Eingangsgrößen wiederholt werden.

An dieser Stelle sei betont, dass solch eine dimensionsanalytische Überlegung keinen Beitrag zur eigentlichen Lösung des physikalischen Problems leisten kann [34]. Dennoch empfiehlt sich ihre Anwendung, da die erzielte Dimensionsreduktion den physikalischen Sachverhalt vereinfachen kann und bei sehr komplexen Problemstellungen das Lösen gar erst ermöglicht. Des Weiteren sei nochmals erwähnt, dass die Formulierung physikalischer Probleme aus dimensionstheoretischer Sicht eine Übertragbarkeit auf ähnliche Systeme gewährleistet.

2.3 Wärmeübertragung im Verbrennungsmotor

Die Wärmeübergänge in Verbrennungsmotoren unterliegen sehr komplexen Prozessen und sind in hohem Maße durch ihren instationären Charakter geprägt. Die Ursache kann zum einen auf die intermittierende Verbrennung im Brennraum, die den gaseitigen Wärmeübergang maßgeblich beeinflusst, zurückgeführt werden. Zum anderen liegen insbesondere in der Warmlaufphase, also mit sich ändernden Kühlmitteltemperaturen und sich gleichzeitig ändernden Strömungsbedingungen des Kühlmittels, ebenso instationäre Betriebszustände vor. In diesem Abschnitt wird ein Überblick über grundsätzliche Modellvorstellungen des Wärmeübergangs in Verbrennungsmotoren sowie vorhandene Modellierungsansätze gegeben.

Gasseitiger Wärmeübergang

Die Berechnung des instationären Wärmestroms, der vom Arbeitsgas an die Brennraumwände übergeben wird, ist seit vielen Jahrzehnten Gegenstand der Forschung und zählt zu den komplexesten Fragestellungen im Bereich der Verbrennungsmotorenforschung. Dies folgt aus der Tatsache, dass der Wandwärmeübergang in unmittelbarem Zusammenhang mit der Verbrennung steht sowie durch weitere Effekte, wie z. B. Strahlung, Turbulenz und Strömungsbewegungen senkrecht und parallel zur Brennraumoberfläche, die wiederum durch Schereffekte weitere Turbulenz generieren können [45], beeinflusst wird. Inzwischen gibt es eine große Anzahl verschiedenster Modelle zur Beschreibung des Wandwärmeübergangs, die sich grob in drei Gruppen einordnen lassen.

Die erste Gruppe nutzt für die Beschreibung des gaseitigen Wärmeübergangs den Newton'schen Ansatz (vgl. Gleichung 2.18). Dieser besagt, dass die Wärmestromdichte proportional zur Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsgas und Brennraumwand ist. Dabei stellt der Wärmeübergangskoeffizient α_W den dimensionsbehafteten Proportionalitätsfaktor dar. Nusselt [74] hat erstmalig den Wärmeübergangskoeffizienten mit dem Zylinderdruck, der Temperatur und der mittleren Kolbengeschwindigkeit in Beziehung gebracht, wobei drei experimentell ermittelte Konstanten berücksichtigt werden mussten. Einen weiteren dimensionsbehafteten Ansatz, der ebenfalls von Zylinderdruck, Temperatur und mittlerer Kolbengeschwindigkeit abhängt, lieferte Eichelberg [22], der nur noch eine Konstante in seiner Formel berücksichtigt. Beide dimensionalen Ansätze haben den Nachteil, dass sie sich nur bedingt auf größenkalierte Motoren übertragen lassen und die ermittelten Konstanten ihre Gültigkeit verlieren.

Die zweite Gruppe greift ebenfalls auf den Newton'schen Ansatz zurück, jedoch basiert die Berechnung des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten auf dimensionslosen Ansätzen unter Berücksichtigung der Ähnlichkeitstheorie. An dieser Stelle sei Woschni [127] genannt, der seinen eigenen Ansatz weiterentwickelt hat [128], der bis heute in der Praxis Anwendung findet. Der in seinen Arbeiten entwickelte Geschwindigkeitsterm wurde von Huber [39] erweitert, um die Berechnung des Wärmeübergangs bei geringen Lasten zu verbessern. Einen weiteren Ansatz, der insbesondere für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung entwickelt wurde, lieferte Hohenberg [35, 36]. Dieser Ansatz berücksichtigt neben Zylinderdruck, Temperatur und mittlerer Kolbengeschwindigkeit das momentane Zylindervolumen. Als charakteristische Länge zieht Hohenberg den Durchmesser einer Kugel heran, deren Volumen mit dem sich periodisch ändernden Zylindervolumen übereinstimmt [35]:

$$\alpha_W = 130 \cdot V_{Zyl}^{-0.06} \cdot p_{Zyl}^{0.8} \cdot T_{Zyl}^{-0.4} \cdot (c_m + 1.4)^{0.8} \quad (2.37)$$

Trotz der weiten Verbreitung der oben beschriebenen Wärmeübergangsmodelle, müssen diese wegen der Annahme einer quasistationären Wärmeübertragung hinterfragt werden. Dies gilt insbesondere aufgrund der Tatsache, dass oftmals die mittlere Kolbengeschwindigkeit für die Berechnung der Reynolds-Zahl herangezogen wird. Gemäß Gleichung 2.17 hängt der übertragene Wärmestrom jedoch vom Temperaturgradienten in der Strömungsgrenzschicht des Arbeitsgases in unmittelbarer Wandnähe ab, die sich aufgrund der hochstationären Strömungsvorgänge in einem Verbrennungsmotor nur äußerst mühsam beschreiben lassen. Aus diesem Grund gibt es eine Vielzahl weiterer Modelle, die eine verbesserte Abbildung des sich zeitlich ändernden Strömungsfeldes im Brennraum anstreben. So verwendet z. B. Hensel [33] für die Beschreibung des Geschwindigkeitsterms neben der mittleren auch die momentane Kolbengeschwindigkeit sowie einen weiteren Term zur Beschreibung der Einströmgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Luftmassenstroms und des Einlassventilhubs. Andere Ansätze [18] wiederum nutzen für die Berechnung der Reynolds-Zahl das $k - \epsilon$ -Modell, die un-

ter Berücksichtigung der turbulenten kinetischen Energie im Brennraum eine Bewertung des Einflusses variierender Einspritzdrücke sowie Drall- und Quetschströmungen erlauben. Neben den verschiedenen Möglichkeiten, die Strömungsbedingungen im Brennraum nulldimensional zu beschreiben, muss sich der Anwender solcher Wärmeübergangsbeziehungen der Tatsache bewusst sein, dass im Newton'schen Ansatz die Massenmitteltemperatur des Arbeitsgases berücksichtigt wird und damit lokale Temperaturunterschiede im Brennraum vernachlässigt werden. Schließlich muss akzeptiert werden, dass diese Wärmeübergangsbeziehungen meist keine Dimensionshomogenität aufweisen und die in den Formeln enthaltenen dimensionsbehafteten Konstanten nicht hinreichend erklärt werden. Aus diesem Grund kann nicht ausgeschlossen werden, dass „spezielle Versuchsrandbedingungen in einer vom Gleichungsurheber nicht beabsichtigten [...] Weise Eingang in die Gleichungsformulierung gefunden haben“ [44].

Die dritte Gruppe fasst diejenigen Modellierungsansätze zusammen, die maßgeblich auf der differentiellen Formulierung für die Erhaltung von Energie, Impuls und Masse beruhen und damit physikalischen Ursprungs sind. An dieser Stelle sei Pfriedm [79] erwähnt, der erstmals versuchte, den innerzylindrischen Wandwärmeübergang physikalisch durch ein System partieller Differentialgleichungen zu beschreiben. Darauf aufbauend hat Elser [25] weitere Ergänzungen unter Berücksichtigung der Wärmeleitphänomene in den Brennraumwänden vorgenommen. An die Arbeiten von Pfriedm und Elser anknüpfend stellte Kleinschmidt [45] einen weiteren physikalischen Ansatz vor, der ebenfalls nicht von quasistationären Bedingungen im Brennraum ausgeht und zusätzlich die Wandheizwirkung, Druck- und Temperaturdynamik, chemische Reaktionswirkungen und für den Fall der dieselmotorischen Verbrennung die Wärmeübertragung aufgrund der Rußstrahlung mitberücksichtigt. An dieser Stelle sei auf die Annahmen hingewiesen, die bei der Aufstellung des partiellen Differentialgleichungssystems getroffen wurden. Dies betrifft zum einen die Tatsache, dass Kleinschmidt eine eindimensionale Modellierung umsetzt und damit die Grenzschichtdicke im Vergleich zum Krümmungsradius der Zylinderoberfläche als hinreichend gering versteht. Des Weiteren wird ein stationärer Motorbetriebspunkt betrachtet, so dass die Wandtemperaturen mit einem gewissen Abstand zur Brennraumoberfläche als konstant angesehen werden dürfen. Schließlich wird im ersten Modellierungsansatz die Turbulenz und Wärmestrahlung vernachlässigt, deren Lösungen mit Hilfe Ähnlichkeitstheoretischer Grundsatzüberlegungen im Nachgang ergänzt werden. Das Verständnis, die Umsetzung und Anwendung dieser physikalischen Modellierung ist im Vergleich zum Newton'schen Ansatz wenig komfortabel und bis heute in der Praxis kaum verbreitet.

Kühlmittelseitiger Wärmeübergang

Im Kontext einer thermischen Motor- und Gesamtfahrzeugsimulation, die insbesondere das Warmlaufverhalten in transienten Fahrzyklen abbilden soll, müssen hohe Ge-

nauigkeitsanforderungen an die Berechnung des kühlmitteleitigen Wärmeübergangs gestellt werden. Dies liegt mitunter darin begründet, dass der Wärmeübergang zwischen Motorstruktur und Kühlmittel einen direkten Einfluss auf den zeitlichen Verlauf der Brennraumwandtemperaturen hat. Die Temperaturen des Brennraums wirken sich gemäß Gleichung 2.18 unmittelbar auf den gasseitigen Wärmeübergang und schließlich auf die Wärmefreisetzungsrate sowie den inneren Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren aus.

In [62] weist Mollenhauer mehrfach auf die Schwierigkeit der Berechnung des kühlmitteleitigen Wärmeübergangs hin und hebt hervor, dass der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Motorstruktur und Kühlmittel nicht nur von der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmittels abhängt. Vielmehr gilt es, die Einflüsse aufgrund der Dichte des Kühlmittels sowie dessen spezifischer Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Viskosität, Zusammensetzung, aber auch hinsichtlich der thermischen Belastung und der motorinternen Kühlkanalgeometrie sowie den darin auftretenden Strömungsformen bei der Modellierung in Betracht zu ziehen. Insbesondere die Tatsache, dass die motorinterne Kühlkanalgeometrie sehr komplex ist und mit häufigen Änderungen des Strömungsquerschnittes einhergeht, führt dazu, dass sich bestehende Ähnlichkeitstheoretische Ansätze, die ursprünglich für einfache Geometrien (ebene Platte, zylindrisches Rohr, Kugel) entwickelt wurden, nicht ohne Weiteres auf den Verbrennungsmotor übertragen lassen. Dem fügt Mollenhauer hinzu, dass solche bestehenden Ansätze für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten im Verbrennungsmotor meist versagen.

Für den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motorstruktur und Kühlmittel werden in [78] Richtwerte im Bereich $\alpha_{KM} = 350 \dots 10000 \text{ W/m}^2\text{K}$ angegeben, die bei sehr hohen thermischen Belastungen in Verbindung mit intensivem Blasensieden auf bis zu $20000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ansteigen können [62]. Für die Berechnung der Wärmeübertragung zwischen Motorstruktur und Kühlmittel sind in der Literatur verschiedene Ansätze zu finden. So ist in [78] ein Zusammenhang zwischen dem Wärmeübergangskoeffizienten und der Quadratwurzel der Strömungsgeschwindigkeit angegeben. Dieser dimensionsbehaftete Ansatz ist nicht geeignet, um ihn auf größenskalierte Motoren oder größere Temperaturbereiche anzuwenden, da nur eine geometrische aber keine hydrodynamische Ähnlichkeit gegeben wäre. Selbst in aktuelleren Veröffentlichungen werden die temperaturabhängigen thermophysikalischen Stoffeigenschaften vernachlässigt. So wird der kühlmitteleitige Wärmeübergangskoeffizient in [16, 119] ausschließlich in Abhängigkeit des Kühlmittelvolumenstroms modelliert. In [57] und [60] hingegen wird der Wärmeübergangskoeffizient mit Hilfe der Dittus-Bölder-Korrelation für voll ausgebildete, turbulente Rohrströmungen berechnet, so dass der Wärmeübergangskoeffizient in Anlehnung an Gleichung 2.28 sowohl von der Reynolds-Zahl als auch von der Prandtl-Zahl abhängt. Darüber hinaus wird in [57] eine vom Autor gewählte minimale Nusselt-Zahl definiert, mit der laminare Strömungsformen bis hin zum Grenzfall des stehenden Kühlwassers berücksichtigt werden. In ähnlicher Form wird in [10] und [105]

die Nusselt-Zahl für verschiedene Strömungsformen berechnet und in Abhängigkeit der vorliegenden Strömungsform der Wärmeübergangskoeffizient berechnet. Samhaber [95] verwendet gemäß Gleichung 2.38 den gleichen strukturellen Zusammenhang wie in der Dittus-Bölder-Korrelation, wobei der Vorfaktor a an die Erkenntnisse aus 3d-CFD Simulationen angepasst wird.

$$Nu_{KM} = aRe^{0.8}Pr^{0.4} \quad (2.38)$$

Schließlich wird von Shayler [103] die Dittus-Bölder-Korrelation für die Beschreibung der erzwungenen turbulenten Konvektion um eine weitere Korrelation zur Abbildung des Wärmeübergangskoeffizienten unter Berücksichtigung des Blasensiedens erweitert.

All diese in der Literatur zu findenden Modellierungsansätze zur Beschreibung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten greifen damit auf grundlegende Wärmeübergangsgesetze zurück, die in ihrer ursprünglichen Form für die einfache Geometrie eines zylindrischen Rohres formuliert wurden. Lediglich in [95] wird der Ansatz aus Gleichung 2.38 mit Hilfe eines Vorfaktors skaliert, der aus vergleichenden 3d-CFD Untersuchungen der Kühlmittelströmung abgeleitet wird.

Aufgrund der Vielfalt möglicher konstruktiver Umsetzungen von motorinternen Kühlkanalgeometrien hoher Komplexität kann diesen Modellierungsansätzen unterstellt werden, dass sie nicht in der notwendigen Genauigkeit die hochgradig inhomogene Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten an den jeweiligen Oberflächen der Kühlkanäle abbilden können. Insbesondere wenn in einem thermischen Motormodell mehrere Wärmeaustauschflächen (Zylinderkopf, Zylinderwand, Zylinderkurbelgehäuse) berücksichtigt werden, kann bei der Ausbildung der jeweiligen Temperaturschicht in der Regel keine thermische und hydrodynamische Ähnlichkeit erwartet werden.

2.4 Methoden zur Simulation instationärer Vorgänge

Die prinzipielle Vorgehensweise bei der physikalischen Modellierung komplexer Systeme mit dem Fokus zur Beurteilung instationärer Zustände kann wie folgt abstrahiert werden:

- Definition der Systemgrenzen einzelner Teilsysteme
- Formulierung der Erhaltungsgleichungen bzw. thermischen, mechanischen und elektrotechnischen Gesetze
- Definition der Kopplungsbedingungen
- Lösen des gekoppelten partiellen Differentialgleichungssystems

In der heutigen Zeit wird der Modellierer mit einer Vielzahl unterschiedlicher Simulationsprogramme konfrontiert, die ihn in bestimmten Bereichen der obigen Aufzählung unterstützen sollen. Die Wahl des jeweiligen Simulationsprogramms hängt dabei meist von verschiedenen Faktoren ab. So können sich in Abhängigkeit der Modellentwicklungsphase verschiedene Detaillierungsgrade (Kennfelder, empirische Ansätze sowie null-, ein- oder dreidimensionale Modelle) ergeben. Darüber hinaus werden in Abhängigkeit der aufzulösenden Zeitskalen des vorliegenden Problems (Minuten-, Sekunden- oder Kurbelwinkelbereich) unterschiedliche Anforderungen an die Lösungsalgorithmen des Simulationswerkzeugs gestellt. Daher wird im Allgemeinen nicht auf ein einziges Simulationsprogramm zurückgegriffen, sondern in Abhängigkeit der physikalischen Problemstellung das am jeweils besten dazu geeignete Simulationswerkzeug gewählt.

Die Herausforderung besteht nun darin, dass mit steigendem Komplexitätsgrad des zu untersuchenden Systems die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Teilsystemen nicht vernachlässigt werden dürfen, sondern im Gegenteil eine immer wichtigere Rolle einnehmen. Dazu muss die zeitsynchrone Kommunikation der verschiedenen Simulationsprogramme sowie eine programmübergreifende Steuerung und Analyse des Gesamtsystems gewährleistet werden. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 2.4 drei verschiedene Methoden zur Simulation instationärer Vorgänge.

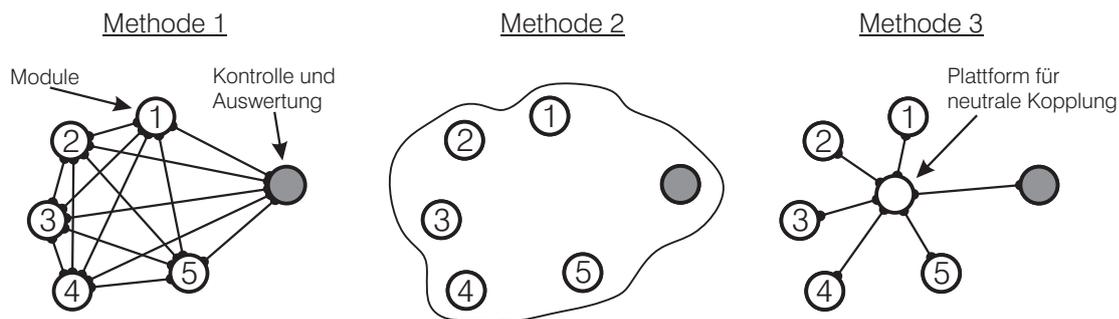


Abbildung 2.4: Unterschiedliche Methoden zur Kopplung verschiedener Simulationsmodelle nach Lund [54]

Die erste Methode verfolgt das Ziel, alle Teilmodelle untereinander zu koppeln. Dazu muss jedes Teilmodell eine Schnittstelle zu den restlichen Teilmodellen zur Verfügung stellen. Des Weiteren muss das Kontroll-, Steuerungs- und Auswertungsmodul mit jedem Teilmodell in Verbindung stehen. Auf diese Weise steigt die Anzahl der Schnittstellen S bei der Kopplung von n Modulen auf $S = \frac{1}{2}(n^2 - n)$ an. Ein Gesamtmodell, das aus fünf verschiedenen Teilmodellen und einem Kontrollmodul besteht, benötigt demnach 15 Schnittstellen. Erhöht sich die Anzahl der Teilmodelle auf 16, wie es bei einer thermischen Gesamtfahrzeugsimulation durchaus vorkommen kann, müssen unter Berücksichtigung eines Kontrollmoduls bereits 136 Schnittstellen berücksichtigt werden. Der Aufwand zur Schnittstellenpflege ist immens. Des Weiteren ist die Modelarchitektur des virtuellen Fahrzeugs äußerst starr und hinsichtlich der Untersuchung

unterschiedlicher Kombinationen von Verbrennungsmotor, Getriebe oder Fahrzeuginnenraum als ungeeignet zu bewerten [54].

Die zweite Methode versucht, das Gesamtsystem in einem einzigen Simulationsprogramm abzubilden und entspricht damit einem monolithischen Ansatz [90]. Dieser setzt voraus, dass das gewählte Simulationsprogramm in der Lage ist, die unterschiedlichen technischen und physikalischen Anforderungen von multidisziplinären Systemen zu erfüllen. Hinsichtlich der Übersichtlichkeit des Gesamtmodells, der Simulationssteuerung sowie der Ergebnisanalyse ist diese Methode von Vorteil. Im industriellen Entwicklungsprozess kann diese Methode auf zwei Arten umgesetzt werden. Entweder muss jeder Fachabteilung die Nutzung der bisher verwendeten Simulationstools entzogen und durch das systemübergreifende Simulationsprogramm ersetzt werden oder eine neue Arbeitsgruppe erfüllt die Aufgabe, jedes einzelne Teilsystem in das systemübergreifende Simulationsprogramm zu transferieren. Beide Varianten sind mit einem erheblichen Aufwand verbunden. Darüber hinaus kann aus technischer Sicht bezweifelt werden, dass mit dieser Methode die gleiche Ergebnisqualität erzielt werden kann, verglichen mit den zuvor eingesetzten Simulationstools, die problemspezifisch herangezogen wurden [54].

Bei der Verwendung der dritten Methode wird jedes Teilsystem mit einer Kopplungsplattform bzw. Co-Simulationsplattform verbunden und stellt einen partitionierten Ansatz dar [90]. Die Anzahl der Schnittstellen entspricht dabei der Anzahl der gekoppelten Module. Die Steuerung der Gesamtsimulation erfolgt zentral und wird von der Co-Simulationsplattform übernommen, für die in [85] weitere Anforderungen definiert werden. Dazu zählen u. a. der plattform- und betriebssystemübergreifende Datenaustausch, die Unabhängigkeit der gewählten Simulationsprogramme sowie deren Versionen, die Flexibilität in der Anzahl der auszutauschenden Variablen und die zeit-synchrone Steuerung der einzelnen Teilmodelle. Diese Methode zeichnet sich durch ihre hohe Modularität zur Bewertung unterschiedlicher Fahrzeugvarianten sowie einer einfachen Ergebnisanalyse aufgrund der zentralen Verwaltung sämtlicher an der Gesamtsimulation beteiligter Variablen aus.

3 Modellierung des Gesamtfahrzeugs

Ein Gesamtfahrzeugmodell, mit dem die Auswirkungen von Thermomanagementmaßnahmen beurteilt werden sollen, muss sehr hohe Anforderungen erfüllen. Dies gilt in erster Linie für die präzise Abbildung aller relevanten Wärmequellen und Wärmesenken in einem Fahrzeug. In Fahrzeugen mit rein verbrennungsmotorischem Antrieb stellt der Verbrennungsmotor einschließlich seines Abgaspfades den größten Wärmeeintrag in das System bereit und bedarf daher besonderer Sorgfalt bei der Modellierung. Darüber hinaus nehmen die adäquate Abbildung der Wärmeausbreitung innerhalb der modellierten Systeme und insbesondere die Interaktion mit benachbarten Systemen eine zentrale Rolle ein. Ebenso entscheidet die Qualität der Umsetzung von mechanischen und steuerungstechnischen Funktionen maßgeblich über die erreichbare Ergebnisgenauigkeit der thermischen Gesamtfahrzeugsimulation.

In diesem Kapitel wird zunächst die Modellarchitektur des virtuellen Fahrzeugs vorgestellt und deren Modellierung näher erläutert, bevor in den folgenden Unterkapiteln alle relevanten Subsysteme diskutiert werden. Beginnend mit der Vorstellung des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten thermischen Motormodells wird zunächst die Berechnung der Wärmefreisetzung (Kapitel 3.2) erläutert. Als Folge dessen kann sowohl der Wandwärmestrom als auch die Abgastemperatur berechnet werden, die gemeinsam mit dem Wärmeübergangskoeffizienten im Auslasskanal maßgeblich den Wärmeübergang im Zylinderkopf bestimmt. Die vom Verbrennungsmotor abgegebene Wärme wird von der Motorstruktur (Kapitel 3.3) aufgenommen und breitet sich einerseits konduktiv innerhalb der Motorstruktur aus und steht andererseits konvektiv mit dem Motoröl (Kapitel 3.4), mit dem Kühlmittel (Kapitel 3.5) sowie mit der den Verbrennungsmotor umströmenden Motorraumluft (Kapitel 3.6) in Verbindung. Über den Heizungswärmetauscher kann bei vorliegendem Heizbedarf der Fahrzeuginnenraum (Kapitel 3.7) beheizt werden, wobei die Wärmeabnahme am Heizungswärmetauscher die Rücklauftemperatur des Kühlmittels und damit das Aufheizverhalten des Verbrennungsmotors beeinflusst, was wiederum den vom Verbrennungsmotor abgegebenen Wärmestrom beeinflusst. Für die adäquate Berechnung des Motorbetriebspunktes wird neben der Berechnung der vom Antriebsstrang (Kapitel 3.8) geforderten Motordrehzahl und des effektiven Drehmoments auch die Berücksichtigung der Reibleistung des Verbrennungsmotors sowie die Leistungsaufnahme der Nebenaggregate (Kapitel 3.9) vorgestellt. Das Kapitel schließt mit einer Betrachtung weiterer Systeme, die zur Vervollständigung des Gesamtfahrzeugmodells (Kapitel 3.10) benötigt werden. Dazu gehören die

Abbildung eines virtuellen Motorsteuergerätes, die Modellierung eines virtuellen Fahrers und die Berücksichtigung der Umgebungsbedingungen. Die genannten Teilsysteme haben einen wesentlichen Einfluss auf das Aufheizverhalten des Fahrzeugs.

3.1 Modellarchitektur des virtuellen Fahrzeugs

Für die Abbildung des komplexen thermischen Systems *Gesamtfahrzeug* sind zwei übergeordnete Anforderungen wesentlich, sofern mit dem Modell Thermomanagementmaßnahmen hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf das Warmlaufverhalten und den Kraftstoffverbrauch bewertet werden sollen. Zum einen wird eine hohe Modellierungsqualität in der notwendigen Detaillierungstiefe jedes einzelnen Subsystems gefordert, was mit einer detaillierten Modellvalidierung der Subsysteme unter eindeutig definierten Randbedingungen einhergeht. Zum anderen müssen sämtliche Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Subsystemen berücksichtigt werden [54, 90]. Dazu wurden in Kapitel 2.4 verschiedene Modellierungsansätze vorgestellt, die sich insbesondere in ihrer grundsätzlichen Struktur und dem daraus folgenden Modularitätsgrad unterscheiden. Im Rahmen dieser Arbeit wird aufbauend auf Puntigam [85–91] und der Umsetzung nach Tegethoff [112] und Kossel [49] eine Simulationsumgebung genutzt, mit der die plattformunabhängige Kopplung verschiedener Simulationsprogramme ermöglicht wird. Die gewählte Simulationsumgebung ist TISC der Fa. TLK-Thermo GmbH. Abbildung 3.1 zeigt in diesem Zusammenhang den schematischen Aufbau des Gesamtmodells unter Berücksichtigung eines partitionierten Kopplungsansatzes, der insbesondere durch seine hohe Modularität gekennzeichnet ist.

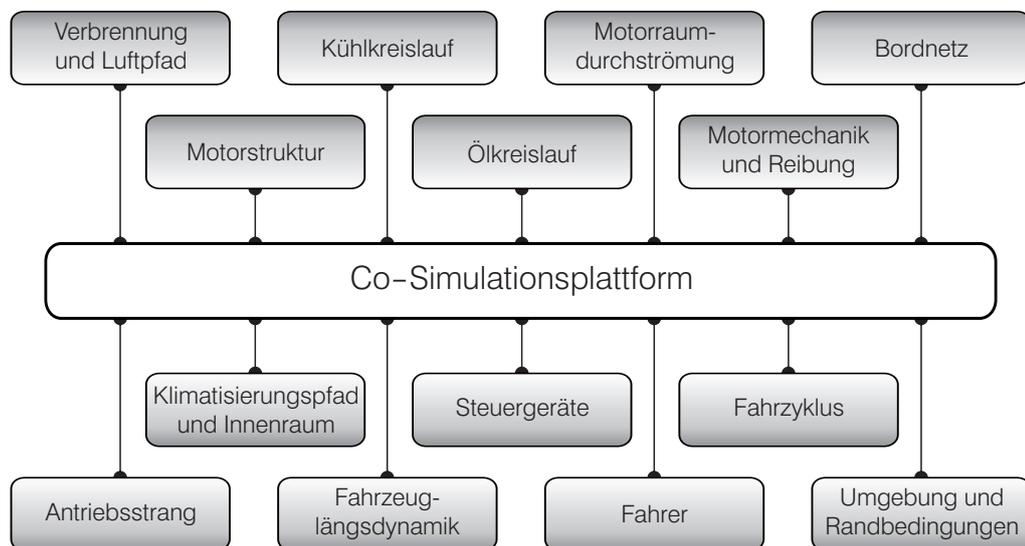


Abbildung 3.1: Kopplung mehrerer Teilmodelle an eine zentrale Co-Simulationsplattform nach [85] zur Darstellung des virtuellen Gesamtfahrzeugmodells

Die Co-Simulationsplattform greift nicht direkt in die internen Simulationsschritte der verwendeten Programme ein, sondern gewährleistet in erster Linie die Datenverwaltung aller übertragenen Variablen, stellt die notwendigen Kommunikationsschnittstellen zu den einzelnen Submodellen her und übernimmt die übergeordnete Steuerung der Gesamtsimulation. Demzufolge hat die Co-Simulationsplattform keinen Einblick in die einzelnen Submodelle und versteht diese als *black box*. Daraus ergibt sich eine flache Hierarchie im Modellaufbau, in dem alle an der Co-Simulation beteiligten Programme formal gleichgestellt sind.

Zu den wichtigsten Aufgaben der Co-Simulationsplattform gehört der zeitsynchrone Variablenaustausch zwischen den einzelnen Submodellen. Die Tatsache, dass zu jedem Zeitpunkt die jeweils aktuellsten Ergebnisse der einzelnen Simulationsschritte der Co-Simulationsplattform bereitgestellt werden und damit für die restlichen Submodelle abrufbar sind, stellt die Grundvoraussetzung für die Berechnung instationärer Vorgänge dar. Dazu zeigt Abbildung 3.2 exemplarisch die Signalflüsse, die simultan zwischen den einzelnen Subsystemen über die Co-Simulationsplattform ausgetauscht werden. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist nur ein Auszug der ausgetauschten Variablen und beteiligten Subsysteme dargestellt.

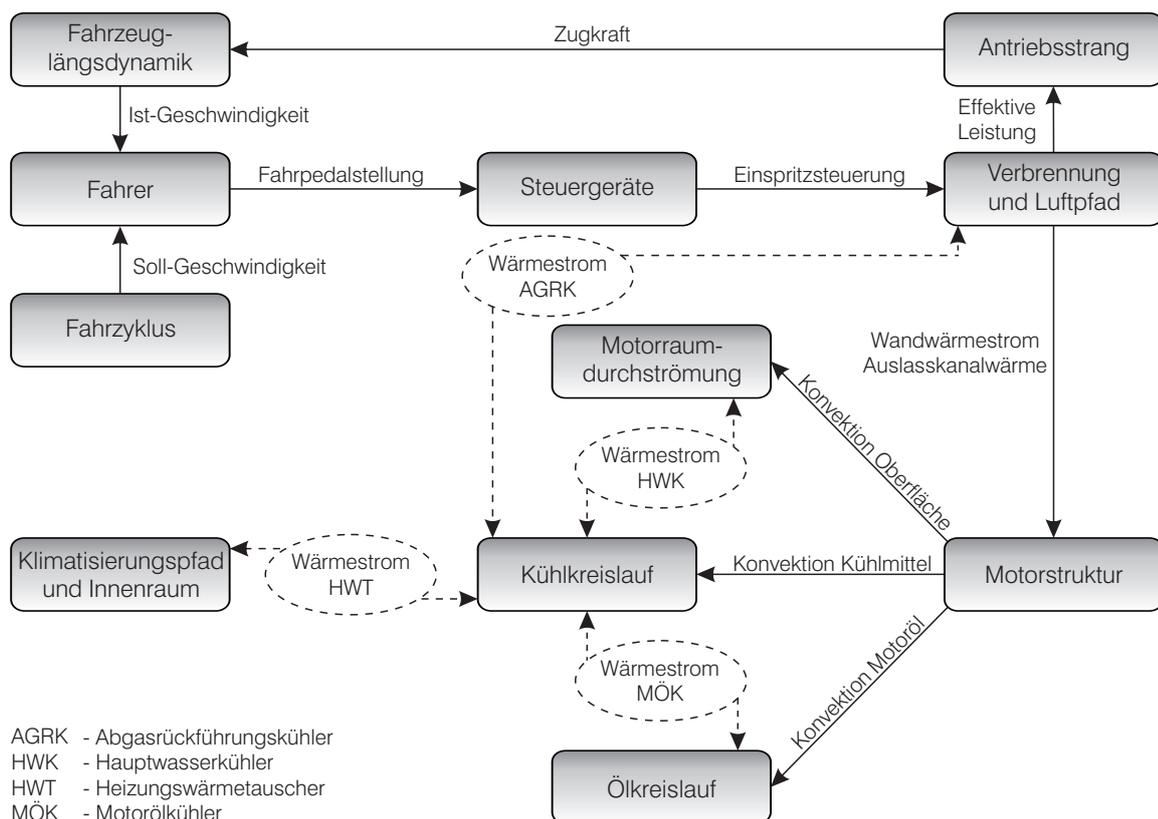


Abbildung 3.2: Signalstreckenbeispiel für das virtuelle Fahren unter Berücksichtigung der thermischen Eigenschaften des Fahrzeugs

In Abhängigkeit der Differenz zwischen Soll- und Ist-Geschwindigkeit regelt der virtuelle Fahrer die Fahrpedalstellung, die über das Motorsteuergerät die Einspritzdauer und den Einspritzzeitpunkt sowie die Anzahl der Einspritzungen pro Arbeitsspiel definiert. Mit Hilfe der Motorprozessrechnung wird zum einen die effektive Leistung dem Antriebsstrang zur Verfügung gestellt sowie der berechnete Wandwärmestrom an die Brennraumwände übertragen. Dieser wird gemeinsam mit dem Wärmestrom, der sich in den Auslasskanälen des Zylinderkopfes zwischen Abgas und den Auslasskanalwänden einstellt, an das Motorstrukturmodell übergeben. In diesem Submodell werden sämtliche Temperaturen innerhalb der diskretisierten Motorstruktur sowie der Wärmeaustausch mit dem Motoröl, dem Kühlmittel und der den Motor umströmenden Motorraumluft berechnet. Das Modell des Kühlkreislaufs kann zusätzlich über verschiedene Wärmeübertrager einen Wärmestrom aufnehmen oder abgeben. Sofern der Verbrennungsmotor mit Abgasrückführung betrieben wird und diese über den Abgasrückführungskühler gekühlt wird, stellt dies einen zusätzlichen Wärmeeintrag in den Kühlkreislauf dar. Gleichzeitig wirkt sich die Kühlung des rezirkulierten Abgases auf die Saugrohrtemperatur und damit auf den Motorprozess aus. Über den Hauptwasserkühler kann bei geöffnetem Thermostat Wärme an die Umgebung abgegeben werden. Dies wirkt sich einerseits auf das Temperaturniveau des Kühlmittels aus und andererseits wird die Lufttemperatur nach dem Hauptwasserkühler angehoben, was zu einer sinkenden Temperaturdifferenz zwischen Motoroberfläche und der Motorraumluft führt. Über den Heizungswärmetauscher kann der Innenraum beheizt werden. Gleichzeitig sinken die Rücklauftemperaturen des Kühlmittels und beeinflussen dadurch direkt das Warmlaufverhalten des Verbrennungsmotors. Über den Motorölkühler steht das Kühlmittel mit dem Motoröl in thermischem Kontakt. Der übertragene Wärmestrom hängt maßgeblich von der Eintrittstemperaturdifferenz beider Fluide sowie deren Wärmekapazitätsströmen ab. Sowohl für das Kühlmittel als auch für das Motoröl ergibt sich eine Austrittstemperatur, die während der Warmlaufphase den jeweiligen Medienkreis beeinflusst. Im betriebswarmen Zustand kann das Temperaturniveau des Motoröls reguliert werden.

3.2 Wärmefreisetzung im Verbrennungsmotor

Im Rahmen des Gesamtfahrzeugmodells wird für die Berechnung der Wärmefreisetzungsrates der von Chmela formulierte Ansatz zur Vorausberechnung des dieselmotorischen Brennverlaufs [14, 15] verwendet. Dieser nulldimensionale phänomenologische Ansatz ermöglicht die Vorausberechnung des dieselmotorischen Brennverlaufs in Abhängigkeit der in den Brennraum eingebrachten kinetischen Energie der Einspritzstrahlen. Dabei wird zunächst angenommen, dass die Brennrate proportional zu der für die Verbrennung zur Verfügung stehenden Kraftstoffmasse ist. Diese berechnet sich aus der Differenz der eingespritzten Kraftstoffmasse und der bis zu diesem Zeit-

punkt bereits umgesetzten Kraftstoffmasse. Des Weiteren wird angenommen, dass die Geschwindigkeit der Kraftstoffumsetzung maßgeblich von der Gemischbildung und damit von der lokalen turbulenten Energiedichte dominiert wird, wobei insbesondere bei Dieselmotoren mit hohen Einspritzdrücken die kinetische Energie des Kraftstoffsprays diesbezüglich den größten Einfluss darstellt. Die durch die Einspritzung in den Brennraum eingebrachte kinetische Energie kann schließlich aus dem Einspritzverlauf berechnet werden. Für die Berechnung des momentanen Niveaus der kinetischen Energie im Brennraum wird die Dissipationsrate mit Hilfe der Dissipationskonstanten c_{diss} verwendet. Für die Berechnung der für die Gemischbildung zur Verfügung stehenden kinetischen Energie E_{kin} wird der Anteil berücksichtigt, welcher der über den Kraftstoff eingebrachten dissipierenden kinetischen Energie $E_{kin,diss}$ entspricht, die noch nicht umgesetzt ist. Dieser Zusammenhang wird nach Einführung der Konstanten c_{turb} über die lokale turbulente kinetische Energiedichte k ausgedrückt, wobei c_{turb} die Umwandlung von kinetischer Energie in turbulente kinetische Energie beschreibt. In Verbindung mit dem Ansatz nach Magnussen [55], in dem mit Hilfe des $k - \epsilon$ -Modells die Reaktionsgeschwindigkeit von diffusionskontrollierten Verbrennungsprozessen beschrieben wird, kann schließlich gemäß den folgenden Gleichungen der einspritzratenbasierte Brennverlauf berechnet werden:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = C_{mod} \cdot \left(m_{Krst} - \frac{Q_B}{H_u} \right) \cdot e^{\frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V_{Zyl}}}} \quad (3.1)$$

wobei k die lokale kinetische Energiedichte darstellt und unter Berücksichtigung der Konstanten c_{turb} ausgedrückt werden kann, indem die im Brennraum verfügbare kinetische Energie auf die gesamte Ladungsmasse bezogen wird:

$$k = c_{turb} \cdot \frac{E_{kin,diss}}{m_{Krst} \cdot (1 + \lambda L_{st})} \quad (3.2)$$

Dabei entspricht $E_{kin,diss}$ ausschließlich der kinetischen Einspritzstrahlenergie unter Berücksichtigung der Dissipation. Dieses Vorgehen ist zulässig, zumal eine von Chmela in [14] durchgeführte Untersuchung zeigt, dass die infolge der Einspritzung eingebrachte kinetische Energie etwa zwei Größenordnungen über der von Einlass- und Quetschströmung liegt. Mit Hilfe der Dissipationskonstanten lässt sich $E_{kin,diss}$ aus folgender linearen Differentialgleichung berechnen:

$$\frac{dE_{kin,diss}}{d\varphi} = \frac{dE_{kin}}{d\varphi} - c_{diss} \cdot E_{kin,diss} \quad (3.3)$$

wobei sich dabei die durch den Einspritzstrahl eingebrachte kinetische Energie E_{kin} aus der Geschwindigkeit der Einspritzstrahlen ergibt:

$$\frac{dE_{kin}}{d\varphi} = \frac{\rho_{Krst}}{2} \cdot v_{Strahl}^2 \cdot \frac{dV_{Krst}}{d\varphi} \quad (3.4)$$

Die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs aus der Düse kann unter Berücksichtigung des Einspritzverlaufs sowie der effektiven Querschnittsfläche der Einspritzdüse $(c_{DA})_{Düse}$ wie folgt berechnet werden:

$$v_{Strahl} = \frac{\dot{m}_{Krst}}{\rho_{Krst} \cdot (c_{DA})_{Düse}} \quad (3.5)$$

Der Einspritzverlauf muss für die Berechnung dem Simulationsmodell zur Verfügung gestellt werden. Dazu können Einspritzverlaufsmodelle, wie in [5] vorgestellt, oder auf der Bernoulli-Gleichung basierende Modelle unter Berücksichtigung des Einspritzdrucks verwendet werden.

Aufgrund der Tatsache, dass das beschriebene Modell zur Vorausberechnung der Wärmefreisetzungsrate den Zündverzug nicht abbildet, wird dazu das Zündverzugsmodell nach Wolfer [126] verwendet (vgl. Gleichung 3.6). Die darin enthaltene Konstante C_{opt} wird im Rahmen einer automatisierten Parameteroptimierung [70, 84] berechnet. Die Konstanten C_1 und C_2 sind empirische Konstanten und ergeben sich nach Watson [120] zu $C_1 = -1.02$ und $C_2 = 2100$ K.

$$t_{ZV} = C_{opt} \cdot p_{Zyl}^{C_1} \cdot e^{\frac{C_2}{T_{Zyl}}} \quad (3.6)$$

Die beschriebenen Zusammenhänge zur Berechnung des Brennverlaufs und die Berechnung des Druck- und Temperaturverlaufs im Zylinder sowie die Modellierung des Luft- und Abgaspfades sind im *Diesel Engine In-Cylinder Simulation Package* [100] der *Automotive Simulation Models (ASM) Toolbox* der Fa. dSpace GmbH implementiert. Das Modell wurde mit am Motorenprüfstand ermittelten Daten [20] des untersuchten Verbrennungsmotors parametrisiert und im Anschluss eine automatisierte Parameteroptimierung durchgeführt.

3.2.1 Wandwärmeübergang

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Newton'sche Ansatz zur Beschreibung des innerzylindrischen Wandwärmeübergangs gemäß Gleichung 3.7 verwendet.

$$\dot{Q}_W = \alpha_W(\varphi) \cdot \sum_i A_{W,i}(\varphi) \cdot (T(\varphi) - T_{W,i}) \quad (3.7)$$

Der Wandwärmestrom unterteilt sich dabei in drei Bereiche $A_{W,i}$, die den Wärmestrom zum Kolben, Zylinderkopf und der Zylinderwand beschreiben. Wie auch in [58] werden für die drei Teilwärmeströme sowohl der gleiche Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_W(\varphi)$ als auch die gleiche mittlere Gastemperatur $T(\varphi)$ verwendet. Demnach bestimmen die für

den Wärmeaustausch zur Verfügung stehenden Flächen des Kolbens, des Zylinderkopfes und der Zylinderwand sowie insbesondere bei Warmlaufsimulationen die unterschiedliche Aufheizgeschwindigkeit der jeweiligen Brennraumwände die Aufteilung des gesamten Wandwärmestroms. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 3.3 die Teilwärmeströme für einen niedrigen Teillastpunkt im betriebswarmen Zustand. Anteilig

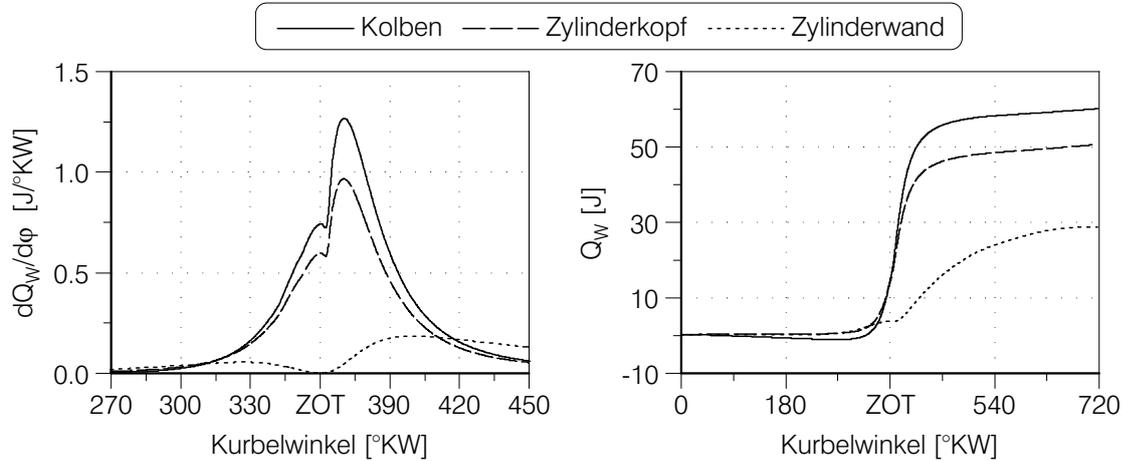


Abbildung 3.3: Wandwärmestrom (links) und kumulierte Wandwärme (rechts) für die Teilmotoren Kolben, Zylinderkopf und Zylinderwand für einen aufgeladenen Dieselmotor mit Direkteinspritzung in einem niedrigen Teillastpunkt

verlässt die meiste Wärme den Brennraum über den Kolben. Dies bedeutet im Falle des hier untersuchten Dieselmotors, dass das Verhältnis der Kolbenoberfläche zur Zylinderkopfoberfläche aufgrund der Kolbenmuldenform größer ist als das Verhältnis der Temperaturdifferenzen zwischen der mittleren Gastemperatur und der Oberflächen­temperatur des Zylinderkopfes bzw. des Kolbens. Folglich kann sich dieses Verhältnis bei Ottomotoren mit Dachbrennraum umkehren und der Wandwärmestrom über den Zylinderkopf dominieren. Des Weiteren ist im rechten Diagramm der Abbildung 3.3 zu erkennen, dass vor dem ZOT der kumulierte Wärmestrom über den Kolben geringer ist als der des Zylinderkopfes. Dies bedeutet, dass die Kolbentemperatur höher ist als die der Zylinderkopfoberfläche, da während des Saughubs und des Kompressionstaktes mehr Wärme vom Kolben an das Arbeitsgas übertragen wird.

Für die Berechnung des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_w wird der Ansatz nach Hohenberg [35,36] gemäß Gleichung 2.37 verwendet. Die Flächen des Kolbens und des Zylinderkopfes stammen aus CAD-Daten des untersuchten Verbrennungsmotors und sind konstant, wohingegen sich die freigegebene Fläche der Zylinderwand aufgrund der Kolbenkinematik mit der Kurbelwellenposition ändert. Die mittlere Gastemperatur resultiert aus einer differentiellen Energiebilanz innerhalb der Motorprozessrechnung. Die entsprechenden Oberflächentemperaturen der Zylinderwände werden mit einem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Modell (Kapitel 3.3.2) berechnet und über die Co-Simulationsplattform den anderen Modellen zugänglich gemacht.

3.2.2 Wärmeübergang in den Ein- und Auslasskanälen

Neben dem Wandwärmestrom über die Brennraumwände stellt der Wärmestrom zwischen der Frischluft und den Einlasskanalwänden, aber vor allem der Wärmestrom zwischen dem heißen Abgas und den Auslasskanalwänden und damit dem Zylinderkopf einen großen Anteil der insgesamt der Motorstruktur zugeführten Wärmemenge dar. Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit sowie in [94] zeigen, dass dieser Anteil auf bis zu 20% der insgesamt zugeführten Wärmemenge über die Brennraumwände und Auslasskanäle ($\dot{Q}_W + \dot{Q}_{AK}$) ansteigen kann. Eine Vernachlässigung dieses Wärmestroms würde demnach zu großen, im Nachhinein nicht mehr korrigierbaren Fehlern führen. Aus diesem Grund wird im Folgenden die Vorgehensweise bei der Modellierung des Wärmestroms zwischen der Verbrennungsluft bzw. Abgas und dem Einlass- bzw. Auslasskanal vorgestellt.

Nach Zapf [129] ergibt sich ein phänomenologischer Zusammenhang für die Nusselt-Zahl im Einlasskanal:

$$Nu_{EK} = \frac{\alpha_{EK} D_{EK}}{\lambda_{Luft}} = 0.214 \cdot Re_D^{0.68} \cdot \left(1 - 0.765 \cdot \frac{h_V}{D_i}\right) \quad (3.8)$$

wobei D_{EK} den Durchmesser des Einlasskanals, h_V den Ventilhub und D_i den inneren Ventilsitzdurchmesser bezeichnen. Unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung sowie der Annahme, dass der Strömungsquerschnitt des Einlasskanals kreisförmig ist, kann der Wärmeübergangskoeffizient wie folgt formuliert werden:

$$\alpha_{EK} = 0.214 \cdot \frac{\lambda_{Luft}}{D_{EK}} \cdot \left(\frac{4\dot{m}_{Luft}}{\pi\eta_{Luft}D_{EK}}\right)^{0.68} \cdot \left(1 - 0.765 \cdot \frac{h_V}{D_i}\right) \quad (3.9)$$

Des Weiteren wird sowohl die dynamische Viskosität als auch die Wärmeleitfähigkeit der Luft in Abhängigkeit der Temperatur [78] ausgedrückt.

$$\eta_{Luft} = 0.612 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0.609} \quad (3.10)$$

$$\lambda_{Luft} = 0.317 \cdot 10^{-3} \cdot T^{0.772} \quad (3.11)$$

Diese Zusammenhänge werden in Gleichung 3.9 berücksichtigt.

Letztlich kann der Wärmeübergangskoeffizient im Einlasskanal in Abhängigkeit des Luftmassenstroms, des Kanaldurchmessers und der Lufttemperatur in folgender Form angegeben werden:

$$\alpha_{EK} = 1.342 \cdot \left(1 - 0.765 \cdot \frac{h_V}{D_i}\right) \cdot \dot{m}_{Luft}^{0.68} \cdot D_{EK}^{-1.68} \cdot T^{0.358} \quad (3.12)$$

In dieser Form wird Gleichung 3.12 in das Motorstrukturmodell implementiert, wobei das Verhältnis h_V/D_i mit der Kenntnis der Ventilhubkurven über ein Arbeitsspiel integriert wird. Sowohl der Luftmassenstrom als auch die Saugrohrlufttemperatur werden vom motorischen Luftpfadmodell an die Co-Simulationsplattform übergeben und können somit vom Motorstrukturmodell abgefragt werden, um den Wärmeaustausch mit den Einlasskanälen berechnen zu können. Die Veränderung der Ansauglufttemperatur wird im Motorstrukturmodell berechnet und die Rückgabe an das Luftpfadmodell erfolgt ebenfalls über die Co-Simulationsplattform. Hierbei ist zu beachten, dass stets mit den Stoffwerten reiner Luft (vgl. Gleichung 3.10 und 3.11) gerechnet wird. Aufgrund der insgesamt relativ geringen Wärmemenge, die über die Einlasskanalwände übertragen wird, ist die Unsicherheit aufgrund geänderter Stoffwerte infolge steigender Abgasrückführungsrate vernachlässigbar gering.

Für die Berechnung der Nusselt-Zahl im Auslasskanal gibt Zapf [129] folgende Korrelation an:

$$Nu_{AK} = \frac{\alpha_{AK} D_{AK}}{\lambda} = 2.58 \cdot Re_D^{0.5} \cdot \left(1 - 0.797 \cdot \frac{h_V}{D_i}\right) \quad (3.13)$$

Erneut kann unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung sowie der Annahme, dass der Strömungsquerschnitt des Auslasskanals kreisförmig ist, der Wärmeübergangskoeffizient wie folgt angegeben werden:

$$\alpha_{AK} = 2.58 \cdot \frac{\lambda_{Abgas}}{D_{AK}} \cdot \left(\frac{4\dot{m}_{Abgas}}{\pi\eta_{Abgas}D_{AK}}\right)^{0.5} \cdot \left(1 - 0.797 \cdot \frac{h_V}{D_i}\right) \quad (3.14)$$

Unter Berücksichtigung einer vereinfachten Annahme der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte des Abgases gemäß [78]

$$\eta_{Abgas} = 0.355 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0.679} \quad (3.15)$$

$$\lambda_{Abgas} = 0.202 \cdot 10^{-3} \cdot T^{0.837} \quad (3.16)$$

führt die Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem Abgas und den Auslasskanälen in Abhängigkeit des Abgasmassenstroms, des Kanaldurchmessers sowie der Abgastemperatur zu:

$$\alpha_{AK} = 0.987 \cdot \left(1 - 0.797 \cdot \frac{h_V}{D_i}\right) \cdot \dot{m}^{0.5} \cdot D_{AK}^{-1.5} \cdot T^{0.498} \quad (3.17)$$

Wie bereits bei der Implementierung der Berechnung des einlasskanalseitigen Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt die Variablenübergabe der Abgastemperatur am Auslassventil sowie der Abgasmassenstrom über die Co-Simulationsplattform. Das Abgas erfährt nach Verlassen des Zylinderkopfes eine weitere Abkühlung am Krümmer, so dass die Temperatur vor Turbine (T_3) an das Luftpfadmodell zurückgegeben wird und somit dem physikalischen Modells des Abgasturboladers [71] zur Verfügung steht.

Die Berechnung der Wärmeströme in den Einlass- und Auslasskanälen erfolgt nach folgendem Ansatz:

$$\dot{Q}_{EK} = \alpha_{EK} \cdot A_{EK} \cdot (T_{Luft,SR} - T_{EK}) \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_{AK} = \alpha_{AK} \cdot A_{AK} \cdot (T_{Abgas,AV} - T_{AK}) \quad (3.19)$$

Dabei muss beachtet werden, dass das Saugrohr des untersuchten Verbrennungsmotors von der Drallklappe bis zum Eintritt in den Zylinderkopf zweiflutig ausgeführt ist und bei der Berechnung des Wärmeaustausches zwischen dem Tangentialkanal und Füllkanal unterschieden werden muss. Die Unterschiede der jeweiligen Kanalgeometrie ist dabei berücksichtigt. Gleiches gilt für die beiden Auslasskanäle, die geringfügige Unterschiede hinsichtlich Kanallänge und -durchmesser aufweisen. Sowohl auf der Einlass- als auch auf der Auslassseite wird angenommen, dass sich der Luft- bzw. Abgasstrom gleichmäßig auf beide Kanäle verteilt.

3.3 Motorstruktur

Für die Modellierung der Struktur des Verbrennungsmotors sind in der Literatur verschiedene Ansätze zu finden. Diese reichen von nulldimensionalen Mehrmassenmodellen [16,43,60,93,95,97,102,118,122] bis hin zur direkten Kopplung von dreidimensionalen Strömungssimulationen (CFD) mit dreidimensionalen Finite-Elemente-Methoden (FEM) [24,114], bei denen mit Hilfe der *conjugate heat transfer analysis* der konvektive Wärmerübergang innerhalb der Fluidgrenzschicht und die Wärmeleitungsphänomene in Festkörpern simultan berechnet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wird im Kontext einer thermischen Motorsimulation ein neuer Ansatz vorgestellt, der eine eindimensionale Modellierung der brennraumnahen Motorstruktur mit einer nulldimensionalen Modellierung der brennraumfernen Motorstruktur kombiniert. Damit soll sichergestellt werden, dass die thermische Trägheit der Brennraumwände insbesondere bei transienten Warmlaufsimulationen mit häufigen Last- und Drehzahländerungen realitätsnäher abgebildet werden kann und gleichzeitig die Vorteile eines nulldimensionalen Mehrmassenmodells hinsichtlich Rechenzeit und Handhabbarkeit für die restliche Motorstruktur genutzt werden können. Dazu wird zunächst in Kapitel 3.3.1 die thermische Modellierung der brennraumfernen Motorstruktur vorgestellt und die thermische Interaktion mit der brennraumnahen Motorstruktur näher erläutert. Im Anschluss werden in Kapitel 3.3.2 drei verschiedene Modellierungsansätze zur Beschreibung des Temperaturprofils innerhalb der brennraumnahen Wände vorgestellt, wobei einer dieser drei Modellierungsansätze für zwei unterschiedliche Randbedingungen in Abhängigkeit des gewünschten Detaillierungsgrades der Lösung diskutiert wird.

3.3.1 Diskretisierung der Verbrennungsmotorstruktur

In diesem Abschnitt erfolgt die Beschreibung des thermischen Verhaltens der Motorstruktur. Dazu wird der Verbrennungsmotor repräsentativ für einen Zylinder in mehrere thermische Massen diskretisiert. Dabei wird angenommen, dass sich die Temperaturverteilung einzelner Zylinder eines Mehrzylindermotors nicht wesentlich unterscheiden [124]. Für jede thermische Masse kann genau ein Temperaturverlauf berechnet werden. Gemäß des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik wird jede einzelne Masse nulldimensional bilanziert:

$$\frac{dU_i}{dt} = m_i c_{p,i} \frac{dT_i}{dt} = \sum \dot{Q}_{zu} - \sum \dot{Q}_{ab} \quad (3.20)$$

Die obige Gleichung beschreibt die zeitliche Änderung der inneren Energie und damit der Temperatur der Masse i in Abhängigkeit der zu- und abgeführten Wärmeströme. Dabei können diese als Wärmeeintrag aus der Verbrennung, Reibung oder Abgas, konvektiver Wärmeaustausch mit Fluiden (Kühlmittel oder Motoröl), konduktiver Wärmeaustausch mit benachbarten Massen oder als Wärmeaustausch mit der Umgebung verstanden werden.

Die Aufteilung der jeweiligen Motorbaugruppen in diskrete Massen erfolgt in Anlehnung an Samhaber [95]. Soweit dies möglich war, wurden dabei nicht die vorgeschlagenen Berechnungsvorschriften für die Bestimmung der jeweiligen Massen aus der Materialdichte sowie charakteristischen Abmaßen verwendet, sondern exakte Massen, die aus CAD-Daten gewonnen werden konnten. Die Berechnung der einzelnen Wärmeleitwiderstände, die den Wärmeaustausch infolge Wärmeleitung zwischen zwei Massen ermöglicht, erfolgt ebenfalls größtenteils nach Samhaber. Des Weiteren sind die thermophysikalischen Materialeigenschaften temperaturabhängig berücksichtigt.

In Abbildung 3.4 ist der Aufbau des thermischen Mehrmassenmodells des Verbrennungsmotors schematisch dargestellt. Die Massendiskretisierung sieht abzüglich der Zylinderwand, die mit dem Verbrennungsgas im thermischen Austausch steht, 13 thermische Massen vor. Auf den Zylinderkopf entfallen *vier* thermische Massen, wobei dazu auch die Einlass- und die Auslasskanalwände gehören, die im konvektiven Wärmeaustausch mit der Frischluft bzw. dem Abgas stehen (vgl. Kapitel 3.2.2). Die berechneten Austrittstemperaturen der Luft bzw. des Abgases werden über die Co-Simulationsplattform zurück an das Verbrennungs- und das Luftpfadmodell gegeben. Die Massen der Ein- und Auslasskanäle stehen mit dem Feuerdeck in einem konduktiven Wärmeaustausch. Darüber hinaus erfolgt ein Wärmeeintrag infolge der Verbrennung zum Feuerdeck. Die restliche Zylinderkopfmasse ist über Wärmeleitwiderstände mit den Ein- und Auslasskanälen sowie dem Feuerdeck verbunden. Des Weiteren erfolgt ein direkter Wärmeeintrag infolge von Reibung sowie ein konvektiver Wärmeaustausch mit Kühlmittel, Motoröl und der Umgebung. Der Krümmer stellt *eine*

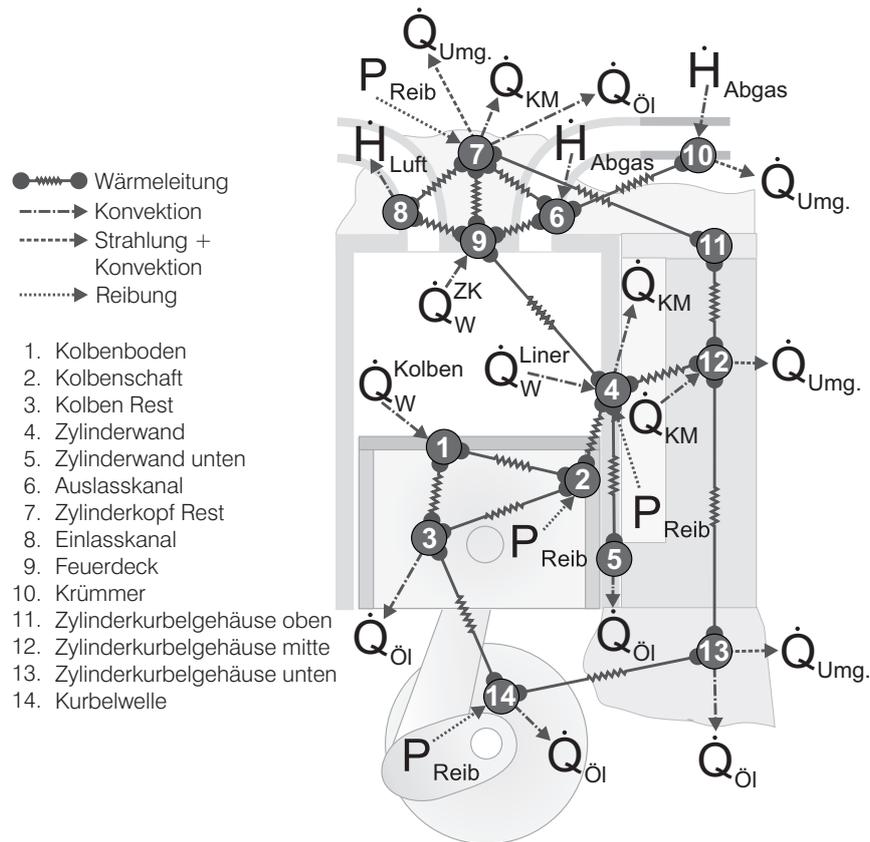


Abbildung 3.4: Thermisches Mehrmassenmodell des repräsentativen Zylinders mit sämtlichen zu- und abgeführten Wärmemengen

thermische Masse dar und steht sowohl mit dem Abgas und den Auslasskanälen als auch mit der Umgebung in einem thermischen Austausch. Der Kolben wird in *drei* thermische Massen diskretisiert. Es erfolgt ein direkter Wärmeeintrag in den Kolbenboden infolge der Verbrennung. Darüber hinaus steht der Kolbenboden mit dem Kolbenschaft und dem restlichen Kolben im thermischen Kontakt. Der Kolbenschaft steht über Wärmeleitung mit der Zylinderwand in Kontakt und bezieht einen zusätzlichen Wärmeeintrag infolge der Reibung zwischen Kolben und Zylinderwand. Der restliche Kolben gibt Wärme an das Motoröl ab und steht wärmeleitend über die Pleuelstange mit der Pleuelstange in Verbindung. Die Pleuelstange wird als *eine* thermische Masse abgebildet. Es erfolgt eine Wärmeabgabe an das Motoröl und ein Wärmeeintrag infolge der Reibung. Das Pleuelstangengehäuse wird ebenfalls in *drei* thermische Massen unterteilt und steht mit Kühlmittel, Motoröl und der Umgebung im Wärmeaustausch. Die Pleuelstange erfährt einen direkten Wärmeeintrag infolge der Verbrennung sowie der Reibung und steht sowohl mit dem Pleuelstangenkopf, dem Pleuelstangenbolzen als auch mit der unteren Pleuelstange, die keinen direkten Wärmeeintrag infolge der Verbrennung erfährt, konduktiv in Verbindung. Auf die verschiedenen Möglichkeiten der Modellierung der Pleuelstange wird in Kapitel 3.3.2 detaillierter eingegangen.

Damit im Rahmen eines thermischen Motormodells Temperaturen der Motorstruktur, des Kühlmittels und des Motoröls berechnet werden können, müssen gemäß der obigen Modellbeschreibung entsprechende Wärmeströme dem thermischen Mehrmassenmodell zu- bzw. abgeführt werden. Diese Größen werden über die Co-Simulationsplattform von den betreffenden benachbarten Systemen bereitgestellt. Dazu zählen neben den aus der Verbrennung resultierenden Wandwärmeströmen zum Zylinderkopf, zur Zylinderwand und zum Kolben auch die Wärmeströme, die sich in Abhängigkeit der Kanalwandtemperaturen im Einlass- bzw. Auslasskanal ergeben. Darüber hinaus muss der Wärmeaustausch zwischen der Motorstruktur und dem Kühlmittel sowie mit dem Motoröl berücksichtigt werden. Der wärmewirksame Anteil der Reibleistung wird ebenfalls als zusätzlicher Wärmeeintrag an verschiedenen Positionen des thermischen Massenmodells berücksichtigt. Schließlich muss die konvektive Wärmeübertragung von den verschiedenen Motoroberflächen an die durch den Motorraum strömende Luft berechnet werden. Folglich entscheidet die Modellierungsqualität der einzelnen Systeme über die erreichbare Modellgüte des gesamten thermischen Motormodells.

3.3.2 Wandtemperaturmodell

Nachdem im vorherigen Kapitel die Modellierung der brennraumfernen Motorstruktur vorgestellt wurde, folgt in diesem Abschnitt die Beschreibung der brennraumnahen Motorstruktur, die sowohl im direkten Wärmeaustausch mit dem Verbrennungsgas als auch mit dem Kühlmittel steht. Für die Berechnung des Wandwärmestroms auf Basis des Newton'schen Ansatzes sind gemäß Gleichung 3.7 neben der Kenntnis des gegenseitigen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_W(\varphi)$, der Brennraumoberflächen $A_{W,i}(\varphi)$ sowie der Gastemperatur $T(\varphi)$ auch die Brennraumwandtemperaturen an den Oberflächen $T_{W,i}$ des Zylinderkopfes, des Kolbens und der Zylinderwand zwingend notwendig. Diese dürfen insbesondere im Kontext einer Motorwarmlaufsimulation nicht als konstant angesehen werden, obwohl die Gastemperaturen viel höhere Werte im Vergleich zu den Brennraumwänden annehmen. Darüber hinaus zeigen Analysen der auftretenden Biot-Zahlen, dass durchaus Betriebszustände auftreten können, die eine Vernachlässigung der Temperaturgradienten innerhalb der brennraumbegrenzenden Wände nicht gestatten.

Aus diesem Grund werden im Rahmen dieser Arbeit drei verschiedene Modellierungsansätze vorgestellt und hinsichtlich ihrer Eignung zur Umsetzung im Rahmen einer Co-Simulation diskutiert. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 3.5 die untersuchten Wandtemperaturmodelle am Beispiel der Zylinderwand (ZW). Modellierungsansatz 1 stellt aufgrund der Ortsunabhängigkeit der Temperatur den einfachsten Fall dar, wohingegen bei Modellierungsansatz 2 und 3 die Zylinderwandtemperatur sowohl vom Ort als auch von der Zeit abhängt. Im Folgenden werden die drei Modellierungsansätze näher erläutert und deren mathematische Umsetzung detailliert beschrieben.

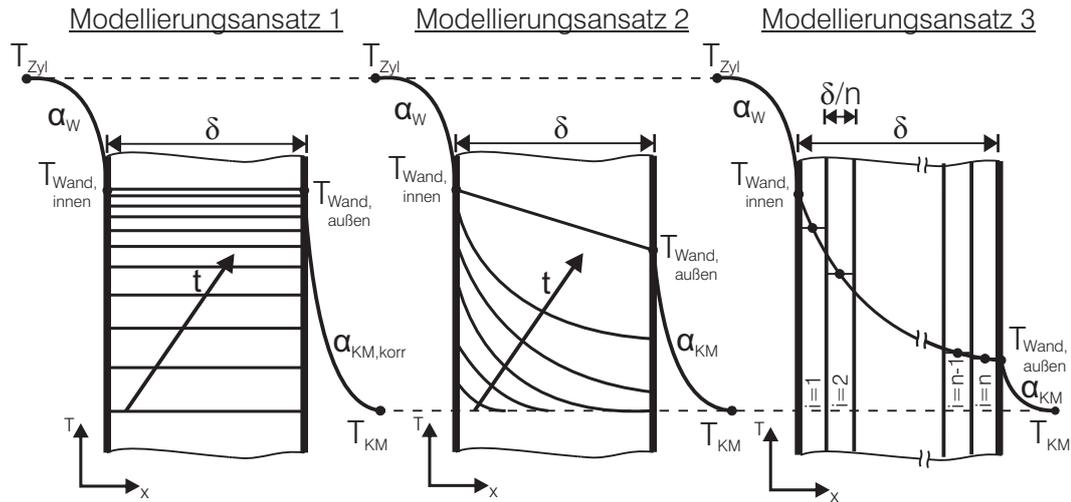


Abbildung 3.5: Untersuchte Ansätze zur Berechnung des instationären Temperaturprofils in der Zylinderwand (ZW)

Modellierungsansatz 1 Hierbei wird davon ausgegangen, dass das Wandtemperaturprofil geometrisch homogen ist. Dies bedeutet, dass sich die berechnete Temperatur ausschließlich über der Zeit ändert, jedoch keinen räumlichen Gradienten besitzt. Diese Vereinfachung erleichtert die Handhabung deutlich. Die Änderung der inneren Energie der Struktur kann wie folgt beschrieben werden:

$$\rho A_W \delta c_p \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_W - \dot{Q}_{KM} + \frac{1}{2} P_{Reib, Kolben \leftrightarrow ZW} - \dot{Q}_{ZW \leftrightarrow ZK} - \dot{Q}_{ZW \leftrightarrow ZW, U} \quad (3.21)$$

Es gilt zu beachten, dass aufgrund der Annahme eines homogenen Wandtemperaturprofils kühlmitteleitig eine zu hohe Wandtemperatur prognostiziert wird. Die Berechnung des Kühlmitteltemperaturverlaufs kann in diesem Fall nur noch mit einer Korrektur des kühlmitteleitigen Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha_{KM, korr}$) gelingen.

Modellierungsansatz 2 Wenn neben dem zeitlichen auch der geometrische Temperaturgradient berücksichtigt werden soll, bietet der zweite Modellierungsansatz zwei verschiedene Lösungen, die sich in Abhängigkeit der gewünschten Detaillierungstiefe der Zeitskalen unterscheiden. Die Lösungen werden dabei von der Wahl der Randbedingungen bestimmt. So empfiehlt sich die Verwendung der Randbedingung 2. Art, wenn die über ein Arbeitsspiel kumulierten Wärmestromdichten an den Rändern vorgegeben werden. Die Randbedingung 3. Art berücksichtigt zu jedem Zeitpunkt die momentan ausgetauschte Wärmestromdichte. Die Lösung erfasst demnach auch die Temperaturschwingungen innerhalb der Wand über ein Arbeitsspiel. Im Gegensatz zu anderen Arbeiten, bei denen die Temperaturschwingung im stationären Betrieb von Interesse ist, wird die Lösung dieses Problems zusätzlich erschwert, da die Randbedingungen auf beiden Seiten dynamisch sind und die Annahme eines halbunendlich

ausgedehnten Körpers unter Verwendung einer Dirichlet'schen-Randbedingung (Randbedingung 1. Art) nicht zulässig ist. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass der Urheber der Berechnungsvorschrift des innerzylindrischen Wärmeübergangskoeffizienten (vgl. Gleichung 2.37) in der Formulierung seines empirischen quasistationären Ansatzes von einem örtlichen Mittelwert der Wandtemperatur ausgeht und dessen zeitliche Veränderung als vernachlässigbar ansieht. In Kombination mit dieser Vermutung empfiehlt sich die Anwendung der Randbedingung 2. Art für die Berechnung der Zylinderwandtemperatur. Dennoch wird im Rahmen dieser Arbeit ebenfalls die Lösung für die Anwendung der Randbedingung 3. Art vorgestellt, mit der unter Berücksichtigung physikalischer Ansätze [45] zur Beschreibung des gasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten, die auf den hochstationären Charakter der motorischen Wärmeübertragung hinweisen, gearbeitet werden kann.

In der prinzipiellen Vorgehensweise sind beide Lösungswege identisch. Sie kann in sechs Stufen gegliedert werden und wird im Folgenden näher beschrieben:

1. *Differentielle Energiebilanz*

Die Änderung der inneren Energie in x-Richtung an einem Element der Dicke dx unter Berücksichtigung der Annahme, dass die Dichte ρ , die Fläche A und die spezifische Wärmekapazität c_p in x-Richtung konstant sind, lautet:

$$\rho A c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx = \dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx} \quad (3.22)$$

wobei nach dem Fourier'schen Gesetz

$$\dot{Q}_x = -\lambda A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.23)$$

gilt, sofern $\frac{\partial T}{\partial x}$ dem Temperaturgradienten normal zu einer Fläche mit konstanter Temperatur entspricht. Für \dot{Q}_{x+dx} ergibt sich nach einer Taylor-Entwicklung unter Vernachlässigung aller Glieder höherer Ordnung ($\mathcal{O}_{max} = 1$):

$$\rho A c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx = -\frac{\partial}{\partial x} \left(-\lambda A \frac{\partial T}{\partial x} dx \right) \quad (3.24)$$

Unter der Annahme, dass sowohl die Wärmeleitfähigkeit λ als auch die Fläche A keine Änderung in x-Richtung erfährt, führt Gleichung 3.24 nach Einführung der Temperaturleitfähigkeit $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ sowie der Übertemperatur¹ Θ zu einer pa-

¹In vielen Fällen empfiehlt sich die frühzeitige Einführung einer Übertemperatur. Dies erleichtert einerseits die Formulierung der Randbedingungen und vereinfacht im späteren Verlauf die Handhabung der Lösung. Des Weiteren kann die Einführung einer Übertemperatur zu einer Homogenisierung der Differentialgleichung führen, so dass partikuläre Lösungen vermieden werden können.

rabolischen partiellen Differentialgleichung zweiter Ordnung (Fourier'sche Differentialgleichung):

$$\frac{\partial}{\partial t}\Theta(x, t) - a\frac{\partial^2}{\partial x^2}\Theta(x, t) = 0 \quad (3.25)$$

wobei Θ wie folgt definiert ist:

$$\Theta(x, t) = T(x, t) - T_0 \quad (3.26)$$

2. *Definition der Anfangs- und Randbedingungen*

Für die Anfangsbedingung des Temperaturprofils gilt:

$$\Theta(x, t = 0) = \Theta_0 = 0 \quad \forall \quad x \quad (3.27)$$

wobei bei der Wahl der Randbedingungen zwischen der Randbedingung 2. Art (Neumann) und der Randbedingung 3. Art (Newton und Fourier) unterschieden werden muss. Bei der Randbedingung 2. Art muss die Wärmestromdichte an den Rändern der Wand bekannt sein, so dass folgender Zusammenhang gilt:

$$\frac{\partial}{\partial x}\Theta(x = 0, t) = -\frac{\dot{Q}_W}{\lambda A_W} \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\Theta(x = \delta, t) = +\frac{\dot{Q}_{KM}}{\lambda A_W} \quad (3.29)$$

Unter Verwendung der Randbedingung 3. Art können die Wärmestromdichten im Fluid und in der Struktur an den Rändern in Zusammenhang gebracht werden. Die Randbedingungen lauten

$$\frac{\partial}{\partial x}\Theta(x = 0, t) = +\frac{\alpha_W}{\lambda} (\Theta(x = 0, t) - \Theta_{Gas}) \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\Theta(x = \delta, t) = -\frac{\alpha_{KM}}{\lambda} (\Theta(x = \delta, t) - \Theta_{KM}) \quad (3.31)$$

wobei λ die Wärmeleitfähigkeit der Struktur beschreibt.

3. *Laplace-Transformation*

Nachdem sowohl die Differentialgleichung als auch die Anfangs- und Randbedingungen der Wärmeleitungsfragestellung eindeutig bestimmt sind, wird die Differentialgleichung in den Laplace-Bildbereich transformiert. Dazu wird die Definition der Laplace-Transformation auf die partielle Differentialgleichung 3.25 angewandt, um aus der Originalfunktion $\Theta(x, t)$ die Bildfunktion $u(x, s)$ zu erhalten:

$$u(x, s) = \mathcal{L}\{\Theta(x, t)\} = \int_0^{\infty} \Theta(x, t)e^{-st} dt \quad (3.32)$$

Gemäß der Gültigkeit folgender Sätze [30, 121]:

$$\mathcal{L} \left\{ \frac{\partial \Theta}{\partial t} \right\} = s \mathcal{L} \{ \Theta \} - \Theta_0 = su - \lim_{t \rightarrow 0} \Theta_0(x, t) \quad (3.33)$$

$$\mathcal{L} \left\{ \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^2} \right\} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (3.34)$$

kann die partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung in eine gewöhnliche Differentialgleichung zweiter Ordnung überführt werden

$$\frac{d^2 u}{dx^2} - p^2 u = 0 \quad (3.35)$$

wobei die Anfangsbedingung (Gleichung 3.27) bereits berücksichtigt ist und folgender Zusammenhang eingeführt wurde:

$$p = \sqrt{\frac{s}{a}} \quad (3.36)$$

Bevor Gleichung 3.35 gelöst werden kann, müssen die Randbedingungen ebenfalls vom Originalbereich in den Laplace-Bildbereich transformiert werden.

4. Transformation der Randbedingungen

Die Randbedingungen 2. und 3. Art (vgl. Gleichungen 3.28–3.31) werden gemäß der Definition und den Vorschriften aus den Gleichungen 3.32–3.34 ebenfalls transformiert. Dies führt im Falle der Randbedingung 2. Art zu:

$$\frac{d}{dx} u(x=0, s) = -\frac{\dot{Q}_W}{A_W \lambda s} \quad (3.37)$$

$$\frac{d}{dx} u(x=\delta, s) = +\frac{\dot{Q}_{KM}}{A_W \lambda s} \quad (3.38)$$

Die Transformation der Randbedingungen 3. Art führt zu:

$$\frac{d}{dx} u(x=0, s) = +\frac{\alpha_W}{\lambda} \left(u - \frac{\Theta_{Gas}}{s} \right) \quad (3.39)$$

$$\frac{d}{dx} u(x=\delta, s) = -\frac{\alpha_{KM}}{\lambda} \left(u - \frac{\Theta_{KM}}{s} \right) \quad (3.40)$$

Damit ist das Wärmeleitungsproblem vollständig im Laplace-Bildbereich beschrieben.

5. Lösen der Differentialgleichung

Die allgemeine Lösung linearer Differentialgleichungen zweiter Ordnung mit konstanten Koeffizienten [11] sowie deren Differentiation lauten:

$$u(x, s) = C_1 \cosh(px) + C_2 \sinh(px) \quad (3.41)$$

$$\frac{d}{dx}u(x, s) = C_1 p \sinh(px) + C_2 p \cosh(px) \quad (3.42)$$

wobei nun mit Hilfe der bereits in den Laplace-Bildbereich transformierten Randbedingungen (RB) die Größen C_1 und C_2 bestimmt werden müssen.

Diese ergeben sich unter Berücksichtigung der Neumann'schen Randbedingungen (vgl. Gleichung 3.37 und 3.38) zu:

$$C_{1, \text{RB 2. Art}} = \frac{\dot{Q}_W \cosh(p\delta) + \dot{Q}_{KM}}{sp\lambda A_W \sinh(p\delta)} \quad (3.43)$$

$$C_{2, \text{RB 2. Art}} = -\frac{\dot{Q}_W}{sp\lambda A_W} \quad (3.44)$$

Unter Verwendung der Randbedingungen 3. Art (vgl. Gleichung 3.39 und 3.40) ergeben sich die Größen C_1 und C_2 wie folgt:

$$C_{1, \text{RB 3. Art}} = \frac{\Theta_{Gas} \frac{\alpha_W}{s\lambda} \left(\cosh(p\delta) + \frac{\alpha_{KM}}{p\lambda} \sinh(p\delta) \right) + \Theta_{KM} \frac{\alpha_{KM}}{s\lambda}}{\left(p + \frac{\alpha_W \alpha_{KM}}{p\lambda^2} \right) \sinh(p\delta) + \left(\frac{\alpha_W + \alpha_{KM}}{\lambda} \right) \cosh(p\delta)} \quad (3.45)$$

$$C_{2, \text{RB 3. Art}} = \frac{\alpha_W}{p\lambda} \left(C_{1, \text{RB 3. Art}} - \frac{\Theta_{Gas}}{s} \right) \quad (3.46)$$

Damit steht die Lösung des instationären Temperaturprofils der Brennraumwand im Laplace-Bildbereich für zwei verschiedene Arten von Randbedingungen fest.

6. Rücktransformation in den Originalbereich

Die oben vorgestellten Lösungen beschreiben das Temperaturprofil als Funktion der geometrischen Größe x sowie des komplexen Frequenzparameters s . Gesucht ist jedoch das Temperaturprofil als Funktion der geometrischen Größe x sowie der Zeit t . Um diese Lösung zu bekommen, muss die inverse Laplace-Transformation berechnet werden:

$$\Theta(x, t) = \mathcal{L}^{-1}\{u(x, s)\} = \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma-i\infty}^{\gamma+i\infty} u(x, s) e^{st} ds \quad (3.47)$$

Eine Alternative zur Integration über die komplexe Variable s bieten numerische Inversionsverfahren. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dazu das von de Hoog

entwickelte und von Hollenbeck [37] umgesetzte Verfahren zur Berechnung der inversen Laplace-Transformation gewählt.

Ein Vorteil der Laplace-Transformation besteht darin, dass die Lösung der gewöhnlichen Differentialgleichung (Gleichung 3.41) nicht in ihrer Gesamtheit zurück in den Originalbereich transformiert werden muss. Diese Eigenschaft kann vor allem dann interessant sein, wenn der zeitliche Temperaturverlauf nur an einer bestimmten Stelle x von Interesse ist. Dazu kann bereits im Laplace-Bildbereich die Variable x durch die gewünschte Position ersetzt werden. Am Beispiel der Lösung für den zeitlichen Temperaturverlauf an der Oberfläche der Zylinderwandinnenseite ($x = 0$) wird dies unter Berücksichtigung der Randbedingung 2. Art (Wärmestromdichten als Randbedingung) im Folgenden dargestellt. Gleichung 3.41 vereinfacht sich bei $x = 0$ zu:

$$u(x = 0, s) = C_{1, \text{RB 2. Art}} = \frac{\dot{Q}_W \cosh(p\delta) + \dot{Q}_{KM}}{sp\lambda A_W \sinh(p\delta)} \quad (3.48)$$

Gemäß der Definition der Hyperbelfunktionen folgt daraus:

$$u(x = 0, s) = \frac{[\dot{Q}_W (e^{p\delta} + e^{-p\delta}) + 2\dot{Q}_{KM}] e^{-p\delta}}{sp\lambda A_W (1 - e^{-2p\delta})} \quad (3.49)$$

wobei der Bruch mit $e^{-p\delta}$ erweitert wurde, damit der Nenner in eine binomische Reihe entwickelt werden kann:

$$u(x = 0, s) = \frac{[\dot{Q}_W (e^{p\delta} + e^{-p\delta}) + 2\dot{Q}_{KM}] e^{-p\delta}}{sp\lambda A_W} \cdot (1 + e^{-2p\delta} + e^{-4p\delta} + \dots) \quad (3.50)$$

$$u(x = 0, s) = \frac{\dot{Q}_W (e^{p\delta} + e^{-p\delta}) + 2\dot{Q}_{KM}}{sp\lambda A_W} \cdot (e^{-p\delta} + e^{-3p\delta} + e^{-5p\delta} + \dots) \quad (3.51)$$

Für die Rücktransformation können neben der Anwendung der Laplace-Inversion (vgl. Gleichung 3.47) Korrespondenztafeln aus der Literatur verwendet werden. Darin sind die Zusammenhänge zwischen häufig auftretenden Original- und Bildfunktionen aufgeführt. Eine ausführliche Zusammenstellung jener ist in [11] zu finden. Um im Rahmen dieser Arbeit auf Korrespondenztafeln zurückgreifen zu können, bedarf es einer Zerlegung von Gleichung 3.51 in elementare Bildfunktionen:

$$u(x = 0, s) = \frac{\dot{Q}_W}{sp\lambda A_W} + \frac{2\dot{Q}_W}{sp\lambda A_W} \cdot (e^{-2p\delta} + e^{-4p\delta} + e^{-6p\delta} + \dots) + \frac{2\dot{Q}_{KM}}{sp\lambda A_W} \cdot (e^{-p\delta} + e^{-3p\delta} + e^{-5p\delta} + \dots) \quad (3.52)$$

Unter Berücksichtigung folgender Laplace-Transformationen

$$\frac{1}{s^n \sqrt{s}} = \frac{n!}{(2n)!} \cdot \frac{4^n}{\sqrt{\pi}} \cdot t^{n-\frac{1}{2}} \quad \text{mit } n \in \mathbb{N} \quad (3.53)$$

$$\frac{e^{p\delta}}{sp} = 2\sqrt{at} \cdot \left(\frac{e^{-\xi^2}}{\sqrt{\pi}} - \xi \cdot \operatorname{erfc}(\xi) \right) = 2\sqrt{at} \cdot \operatorname{ierfc}(\xi) \quad \text{mit } \xi = \frac{\delta}{2\sqrt{at}} \quad (3.54)$$

kann der zeitliche Verlauf der Übertemperatur auf der Innenseite der Zylinderwand $\Theta_{W,i}$ wie folgt angegeben werden:

$$\Theta(0, t) = \frac{2\dot{Q}_W}{\lambda A_W} \sqrt{\frac{at}{\pi}} + \frac{4\dot{Q}_W}{\lambda A_W} \sqrt{at} \sum_{n=1}^{\infty} \operatorname{ierfc}(2n\xi) + \frac{4\dot{Q}_{KM}}{\lambda A_W} \sqrt{at} \sum_{n=1}^{\infty} \operatorname{ierfc}[(2n-1)\xi] \quad (3.55)$$

wobei $\operatorname{erfc}(\xi)$ die komplementäre Fehlerfunktion und $\operatorname{ierfc}(\xi)$ die integrierte Fehlerfunktion darstellen². Schließlich kann nach weiterer Umformung von Gleichung 3.55 und unter Berücksichtigung der Definition der Übertemperatur Θ gemäß Gleichung 3.26 auf die tatsächliche Oberflächentemperatur der Brennraumwandinnenseite $T_{W,i}$ geschlossen werden, wobei T_0 die Initialtemperatur darstellt:

$$T_{W,i}(t) = T_0 + \frac{4\sqrt{at}}{\lambda A_W} \cdot \left[\dot{Q}_W \left(\frac{1}{2\sqrt{\pi}} + \sum_{n=1}^{\infty} \operatorname{ierfc}(2n\xi) \right) + \dot{Q}_{KM} \sum_{n=1}^{\infty} \operatorname{ierfc}[(2n-1)\xi] \right]$$

Modellierungsansatz 3 Im Modellierungsansatz 3 wird die gesamte Breite δ der Zylinderwand in n Schichten der Dicke δ/n diskretisiert, wobei jede Schicht ein geometrisch homogenes Temperaturprofil besitzt. Bei einer geeigneten Wahl von n ergibt sich ebenfalls ein über die gesamte Breite δ inhomogenes Temperaturprofil, so dass sowohl der Wandwärmestrom \dot{Q}_W , der Wärmestrom von der Struktur zum Kühlmittel \dot{Q}_{KM} als auch die Änderung der inneren Energie der Struktur $\sum_{i=1}^n \rho A_W \frac{\delta}{n} c_p \frac{dT_i}{dt}$ ohne Modifikationen des kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten berechnet werden kann. Ein weiterer wesentlicher Unterschied im Vergleich zum Modellierungsansatz 2 ist, dass nun zusätzlich ein Wärmeaustausch mit dem Zylinderkopf, der Masse Zylinderwand unten sowie der Wärmeeintrag in die Motorstruktur infolge der Reibung (vgl. Abbildung 3.4) berücksichtigt werden kann, wobei angenommen wird, dass sich die wärmewirksame Reibleistung der Kolbengruppe gleichmäßig auf die Zylinderwand und den Kolben verteilt.

²Die Lösungen der Fehlerfunktionen sind in tabellarischer Form oder als Reihenentwicklungen in entsprechender Fachliteratur zu finden. Auf die Angabe der Fehlerfunktionen sowie deren Zusammenhänge wird in dieser Arbeit verzichtet.

Gemäß Abbildung 3.5 ergibt sich für die gasseitige Strukturschicht $i = 1$ folgende Energiebilanz:

$$\rho A_W \frac{\delta}{n} c_p \frac{dT_1}{dt} = \frac{1}{t_{ASP}} \int_{t_{ASP}} \alpha_W(t) A_W(t) (T_{Zyl}(t) - T_1) dt + \frac{1}{2} P_{Reib, Kolben \leftrightarrow ZW} - \dot{Q}_{ZW,1 \leftrightarrow ZK} - \dot{Q}_{ZW,1 \leftrightarrow ZW,U} - \frac{\lambda}{\delta/n} A_W (T_1 - T_2) \quad (3.56)$$

Für die Strukturschichten zwischen den Rändern ($2 \leq i \leq n - 1$) muss folgende Gleichung erfüllt werden:

$$\rho A_W \frac{\delta}{n} c_p \frac{dT_i}{dt} = \frac{\lambda}{\delta/n} A_W (T_{i-1} + T_{i+1} - 2T_i) - \dot{Q}_{ZW,n \leftrightarrow ZK} - \dot{Q}_{ZW,n \leftrightarrow ZW,U} \quad (3.57)$$

Schließlich berechnet sich die Änderung der inneren Energie der kühlmittelseitigen Strukturschicht $i = n$ wie folgt:

$$\rho A_W \frac{\delta}{n} c_p \frac{dT_n}{dt} = -\alpha_{KM} A_W (T_n - T_{KM}) - \dot{Q}_{ZW,n \leftrightarrow ZK} - \dot{Q}_{ZW,n \leftrightarrow ZW,U} + \frac{\lambda}{\delta/n} A_W (T_{n-1} - T_n) \quad (3.58)$$

Im Rahmen dieser Arbeit wurden verschiedene Diskretisierungsstufen untersucht, wobei mit $n = 10$ ein sehr guter Kompromiss zwischen Ergebnisgenauigkeit und Rechen-dauer gefunden wurde.

Vergleich der Modellierungsansätze

In diesem Abschnitt folgt ein Vergleich zwischen dem Modellierungsansatz 2 unter Berücksichtigung des Wandwärmestroms und der Wärmeabnahme auf der Kühlmittelseite (RB 2. Art) und dem Modellierungsansatz 3, bei dem die Zylinderwand mit $n = 10$ Schichten diskretisiert wurde. Dazu zeigt Abbildung 3.6 die Zylinderwandtemperatur auf der Innenseite (brennraumseitig) des Zylinder für zwei verschiedene Fahrzyklen, die in Kapitel 4.2 detailliert beschrieben sind. Im VDA 220 wird das Fahrzeug aus dem Stand auf eine Geschwindigkeit von 50 km/h beschleunigt wobei die Umgebungs- und Starttemperatur -20°C beträgt. Nach Erreichen der Endgeschwindigkeit ist die Motordrehzahl konstant, wobei der Lastpunkt des Verbrennungsmotors aufgrund sinkender Reibleistungen im Motor und Antriebsstrang asymptotisch abnimmt. Zu Beginn des Temperaturverlaufs ist ein lokales Temperaturmaximum zu erkennen, das am Ende des Beschleunigungsvorgangs auftritt. Die Temperaturberechnung unter Verwendung des Modellierungsansatzes 2 ergibt höhere Temperaturen. Dies liegt zum einen

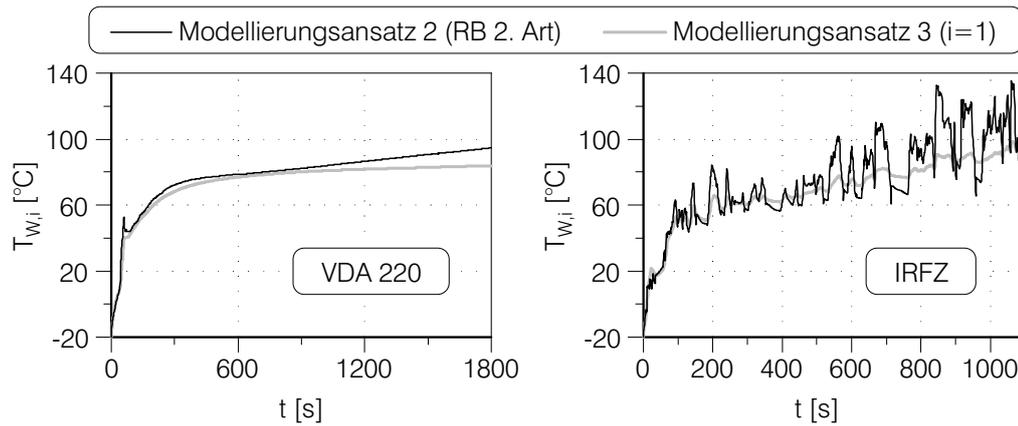


Abbildung 3.6: Vergleich zwischen der Zylinderwandinnentemperatur mit Modellierungsansatz 2 unter Berücksichtigung der Randbedingungen 2. Art und Modellierungsansatz 3 mit $n = 10$ bei $i = 1$

daran, dass bei diesem Ansatz die tatsächliche Oberflächentemperatur berechnet wird, da in Gleichung 3.55 die Bedingung $x = 0$ erfüllt wird, wohingegen beim Modellierungsansatz 3 die Lösung der Gleichung 3.56 und somit die Temperatur der inneren Wandschicht mit einer Dicke von δ/n dargestellt ist. Zum anderen wird bei der Temperaturberechnung mit dem Modellierungsansatz 3 der Wärmeaustausch mit dem Zylinderkopf sowie dem unteren Teil der Zylinderwand berücksichtigt. Diese Wärmeströme, die in den angeführten Fahrzyklen die Zylinderwand verlassen, verursachen eine stärkere Absenkung des zeitlichen Temperaturgradienten im Modellierungsansatz 3. Dies kann mit der Herleitung der partiellen Differentialgleichung gemäß Gleichung 3.25, dessen Lösung das instationäre eindimensionale Temperaturfeld beschreibt, nicht berücksichtigt werden. Darin kann lediglich der Anteil der wärmewirksamen Reibung, welcher der Zylinderwand zugeschrieben wird, mit dem Wandwärmestrom addiert werden.

Der innerstädtische Realfahrzyklus (IRFZ) ist ein sehr transientser Fahrzyklus, der durch häufige und schnelle Änderungen des Motorbetriebspunktes charakterisiert ist. Abbildung 3.6 ist zu entnehmen, dass der zeitliche Temperaturverlauf unter Verwendung des Modellierungsansatzes 3 zwar ungleichförmig ist, dies jedoch beim Modellierungsansatz 2 viel ausgeprägter ist. Diese Tatsache unterstreicht die beim VDA 220 aufgeführte Erklärung, dass beim Modellierungsansatz 2 die Temperatur unmittelbar an der Oberfläche der Struktur berechnet wird, wohingegen die Berechnung der Temperaturentwicklung mit dem Modellierungsansatz 3 mit einer größeren Trägheit und damit Dämpfung des Temperaturfeldes einhergeht.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass der Frage, welche der vorgestellten Modellierungsansätze geeigneter ist, die Frage nach der Qualität der empirischen Berechnung des innerzylindrischen Wärmeübergangskoeffizienten übergeordnet ist und aus diesem

Grund im Rahmen dieser Arbeit nicht näher diskutiert wird. Demnach hängt die Wahl des Modellierungsansatzes grundsätzlich von der eigentlichen Problemstellung und dem verwendeten Wandwärmeübergangmodell ab.

Als Entscheidungsgrundlage, die im Rahmen dieser Arbeit für die Wahl des Modellierungsansatzes herangezogen werden kann, dient eine Sensitivitätsanalyse der Brennraumwandtemperatur auf das Warmlaufverhalten des Fahrzeugs, siehe Kapitel 5.2. Mit den daraus gewonnenen Erkenntnissen wurde der Modellierungsansatz 3 für die weiteren Berechnungen gewählt, die im Rahmen dieser Arbeit diskutiert werden.

3.4 Ölkreislauf

Der Ölkreislauf erfüllt im motorischen Betrieb mehrere Funktionen, wobei an dieser Stelle die Schmierung und die Motorstrukturkühlung hervorgehoben werden. Im Kontext einer thermischen Motorsimulation ist die Kenntnis des direkten Wärmeaustausches zwischen dem Motoröl und der Motorstruktur sowie des Wärmeaustausches mit dem Kühlmittel über den Motorölkühler essentiell. Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieser Arbeit ein vereinfachtes Ölkreislaufmodell entwickelt und in Flowmaster V7 modelliert, das die thermische Interaktion des Motoröls mit dem Ventiltrieb, der Kolbengruppe, der Kurbelwelle sowie dem Zylinderkurbelgehäuse berechnet. Darüber hinaus wurde ein analytisches Modell des Motorölkühlers erstellt und anhand einer Messung abgestimmt. Der Aufbau des Ölkreislaufmodells ist schematisch in Abbildung 3.7 dargestellt.

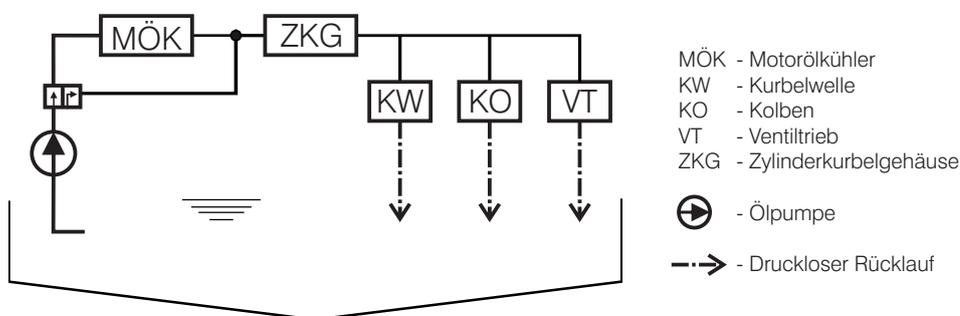


Abbildung 3.7: Schematische Darstellung des Ölkreislaufs

Der Ölstrom durch die Ölpumpe ist messtechnisch erfasst und in Abhängigkeit der Öltemperatur vor der Ölpumpe sowie der Motordrehzahl in einem Kennfeld abgelegt worden. Die Messungen stammen aus Schleppläufen mit einer Starttemperatur von -20 °C bei den Drehzahlen 750 1/min , 1500 1/min , 2250 1/min und 3000 1/min sowie Schleppläufen bei Temperaturen von 35 °C , 60 °C , 90 °C und 110 °C konditionierten Fluiden bei verschiedenen Drehzahlen, die vom Large Engines Competence

Center (LEC) des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt wurden. Das Ölvolumenstromkennfeld ist gemeinsam mit den einzelnen Messpunkten in Abbildung 3.8 dargestellt.

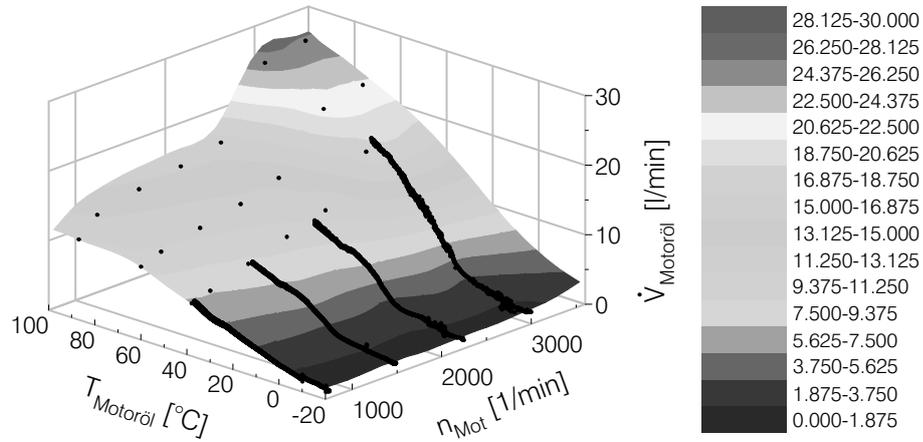


Abbildung 3.8: Ölpumpenkennfeld zur Beschreibung des Ölvolumenstroms in Abhängigkeit der Motordrehzahl und Öltemperatur

Der Ölvolumenstrom wird, sofern die Motorölkühlerumgehung nicht aktiv ist, durch den Motorölkühler geleitet und das Motoröl erfährt einen Wärmeaustausch mit dem Motorkühlmittel. Der Motorölkühler ist als Gegenstromwärmeübertrager ausgeführt, dessen Modellierung im Folgenden dargestellt wird. Dazu wird ein differentielles Flächenelement der Größe dA an der Position x energetisch bilanziert [46]:

$$d\dot{Q} = k(T_{\dot{O}l} - T_{KM}) dA_x = -\dot{m}_{\dot{O}l}c_{p,\dot{O}l}dT_{\dot{O}l} = -\dot{m}_{KM}c_{p,KM}dT_{KM} \quad (3.59)$$

wobei k den Wärmedurchgangskoeffizient darstellt. Aus Gleichung 3.59 folgt:

$$\frac{d(T_{\dot{O}l} - T_{KM})}{T_{\dot{O}l}(x) - T_{KM}(x)} = -\frac{k dA}{\frac{1}{\dot{m}_{\dot{O}l}c_{p,\dot{O}l}} - \frac{1}{\dot{m}_{KM}c_{p,KM}}} \quad (3.60)$$

Die Integration über die gesamte Strömungsstrecke $0 < x < L$ liefert:

$$\frac{T_{\dot{O}l,aus} - T_{KM,ein}}{T_{\dot{O}l,ein} - T_{KM,aus}} = e^{-\kappa(1-\mu)} \quad (3.61)$$

wobei für κ

$$\kappa = \frac{kA}{\dot{m}_{\dot{O}l}c_{p,\dot{O}l}} \quad (3.62)$$

gilt und μ das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme darstellt:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\dot{O}l}c_{p,\dot{O}l}}{\dot{m}_{KM}c_{p,KM}} \quad (3.63)$$

Mit Einführung der Betriebscharakteristik Z des Gegenstromwärmeübertragers

$$Z = \frac{T_{KM, \text{ein}} - T_{KM, \text{aus}}}{T_{KM, \text{ein}} - T_{\text{Öl}, \text{aus}}} \quad (3.64)$$

sowie Verwendung von Gleichung 3.63 unter Berücksichtigung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für stationäre Fließprozesse global über den Wärmeübertrager ergibt sich der am Motorölkühler übertragene Wärmestrom wie folgt:

$$\dot{Q}_{M\ddot{O}K} = Z \cdot \dot{Q}_{M\ddot{O}K, \text{max}} = \dot{m}_{\text{Öl}} c_{p, \text{Öl}} (T_{\text{Öl}, \text{ein}} - T_{KM, \text{ein}}) \cdot \frac{1 - e^{-\kappa(1-\mu)}}{1 - \mu e^{-\kappa(1-\mu)}} \quad (3.65)$$

Demzufolge wird der übertragene Wärmestrom in Abhängigkeit von der Eintrittstemperaturdifferenz beider Fluide, den Wärmekapazitätsströmen und des Wärmedurchgangskoeffizienten bestimmt. Dabei berechnet sich der Wärmedurchgangskoeffizient k aus einer Nusselt-Korrelation, der in Abhängigkeit der auftretenden Reynolds- und Prandtl-Zahlen beider Fluide mit einem mit Messungen abgestimmten Parameter k_0 multipliziert wird.

Nachdem das Motoröl aus dem Motorölkühler strömt, erfolgt ein Wärmeaustausch mit der Motorstruktur sowie eine Aufteilung des Ölvolumenstroms auf die Reibpaarungen an der Kurbelwelle, Kolbengruppe und Ventiltrieb. Nachfolgend sammelt sich das Motoröl in der Ölwanne, die als ideal gemischter Behälter angenommen wird. Die Ölwanne ist über einen konvektiven Wärmeverlust mit der Umgebung verbunden, wobei der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet wird.

3.5 Kühlkreislauf

Die Modellierung des Kühlkreislaufs gliedert sich in die Abbildung der hydraulischen und der thermischen Eigenschaften des Kühlmittels. Im hydraulischen Modell des Kühlkreislaufs werden die Volumenströme in Abhängigkeit der auftretenden Druckverluste in sämtlichen Verschlauchungen und Wärmeübertragern sowie in den motor-internen Kühlkanälen berechnet. Dazu wird eine allgemeingültige Vorgehensweise erläutert, mit der der gesamte Betriebsbereich von 700 1/min bis 4000 1/min sowie -20°C bis $+110^\circ\text{C}$ abgedeckt wird. Im thermischen Modell des Kühlkreislaufs wird ebenfalls eine im Rahmen dieser Arbeit entwickelte allgemeingültige Vorgehensweise vorgestellt, mit deren Hilfe der konvektive Wärmeübergang zwischen der Motorstruktur und dem Kühlmittel berechnet werden kann und gleichermaßen den geforderten Betriebsbereich abdeckt.

3.5.1 Hydraulik des Kühlkreislaufs

Die Berechnung der auftretenden Volumenstromverteilung innerhalb des Kühlkreislaufs muss bei verschiedenen Wasserpumpendrehzahlen im gesamten Temperaturbereich gewährleistet werden. Darüber hinaus müssen auch Veränderungen der Systemkennlinie aufgrund veränderter Druckverlustverhältnisse im Kühlkreislauf infolge variierender Ventilstellungen wie beispielsweise des Kopf-Block-Ventils, Getriebeölkühlers oder die Thermostatstellung berücksichtigt werden. Aus diesem Grund werden für verschiedene Motordrehzahlen sowie Kühlmitteltemperaturen 16 verschiedene 3d-CFD Simulationen durchgeführt, um die Druckverluste in diskreten Abschnitten des motorinternen Kühlkreislaufs zu bestimmen. Dabei wird zunächst die Fluidtemperatur bei $T = 60^\circ\text{C}$ konstant gelassen und die Volumenströme entsprechend der Motordrehzahlen von 700 1/min bis 4000 1/min variiert. Im Anschluss wird bei einer konstanten Motordrehzahl die Fluidtemperatur von -20°C bis $+110^\circ\text{C}$ variiert. Die Randbedingungen für die Simulation sind dabei die temperaturabhängigen Stoffeigenschaften des Kühlmittels sowie die Strömungsgeschwindigkeiten an den Eintritten der beiden Zylinderbänke sowie an den Austritten zum Motorölkühler bzw. Abgasrückführungskühler. Die Strömungsgeschwindigkeiten stammen unter Berücksichtigung der tatsächlichen Strömungsquerschnitte aus 1d-CFD Simulationen, mit denen die Volumenströme an den entsprechenden Positionen vorab bestimmt wurden. Der Kühlmittelvolumenstrom, der aus dem Motor heraus vor die Wasserpumpe führt, wird nicht angegeben, sondern mit einer *flow split* Randbedingung versehen, damit das System bestimmt ist. Dies ist zulässig, sofern die betroffene Randbedingung nicht mit einer Druckrandbedingung kombiniert wird oder transiente kompressible Strömungen untersucht werden sollen [72].

Der Nutzen aus den Ergebnissen der 3d-CFD Simulation ist zunächst begrenzt, da die berechneten Zusammenhänge zwischen den diskreten Druckverlusten innerhalb des Kühlkreislaufs und den auftretenden Teilvolumenströmen nur für die gewählten Motordrehzahl-Temperatur-Kombinationen vorliegen. Mit Hilfe einer Dimensionsanalyse gelingt es jedoch, die fluiddynamischen Zusammenhänge deutlich zu abstrahieren, so dass mit einer anschließenden Funktionsanalyse für jede mögliche Motordrehzahl-Temperatur-Kombination innerhalb des Untersuchungsbereichs die Volumenströme sowie Druckverluste berechnet werden können. Dazu werden im Folgenden mit Hilfe der Methode der Differentialgleichungen diejenigen dimensionslosen Kennzahlen hergeleitet, mit denen die Strömungsvorgänge in den motorinternen Kühlkanälen beschrieben werden können.

Das strömungstechnische Problem wird durch die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls beschrieben, wobei in diesem Zusammenhang angenommen wird, dass die

Strömung stationär, das Fluid inkompressibel und keine Beschleunigungskräfte (z. B. Gravitation) erfährt:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.66)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.67)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.68)$$

Um die Kennzahlen zu erhalten, die das Problem charakterisieren, werden zunächst die Variablen entdimensioniert, indem frei wählbare charakteristische Bezugsgrößen herangezogen werden:

$$\begin{aligned} \bar{u} &= \frac{u}{u_\infty} & \bar{v} &= \frac{v}{u_\infty} & \bar{p} &= \frac{p}{\Delta p} \\ \bar{x} &= \frac{x}{D} & \bar{y} &= \frac{y}{D} & \bar{t} &= \frac{t}{\tau} \end{aligned}$$

Unter Berücksichtigung dieser Zusammenhänge können die Erhaltungsgleichungen in entdimensionierter Form wie folgt formuliert werden:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} = 0 \quad (3.69)$$

$$\frac{\rho u_\infty^2}{D} \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} \right) = -\frac{\Delta p}{D} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \frac{\eta u_\infty}{D^2} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{y}^2} \right) \quad (3.70)$$

$$\frac{\rho u_\infty^2}{D} \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} \right) = -\frac{\Delta p}{D} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} + \frac{\eta u_\infty}{D^2} \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{y}^2} \right) \quad (3.71)$$

Die gesuchten dimensionslosen Kennzahlen, mit denen sich gemäß der Methode der Differentialgleichungen die hydraulischen Eigenschaften innerhalb des motorinternen Kühlkreislaufs abbilden lassen, ergeben sich, indem man die Druckkraft $\frac{\Delta p}{D}$ sowie die Reibungskraft $\frac{\eta u_\infty}{D^2}$ auf die konvektive Trägheitskraft $\frac{\rho u_\infty^2}{D}$ bezieht. Angewendet auf die Impulserhaltungsgleichung in x-Richtung ergibt sich:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} = -\underbrace{\frac{\Delta p}{\rho u_\infty^2}}_{\text{Eu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \underbrace{\frac{\eta}{\rho u_\infty D}}_{\text{Re}^{-1}} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{y}^2} \right) \quad (3.72)$$

Als Ergebnis bleibt festzuhalten, dass die Euler-Zahl und die Reynolds-Zahl die Strömungsbedingungen beschreiben.

Die weitere Vorgehensweise zur Modellreduktion der Kühlkreislaufhydraulik innerhalb des gesamten Betriebsbereichs wird in Abbildung 3.10 am Beispiel des ersten Strömungsabschnittes am Eintritt von Zylinderbank 1 illustriert und im Folgenden erklärt.

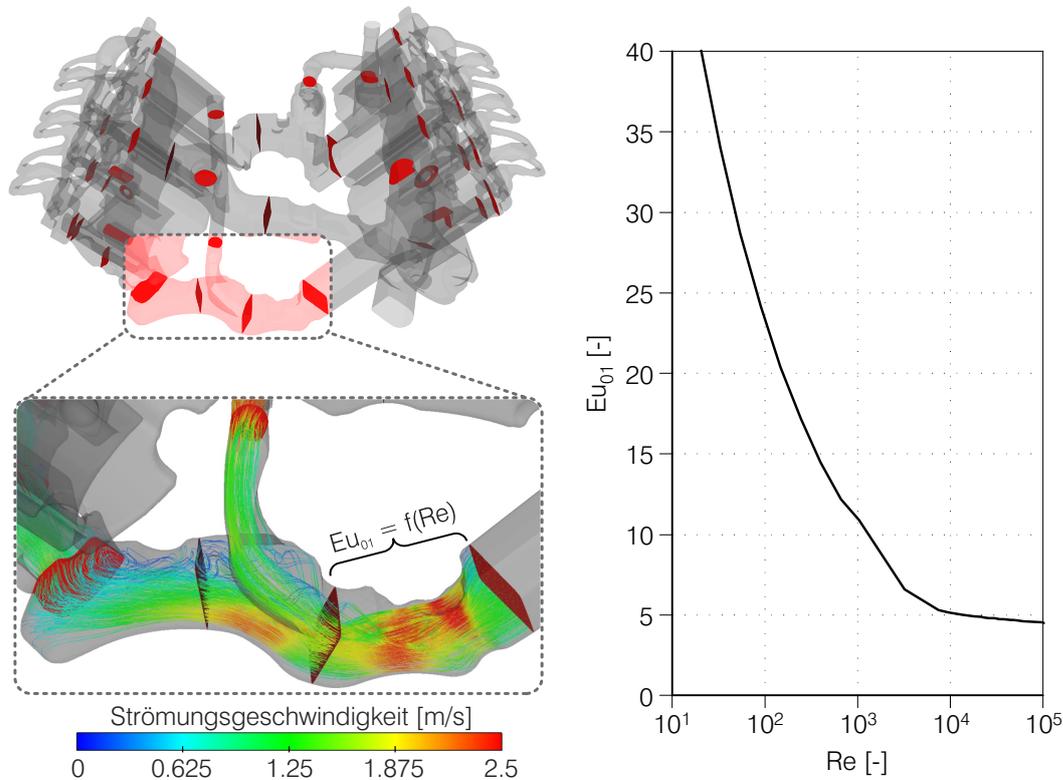


Abbildung 3.10: Berechnung der Euler- und Reynolds-Zahl in diskreten Strömungsabschnitten des motorinternen Kühlkreislaufs zur Erstellung von Eu-Re-Korrelationen

Zur Diskretisierung der Kühlmittelströmung werden Schnittflächen orthogonal zur Strömungsrichtung durch den Strömungsquerschnitt der Fluidzellen gelegt. Dabei wird darauf geachtet, dass an den gewählten Positionen die Strömung möglichst ausgebildet ist und Totwassergebiete sowie Strömungsablösungen vermieden werden. Die exakten Positionen der Schnittflächen können frei gewählt werden, wobei sichergestellt werden muss, dass diese bei der Auswertung der verschiedenen Simulationen unverändert bleiben. Des Weiteren sollten die Schnittflächen vor Verzweigungen bzw. nach Zusammenführungen gelegt werden. Über die durchströmte Fläche wird zunächst die Totaldruckverteilung und im Anschluss der mittlere Totaldruck berechnet. Des Weiteren wird die Reynolds-Zahl in den jeweiligen Strömungsabschnitten berechnet, so dass mit Hilfe der Druckdifferenz zwischen beiden Schnittflächen die Euler-Zahl mit der Reynolds-Zahl korreliert werden kann (vgl. Abbildung 3.10, rechts). Dabei werden

die Ergebnisse aller durchgeführten 3d-CFD Simulation herangezogen. Auf diese Weise ist nicht nur die Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit, sondern auch die Temperaturabhängigkeit der Strömungsvorgänge in den diskreten Strömungsabschnitten berücksichtigt. Diese Vorgehensweise kann gleichermaßen für verzweigte Strömungen verwendet werden. Dazu wird am Beispiel der Kühlmittelhydraulik im Zylinderkopf der Totaldruck über die drei Zu- und Abflüsse gemittelt.

Mit der entwickelten Methode kann die komplexe dreidimensionale Geometrie des motorinternen Kühlkreislaufs auf ein eindimensionales Rohrleitungssystem mit diskreten Druckverlusten reduziert werden, das den vorab definierten Temperatur- und Strömungsgeschwindigkeitsbereich abdeckt. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 3.11 das hydraulische Netzwerk des motorinternen Kühlkreislaufs.

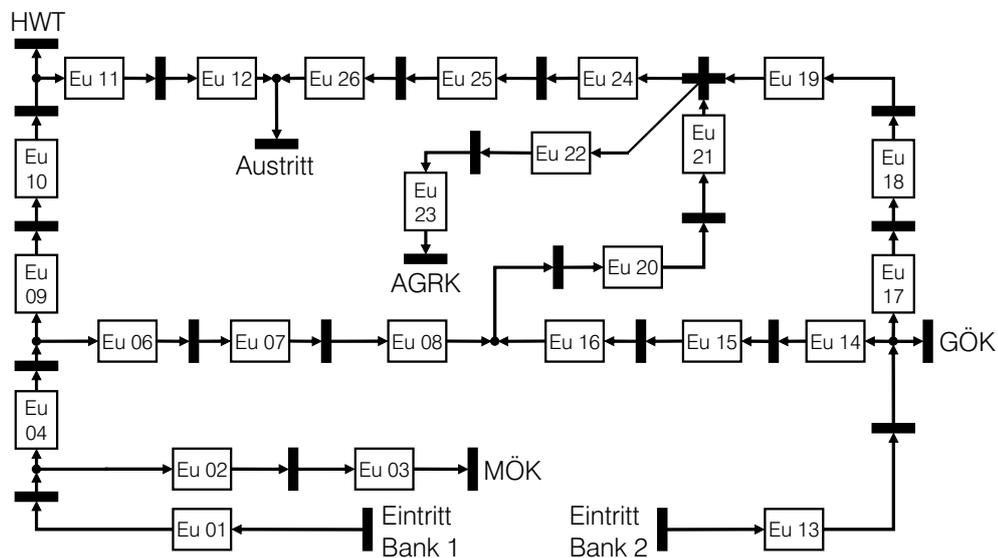


Abbildung 3.11: Schematische Darstellung des hydraulischen Netzwerkes im motorinternen Kühlkreislauf

Für die Berechnung der Kühlmittelhydraulik außerhalb des Verbrennungsmotors werden experimentell ermittelte Druckverlustkennlinien sämtlicher Wärmeübertrager, die sich im Kühlkreislauf befinden, herangezogen. Dazu gehören der Motorölkühler, der Abgasrückführungskühler, der Getriebeölkühler, der Hauptwasserkühler und der Heizungswärmetauscher. Im Falle einer vierzonigen Klimatisierungsanlage müssen die Druckverlustkennlinien des vorderen und des hinteren Heizungswärmetauschers ermittelt werden. Die Verbindungselemente zwischen den einzelnen Kühlkreislaufkomponenten sind als Rohrleitungen in Flowmaster V7 modelliert.

3.5.2 Thermik des Kühlkreislaufs

Nachdem in Kapitel 3.2.1 und Kapitel 3.3.2 die Berechnung des gasseitigen Wärmeübergangs im Brennraum sowie die Berechnung der Brennraumwandtemperaturen vorgestellt wurden, wird in diesem Kapitel eine neue Methode zur Modellierung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs vorgestellt. Aufgrund des direkten Einflusses auf die Kühlmitteltemperaturentwicklung sowie auf den zeitlichen Verlauf der Brennraumwandtemperaturen und damit auf die Berechnung des innerzylindrischen Wandwärmestroms (vgl. Abbildung 3.5) muss die Berechnung des kühlmittelseitigen Wärmestroms insbesondere bei der Simulation des transienten Motorwarmlaufs sehr hohen Genauigkeitsanforderungen genügen. Aus diesem Grund ist für die Berechnung des Kühlmitteltemperaturverlaufs mit Hilfe einer transienten Simulation die Kenntnis der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen der Motorstruktur und dem strömenden Kühlmittel (vgl. Kapitel 2.3) entscheidend.

Durch die experimentelle Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten mit Hilfe von Wärmestromsonden können lokal gültige Informationen über den konvektiven Wärmeübergang gewonnen werden. Der infolgedessen generierte Informationszuwachs ist als äußerst gering zu bewerten, da dieser der willkürlichen Positionierung der Messstellen unterliegt. Die ständige Weiterentwicklung moderner Gussverfahren erlaubt die Umsetzung von motorinternen Kühlkanalgeometrien sehr hoher Komplexität, mit denen die thermische Betriebssicherheit bei immer geringerem Materialeinsatz, und damit Gewicht, erhöht werden kann. Dieser Sachverhalt soll mit Hilfe von Abbildung 3.12 verdeutlicht werden. Dargestellt sind die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten an den wandnahen Zellen des verwendeten Berechnungsgitters. Durch die häufigen Änderungen des Strömungsquerschnitts ergeben sich unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten im Kühlkanal, die wiederum sehr stark die Ausbildung der Strömungs- und Temperaturgrenzschicht beeinflussen. Dies führt insgesamt zu einer sehr inhomogenen Verteilung der auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten. Die Kenntnis dieses physikalischen Zusammenhangs kann gezielt genutzt werden, um das Risiko der Entstehung von Heißstellen im Hochlastbetrieb zu reduzieren, damit stets die thermische Betriebssicherheit gewährleistet werden kann.

Die Herausforderung einer transienten Simulation besteht nun darin, dass die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten den gesamten Motorbetriebsbereich abdecken muss. Dies bedeutet, dass sowohl die Auswirkungen variierender Strömungsgeschwindigkeiten, bedingt durch sich ständig ändernde Motordrehzahlen, als auch der Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften, bedingt durch steigende Fluidtemperaturen, in der Simulation des Motorwarmlaufs berücksichtigt werden müssen. Die Tatsache, dass der durch die Prandtl-Zahl beschriebene Zusammenhang zwischen der Strömungs- und Temperaturgrenzschicht keinesfalls vernachlässigt werden darf, wird innerhalb dieses Kapitels begründet. Die beschriebenen Anforderungen an die Mo-

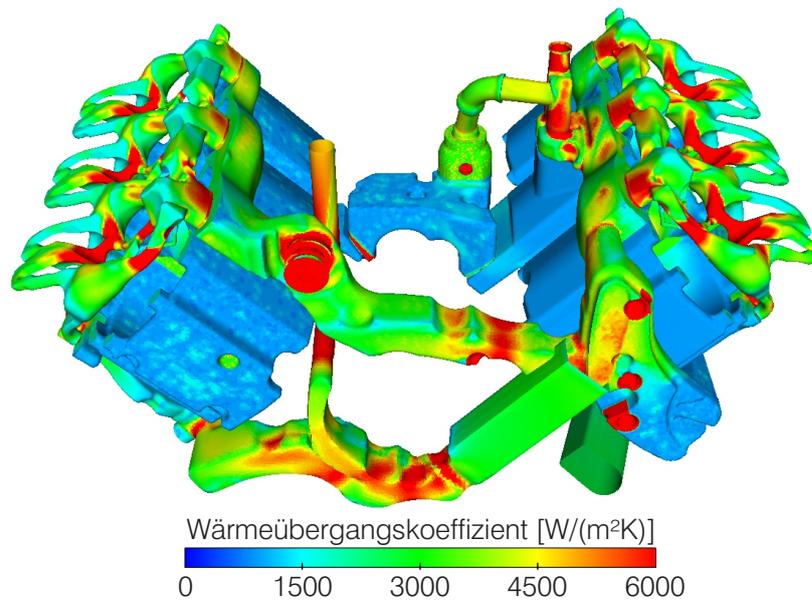


Abbildung 3.12: Verteilung der kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten bei $n_{\text{Mot}} = 1000 \text{ 1/min}$ und $T_{\text{KM}} = 90 \text{ °C}$

dellierung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs bedingen erneut die Anwendung der Ähnlichkeitstheorie. Dabei ist zu beachten, dass vorhandene ähnlichkeitstheoretische Ansätze zur Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten in Rohrströmungen aufgrund der Komplexität der motorinternen Kühlkanalgeometrie versagen [62] und insbesondere bei transienten Warmlaufsimulationen nicht zugrunde gelegt werden sollten.

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methode zur Beschreibung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs ist allgemeingültig und kann bei allen wassergekühlten Verbrennungsmotoren angewendet werden. Die Vorgehensweise gliedert sich wie folgt:

1. Dimensionsanalyse des Wärmetransportphänomens im Kühlkreislauf
2. Quantitative Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten bezüglich der dominierenden Einflussfaktoren mittels 3d-CFD-Methoden
3. Funktionsanalyse zur dimensionslosen Beschreibung des konvektiven Wärmetransports

Dimensionsanalyse des Wärmetransportphänomens

Nachdem die hydraulischen Eigenschaften des Kühlkreislaufsystems mit Hilfe der Methode der Differentialgleichungen (siehe Kapitel 3.5.1) beschrieben wurde, wird für die Bestimmung der dimensionslosen Kennzahlen, die den konvektiven Wärmeübergang

zwischen Motorstruktur und Kühlmittel beschreiben, auf das Buckingham'sche Π -Theorem zurückgegriffen. Dazu wird der in Kapitel 2.2 beschriebene allgemeingültige Formalismus zugrunde gelegt.

Die Zielgröße ist der Wärmeübergangskoeffizient α_{KM} , der einer Gesetzmäßigkeit folgt, die maßgeblich von folgenden Parametern abhängt:

$$\alpha_{KM} = f(u, d, \rho, \eta, c_p, \lambda) \quad (3.73)$$

Das Wärmeübertragungsproblem lässt sich demnach durch $k = 7$ Parameter (Wärmeübergangskoeffizient α_{KM} , Geschwindigkeit u , Durchmesser d , Dichte ρ , dynamische Viskosität η , spezifische Wärmekapazität c_p , Wärmeleitfähigkeit λ) der Menge \mathcal{P} beschreiben, die wiederum auf $r = 4$ unabhängige Basisgrößen (Masse M , Länge L , Zeit T , thermodynamische Temperatur Θ) zurückgreifen. Die Dimensionsmatrix kann nun wie folgt aufgelistet werden:

	M	L	T	Θ
α_{KM}	+1	0	-3	-1
u	0	+1	-1	0
d	0	+1	0	0
ρ	+1	-3	0	0
η	+1	-1	-1	0
c_p	0	+2	-2	-1
λ	1	+1	-3	-1

Es kann festgehalten werden, dass zur vollständigen Beschreibung des Wärmeübertragungsproblems insgesamt $k - r = 3$ dimensionslose Kennzahlen benötigt werden und damit eine Dimensionsreduktion von sieben dimensionsbehafteten Größen auf drei dimensionslose Größen möglich ist. Dies stellt eine sehr hohe Komprimierung der bereitgestellten Informationen dar.

Im nächsten Schritt werden $r = 4$ Referenzparameter ausgesucht. Dabei ist zu beachten, dass jeder einzelne Referenzparameter der Menge \mathcal{Q} dimensional unabhängig von den übrigen Referenzparametern sein muss. Hierzu werden willkürlich, jedoch ohne die vorher beschriebene Bedingung zu verletzen, folgende Größen aus der Dimensionsmatrix gewählt:

$$\mathcal{Q} = \{u, d, \rho, c_p\} \subset \{\alpha_{KM}, u, d, \rho, \eta, c_p, \lambda\} = \mathcal{P} \quad (3.74)$$

Die erste Kennzahl kann nun ermittelt werden, indem eine nicht wiederkehrende Variable, also eine Variable der Menge \mathcal{P} , die nicht zur Menge \mathcal{Q} gehört, mit den wiederkehrenden Variablen aus der Menge \mathcal{Q} multipliziert wird. Dabei müssen die Exponenten

der wiederkehrenden Variablen so gewählt werden, dass die zu berechnende Kennzahl Π_i dimensionslos ist. Zur Bestimmung aller Kennzahlen muss dieser Vorgang für die übrigen wiederkehrenden Variablen wiederholt werden. Für die dimensionslosen Kennzahlen Π_1 , Π_2 und Π_3 ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$\Pi_1 = \alpha_{KM} \cdot u^{a_1} \cdot d^{b_1} \cdot \rho^{c_1} \cdot c_p^{d_1} \quad (3.75)$$

$$\Pi_2 = \eta \cdot u^{a_2} \cdot d^{b_2} \cdot \rho^{c_2} \cdot c_p^{d_2} \quad (3.76)$$

$$\Pi_3 = \lambda \cdot u^{a_3} \cdot d^{b_3} \cdot \rho^{c_3} \cdot c_p^{d_3} \quad (3.77)$$

Die Dimensionsanalysen der Gleichungen 3.75, 3.76 und 3.77 führen auf jeweils ein lineares Gleichungssystem, deren Lösung die gesuchten Exponenten sind. Dies wird am Beispiel von Π_1 demonstriert. Dazu werden zunächst die auftretenden Basisgrößen gemäß der Dimensionsmatrix zusammengefasst:

$$[\alpha_{KM}] = \frac{M}{T^3\Theta} \quad [u] = \frac{L}{T} \quad [d] = L \quad [\rho] = \frac{M}{L^3} \quad [c_p] = \frac{L^2}{T^2\Theta} \quad (3.78)$$

Da die gesuchte Kennzahl Π_1 dimensionslos ist, gilt angelehnt an Gleichung 3.75 folgender Zusammenhang:

$$M^0 L^0 T^0 \Theta^0 = M^1 T^{-3} \Theta^{-1} L^{a_1} T^{-a_1} L^{b_1} M^{c_1} L^{-3c_1} L^{2d_1} T^{-2d_1} \Theta^{-d_1} \quad (3.79)$$

woraus sich das lineare Gleichungssystem wie folgt aufstellen lässt:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & +1 & 0 \\ +1 & +1 & -3 & +2 \\ -1 & 0 & 0 & -2 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_1 \\ b_1 \\ c_1 \\ d_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} +1 \\ 0 \\ -3 \\ -1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.80)$$

Daraus folgen die Exponenten $a_1 = -1$, $b_1 = 0$, $c_1 = -1$ und $d_1 = -1$, die in Gleichung 3.75 eingesetzt werden müssen, um die dimensionslose Kennzahl Π_1 bestimmen zu können:

$$\Pi_1 = \alpha_{KM} \cdot u^{-1} \cdot d^0 \cdot \rho^{-1} \cdot c_p^{-1} = \frac{\alpha_{KM}}{u\rho c_p} = St \quad (3.81)$$

Das gleiche Vorgehen muss für die Bestimmung der dimensionslosen Kennzahlen Π_2 und Π_3 wiederholt werden. Dies führt zu:

$$\Pi_2 = \frac{\eta}{ud\rho} = \frac{1}{Re} \quad (3.82)$$

$$\Pi_3 = \frac{\lambda}{ud\rho c_p} = \frac{1}{Pe} \quad (3.83)$$

Damit steht das Ergebnis dieser Dimensionsanalyse fest und das untersuchte Wärme-transportproblem lässt sich durch die Stanton-Zahl, Reynolds-Zahl und Péclet-Zahl vollständig beschreiben:

$$St = \Psi(Re, Pe) \quad (3.84)$$

Beachtet man nun die Tatsache, dass die Stanton-Zahl das Verhältnis aus Nusselt-Zahl und Péclet-Zahl ($St = \frac{Nu}{Pe}$) und die Péclet-Zahl das Produkt aus der Reynolds-Zahl und Prandtl-Zahl ($Pe = Re \cdot Pr$) darstellt, ließe sich Gleichung 3.81 überführen in:

$$Nu = \psi(Re, Pr) \quad (3.85)$$

Dies ist zulässig, zumal die Funktionen Ψ und ψ im Sinne einer Dimensionsanalyse äquivalent sind, da deren Quotient zur Péclet-Zahl führt, die wiederum in beiden Funktionen vertreten ist.

Quantitative Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten

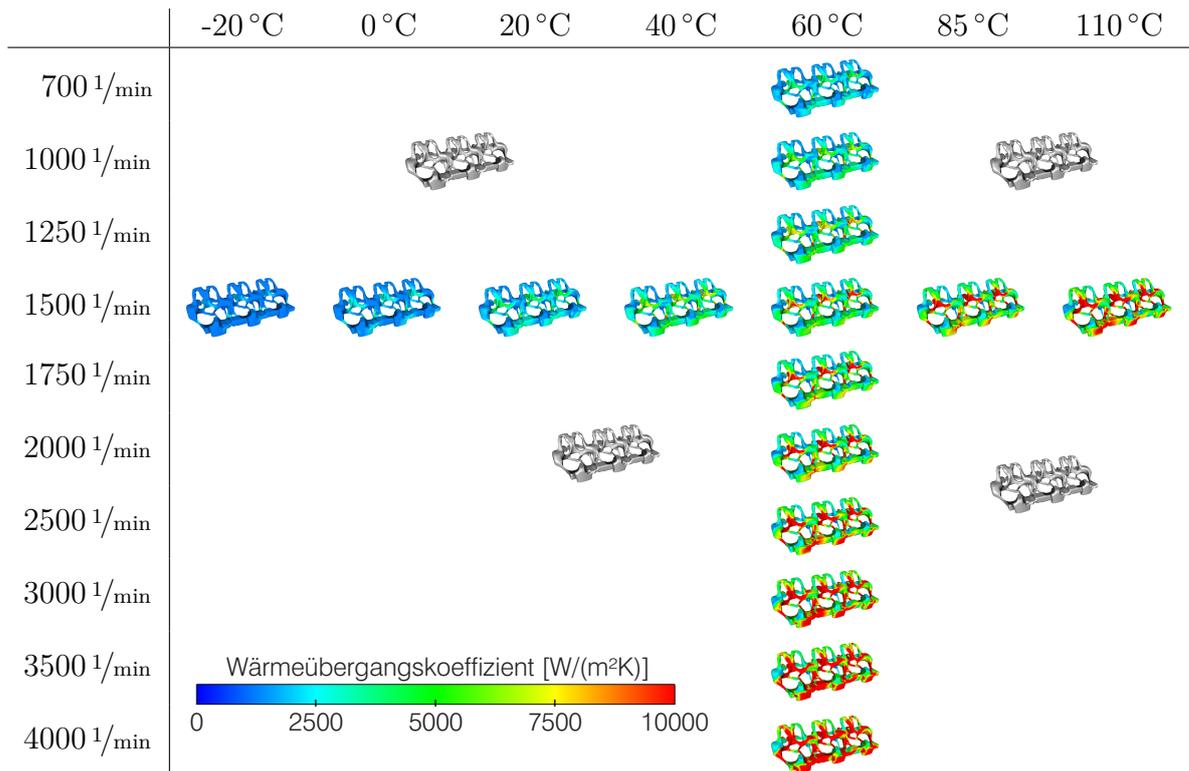
Aus einer Dimensionsanalyse, wie sie im vorherigen Abschnitt beschrieben wurde, gelangt man zu der wichtigen Erkenntnis, durch welche Kennzahlen sich das zugrunde gelegte Problem beschreiben lässt, aber nicht wie diese Kennzahlen miteinander in Beziehung stehen. Einen Beitrag zur eigentlichen Lösung des Problems kann solch eine Analyse demnach nicht leisten. Dennoch ist dieser Ansatz bei vielen natur- und ingenieurwissenschaftlichen Fragestellungen zu wählen, da das Finden einer Lösung durch die Methode der Dimensionsreduktion erheblich erleichtert und in manchen Fällen gar erst möglich gemacht wird.

Für die quantitative Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten wird das gleiche 3d-CFD Modell (vgl. Abbildung 3.9) zugrunde gelegt, das bereits in Kapitel 3.5.1 zur Anwendung kam. Dabei werden sowohl die temperaturabhängigen Stoffdaten des Kühlmittels als auch dessen Strömungsgeschwindigkeiten an den Ein- und Austritten als Randbedingung vorgegeben. Zur Reduktion weiterer Simulationsaufwände wird empfohlen, dass für die Auswertung der Wärmeübergangskoeffizienten auf die gleichen Ergebnisse zurückgegriffen wird wie für die Berechnung der Strömungsverhältnisse in den motorinternen Kühlkanälen.

In Tabelle 3.1 ist die Auswahl derjenigen Betriebspunkte dargestellt, für die 3d-CFD Simulationen durchgeführt wurden. Zum einen variiert die Motordrehzahl bei einer konstanten Fluidtemperatur ($T = 60^\circ\text{C}$) von $700\text{ }^1/\text{min}$ bis $4000\text{ }^1/\text{min}$. Zum anderen ist bei einer konstanten Motordrehzahl ($n_{Mot} = 1500\text{ }^1/\text{min}$) die Fluidtemperatur von -20°C bis $+110^\circ\text{C}$ variiert worden. Darüber hinaus wurden vier zusätzliche Validierungspunkte berücksichtigt. Bei deren Auswahl wurde Wert darauf gelegt, dass die Temperaturniveaus (10°C ; 30°C ; 90°C) in den vorangegangenen Simulationen nicht

berücksichtigt wurden. Bei dem Validierungspunkt, der mit den höchsten Reynolds-Zahlen einhergeht, wurde mit der Wahl der Motordrehzahl ($n_{Mot} = 2250 \text{ 1/min}$) sichergestellt, dass weder das Temperaturniveau noch die Motordrehzahl mit den vorangegangenen Simulationen übereinstimmt. Dies dient der besseren Überprüfung der Genauigkeit der in diesem Kapitel beschriebenen Methode.

Tabelle 3.1: Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motorstruktur und Kühlmittel für verschiedene Motordrehzahlen und Kühlmitteltemperaturen am Beispiel des Zylinderkopfes der Zylinderbank 1



Den 3d-CFD Ergebnissen können am Beispiel des Zylinderkopfes der Zylinderbank 1 steigende Werte der auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmender Motordrehzahl festgestellt werden. Dies war zu erwarten, zumal steigende Strömungsgeschwindigkeiten mit höheren Turbulenzen in der Strömungsgrenzschicht einhergehen. Da insbesondere in Warmlaufsimulationen Temperaturveränderungen in größeren Bereichen (von Starttemperatur bis zur stationären Betriebstemperatur) auftreten, ist die Veränderung der Wärmeübergangskoeffizienten hinsichtlich der Kühlmitteltemperatur von großem Interesse. Die Ergebnisse zeigen bei einer konstanten Motordrehzahl ansteigende Werte der Wärmeübergangskoeffizienten mit steigenden Kühlmitteltemperaturen. Für einen quantitativen Vergleich sowie für die im nächsten Abschnitt durchzuführende Funktionsanalyse folgt eine Extraktion und Mittelung der Wärme-

übergangskoeffizienten über sämtliche wandnahen Zellen des 3d-CFD Modells gemäß Gleichung 3.86:

$$\alpha_{KM} = \frac{\sum_{i=1}^k \alpha_i \cdot A_i}{\sum_{i=1}^k A_i} \quad (3.86)$$

wobei k der Anzahl der wandnahen Zellen des untersuchten Strömungsabschnitts im CFD-Modell entspricht. Die flächengemittelten Wärmeübergangskoeffizienten am Beispiel des Zylinderkopfes sind in Abbildung 3.13 dargestellt.

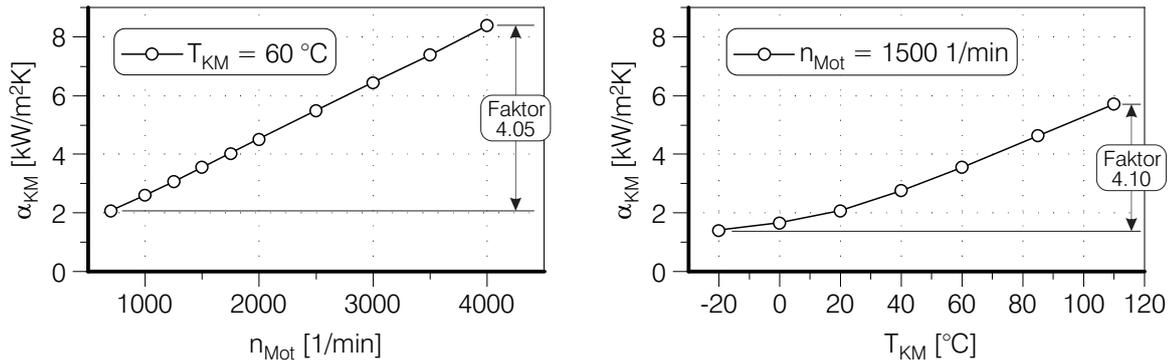


Abbildung 3.13: Flächengemittelter Wärmeübergangskoeffizient bei konstanter Kühlmitteltemperatur (links) und konstanter Motordrehzahl (rechts) am Beispiel der Kühlmitteldurchströmung durch den Zylinderkopf

Mit Hilfe der flächengemittelten Wärmeübergangskoeffizienten kann die maximale Spreizung der auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten bei einer konstanten Kühlmitteltemperatur von $T = 60\text{ °C}$ im untersuchten Drehzahlbereich mit 4.05 angegeben werden. Die maximale Spreizung der Wärmeübergangskoeffizienten bei einer konstanten Motordrehzahl von 1500 1/min beträgt im untersuchten Temperaturbereich 4.10. Die Sensitivitäten der Motordrehzahl sowie der Kühlmitteltemperatur hinsichtlich der auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten liegen demnach in der gleichen Größenordnung. Daher kann festgehalten werden, dass insbesondere im Kontext einer Warmlaufsimulation des Verbrennungsmotors die thermophysikalischen Eigenschaften des Kühlmittels keinesfalls vernachlässigt werden dürfen.

Funktionsanalyse zur dimensionslosen Beschreibung des konvektiven Wärmetransports

Damit die im Rahmen von 3d-CFD Simulationen generierten Ergebnisse des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs innerhalb eines gekoppelten thermischen Gesamtfahrzeugmodells genutzt werden können, müssen diese mit Hilfe ähnlichkeiththeoretischer Ansätze in einen schnellrechnenden 1d-Code implementiert werden.

Gemäß Gleichung 3.84 werden für die durchgeführten 3d-CFD Simulationen die dimensionslosen Stanton-, Reynolds- und Péclet-Zahlen berechnet, wodurch auch unmittelbar auf die Prandtl-Zahl geschlossen werden kann. Die Reynolds-Zahl wurde dabei stets auf einen frei gewählten charakteristischen Durchmesser d_{hyd} bezogen. Dieser beträgt etwa 35.68 mm und repräsentiert damit den Durchmesser einer kreisrunden Bezugsfläche A_{hyd} der Größe 0.001 m^2 . Die bevorzugte Methode zur Erschließung des Zusammenhangs zwischen der Stanton-Zahl und der Reynolds- und Péclet-Zahl ist dadurch gekennzeichnet, dass die Stanton-Zahl zunächst mit der Reynolds-Zahl $St_{Re} = f(Re)$ korreliert wird, wobei dazu die Ergebnisse der Drehzahlvariation bei konstanter Kühlmitteltemperatur zugrunde gelegt werden. Im zweiten Schritt empfiehlt es sich, die Abhängigkeit der thermophysikalischen Eigenschaften als Funktion der Prandtl-Zahl abzubilden, wodurch unter Verwendung der Ergebnisse der Kühlmitteltemperaturvariation bei konstanter Motordrehzahl der Zusammenhang $\frac{St_{Pr}}{f(Re)} = f(Pr)$ folgt. Das Produkt dieser Korrelationen führt schließlich zur dimensionslosen Beschreibung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten. Für den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Verbrennungsmotor ergeben sich die folgenden Stanton-Korrelationen für den Zylinderkopf (ZK), das Zylinderkurbelgehäuse ohne Zylinderwand (ZKG) und die Zylinderwand (ZW):

$$\text{ZK:} \quad St = \frac{0.076}{Pe} \left(Re^{1.013} + 0.45 \cdot 10^4 \right) \left(1.073 - Pr^{-0.0563} \right) \quad (3.87)$$

$$\text{ZKG:} \quad St = \frac{0.00313}{Pe} \left(Re^{1.018} + 2.9 \cdot 10^4 \right) \left(1.092 - Pr^{-0.5706} \right) \quad (3.88)$$

$$\text{ZW:} \quad St = \frac{0.0123}{Pe} \left(0.01 \cdot Re^{1.013} + 1.235 \cdot 10^4 \right) \left(0.561 - Pr^{-1.671} \right) \quad (3.89)$$

Unter Verwendung der vorgestellten Modellreduktion kann die konvektive Wärmeübertragung zwischen der Motorstruktur und dem Kühlmittel in eine schnellrechnende 1d-Simulationsumgebung implementiert werden, wobei darauf geachtet werden muss, dass die gleichen Bezugsgeometrien (d_{hyd} , A_{hyd}) berücksichtigt werden. Damit ist die Übertragbarkeit auf skalierte Motoren gegeben, wenn die geometrischen Skalierungsfaktoren samt den in den Formeln berücksichtigten Potenzen berücksichtigt werden.

Mit Blick auf die graphische Lösung der in Gleichung 3.87 vorgestellten dimensionslosen Beschreibung des Wärmeübergangs im Zylinderkopf lässt Abbildung 3.14 zwei wesentliche Schlussfolgerungen zu. Zum einen muss der Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf die thermophysikalischen Eigenschaften des Kühlmittels und damit auf die Ausbildung der Temperaturgrenzschicht berücksichtigt werden. Zum anderen beinhaltet Abbildung 3.14 ein Vielfaches an Informationen, verglichen mit den beiden dimensionsbehafteten Funktionen, die in Abbildung 3.13 dargestellt sind, da nun der gesamte Betriebsbereich aus Tabelle 3.1 abgedeckt wird und sich jegliche Drehzahl-Temperatur-Kombinationen berechnen lassen. Demnach kann erst mit Hilfe

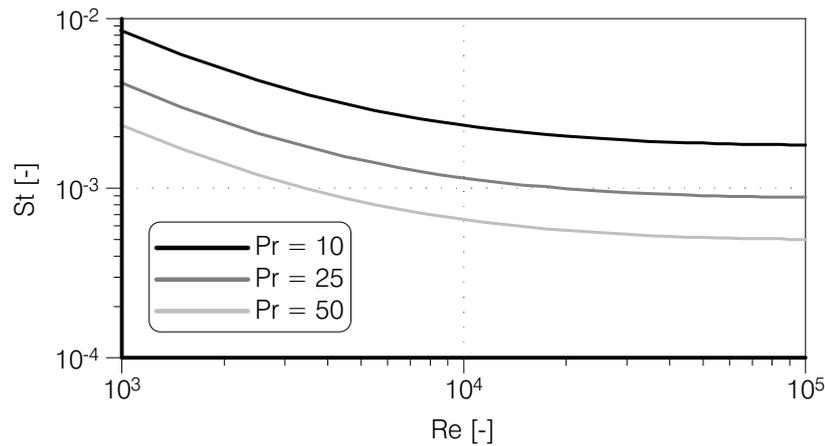


Abbildung 3.14: Stanton-Zahl in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl für verschiedene Prandtl-Zahlen am Beispiel der Kühlmitteldurchströmung durch den Zylinderkopf

einer Dimensions- und anschließender Funktionsanalyse der dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten gemäß der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methode im gesamten Betriebsbereich der kühlmittelseitige Wärmeübergang in einem 1d-Code implementiert und berechnet werden.

Zur Prüfung der Qualität der entwickelten dimensionslosen Zusammenhänge zur Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs zwischen der Motorstruktur und dem Kühlmittel werden die flächengemittelten Wärmeübergangskoeffizienten der vier übrigen Validierungspunkte mit Hilfe von Gleichung 3.87 berechnet. Die Gegenüberstellung mit den Ergebnissen aus den 3d-CFD Analysen ist in Tabelle 3.2 am Beispiel der Kühlmitteldurchströmung durch den Zylinderkopf zusammengefasst.

Tabelle 3.2: Validierung der entwickelten Stanton-Korrelationen

	3d-CFD	1d-CFD	
T_{KM} / n_{Mot}	$\alpha_{KM,ZK}$	$\alpha_{KM,ZK}$	rel. Abweichung
$[^{\circ}C] / [\frac{1}{min}]$	$[\frac{kW}{m^2K}]$	$[\frac{kW}{m^2K}]$	[%]
10 / 1000	1.60	1.56	-2.50
30 / 2000	2.92	2.93	+0.34
90 / 1000	3.45	3.41	-1.16
90 / 2250	6.85	6.86	+0.15

Die größte Abweichung tritt bei geringer Drehzahl und niedriger Temperatur auf. Dabei wird der Wärmeübergangskoeffizient um 2.5% unterschätzt. Aufgrund der Tatsache, dass der insgesamt vom Verbrennungsmotor abgegebene Wärmestrom bei solch

Die Luftmassenströme durch das Kühlerpaket wurden vorab durch Messungen in einem Aeroakustik-Windkanal mit Grenzschichtabsaugung bestimmt. Dabei wurden die Luftdurchsätze der einzelnen Lüfter in Kombination mit Messungen am Komponentenprüfstand abgeglichen. Die von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängigen Luftdurchsätze durch das Kühlerpaket werden in KULI berechnet, indem die luftseitigen Widerstände von Lufteintritten, Kondensator, Hauptwasserkühler, Ladeluftkühler, Lüfterpaket, Kühlerlüfter und des Verbrennungsmotors berücksichtigt werden.

Zur Berechnung der Wärmeübergänge in den Ladeluftkühlern sowie im Hauptwasserkühler sind dimensionslose Kennfelder hinterlegt, die in Abhängigkeit der Reynoldszahlen des äußeren und inneren Fluides zur Nusselt-Zahl führt. Die Kennfelder sind experimentell am Komponentenprüfstand ermittelt worden. Somit können die Ladelufttemperaturen sowie die Ladeluftmassenströme vor den beiden Ladeluftkühlern vom Luftpfadmodell des Verbrennungsmotors und die Kühlmitteltemperatur sowie der Kühlmittelmassenstrom vom Kühlkreislaufmodell an die Co-Simulationsplattform übergeben werden. Das Modell der Motorraumdurchströmung greift auf diese Variablen zu, berechnet die Wärmeströme an den entsprechenden Wärmeübertragern und übergibt die Austrittstemperaturen der Ladeluft sowie des Kühlmittels an die Co-Simulationsplattform, wo sie wiederum vom Luftpfadmodell des Verbrennungsmotors bzw. vom Kühlkreislaufmodell abgerufen werden. Ebenso steht die Lufttemperatur im Motorraum nach dem Lüfterpaket zur Verfügung. Sie wird zur Berechnung der treibenden Temperaturdifferenz zwischen den verschiedenen Oberflächen des Verbrennungsmotors und der Motorraumluft herangezogen. Für die Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs an der Motoroberfläche werden Nusselt-Korrelationen für längsangeströmte ebene Platten gemäß [66] unter Berücksichtigung der realen Geometrien aus CAD-Daten verwendet.

3.7 Klimatisierungspfad und Fahrzeuginnenraum

Die Modellierung des thermischen Verhaltens der Fahrgastzelle muss sehr hohen Anforderungen genügen, sofern Thermomanagementmaßnahmen hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf den Insassenkomfort bewertet werden sollen. Darüber hinaus ist ein modularer Aufbau des Modells von zentraler Bedeutung, damit sich die Aussagekraft nicht ausschließlich auf eine bestimmte Fahrzeugkonfiguration beschränkt. Im folgenden Abschnitt wird zunächst die Modellstruktur des Klimatisierungspfades und des Fahrzeuginnenraums beschrieben, bevor auf die Modellkomponenten Heizungswärmetauscher, luftführende Kanäle, Frontscheibe und Fahrgastzelle genauer eingegangen wird.

Der Aufbau des Submodells ist in Abbildung 3.16 dargestellt. Der Luftpfad des vorderen Klimagerätes beginnt mit den vom Umgebungsmodell (Kapitel 3.10) übergebenen

Größen Temperatur, Druck und relative Luftfeuchte. Durch die Position der Umluftklappe stellt sich das Verhältnis zwischen Frischluft und rezirkulierter Luft ein, wobei der Gesamtmassenstrom der Luftmischung durch die Gebläsespannung des Radialgebläses bestimmt wird. Der Verdampfer ist im Kältekreislaufmodell integriert und

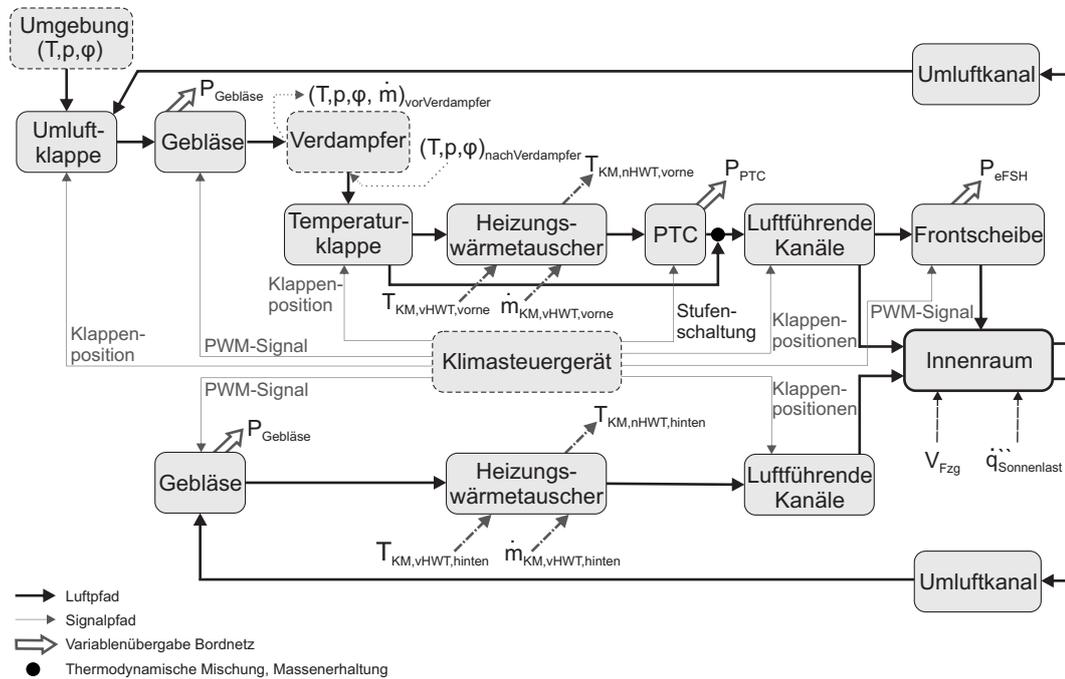


Abbildung 3.16: Signalpfad des Luft- und Innenraummodells im Falle einer vierzonen Klimatisierungsanlage

damit formal nicht Bestandteil des Klimatisierungspfadmodells. Stattdessen sind entsprechende Schnittstellen vorgesehen, so dass die Größen Temperatur, Druck, relative Luftfeuchte und Luftmassenstrom an die Co-Simulationsplattform übergeben und von dem Kältekreislaufmodell abgerufen werden können. Gleiches gilt für den Luftzustand nach Verdampfer. In Abhängigkeit der Temperaturklappenposition erfolgt die Aufteilung des Gesamtmassenstroms in denjenigen Teil, der durch den Heizungs-wärmetauscher und den elektrischen Zuheizung (PTC-Element) geleitet wird, und den restlichen Anteil, der keine zusätzliche Temperaturerhöhung erfährt. Hinter dem PTC-Element werden die beiden Luftmassenströme zusammengeführt. Die thermodynamische Mitteltemperatur ergibt sich aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik, wobei die relative Luftfeuchte der Mischung aus der Massenerhaltungsgleichung des Wassers berechnet wird. An dieser Stelle teilt sich der Gesamtmassenstrom auf die verschiedenen luftführenden Kanäle, bevor die Luft über die Ausströmdüsen in den Innenraum gelangt. Der Luftanteil, der über die Hauptdefrosterdüsen in den Innenraum gelangt, interagiert thermisch mit der Frontscheibe, die optional beheizt werden kann. Die Klappenpositionen der Umluftklappe, der Temperaturklappe sowie der luftführenden Kanäle werden über das Klimasteuergerät geregelt. Gleiches gilt für die PTC-Stufe

sowie für die optional beheizbare Frontscheibe. Das Radialgebläse unterliegt einer Austrittstemperaturpotenzial-Regelung (ATP-Regelung), die in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen der in den Innenraum einströmenden Luft und der Umgebung den Luftdurchsatz regelt, um das Behaglichkeitsempfinden der Insassen positiv zu beeinflussen.

Der Luftpfad des hinteren Klimagerätes bezieht keine Frischluft aus der Umgebung. Das Gebläse saugt Luft aus dem Innenraum an, beheizt diese im hinteren Heizungs-wärmetauscher und führt die Luft über mehrere luftführende Kanäle zurück in die Fahrgastzelle. Die Regelung der Gebläsespannung sowie der Klappenpositionen erfolgt ebenfalls über das Klimasteuergerät.

Sämtliche Submodelle, die im Klimatisierungspfad- und Innenraummodell hinterlegt sind, sind allgemeingültig. Demnach kann für verschiedene Klimageräte und jedes Fahrzeug unterschiedlicher Fahrzeugklassen die Temperatur- und Feuchteentwicklung berechnet werden. Dazu müssen für die Simulation lediglich die Parametersätze für das zu untersuchende Fahrzeug berücksichtigt werden. Im Folgenden werden die physikalischen Zusammenhänge der Systeme Heizungs-wärmetauscher, luftführende Kanäle, elektrisch beheizbare Frontscheibe und Innenraum näher erläutert.

3.7.1 Heizungs-wärmetauscher

Die Heizungs-wärmetauscher im vorderen und hinteren Klimatisierungspfad sind Kreuz-Gegenstromwärmetauscher und besitzen damit eine ähnliche Charakteristik. Demnach genügt die Modellierung einer einzigen Wärmetauscherkomponente, die dann hinsichtlich ihrer Geometrie und Wärmeaustauschcharakteristik in Abhängigkeit ihrer Position im Heizkreislauf parametrisiert werden muss. Die beiden Heizungs-wärmetauscher stellen im Aufheizfall bei eingeschaltetem Gebläse eine Wärmesenke für das Kühlmittel dar. Die Rücklauftemperaturen der Heizungs-wärmetauscher bestimmen die Kühlmitteltemperatur am Motoreintritt, wovon wiederum die Kühlmittelvorlauf-temperatur des Heizungs-wärmetauschers abhängt. Demnach ist die korrekte Beschreibung der Wärmetauschercharakteristik für das Aufheizverhalten des gesamten Fahrzeugs wesentlich.

Ein differentielles Flächenelement des Heizungs-wärmetauschers der Größe $dA = dx_1 dx_2$ wird, wie in Abbildung 3.17 dargestellt, energetisch bilanziert [46]:

$$d\dot{Q} = k (T_{Luft} - T_{KM}) dx_1 dx_2 \quad (3.90)$$

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_{Luft} c_{p,Luft} \frac{dx_2}{L_2} \frac{\partial T_{Luft}}{\partial x_1} dx_1 \quad (3.91)$$

$$d\dot{Q} = +\dot{m}_{KM} c_{p,KM} \frac{dx_1}{L_1} \frac{\partial T_{KM}}{\partial x_2} dx_2 \quad (3.92)$$

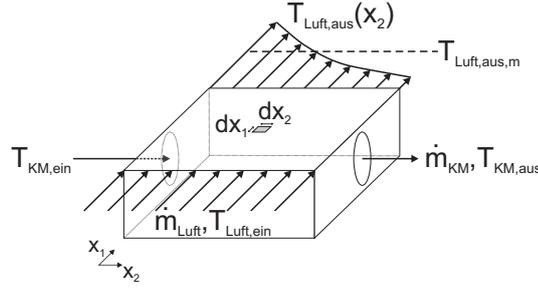


Abbildung 3.17: Energiebilanzierung eines differentiellen Heizungswärmetauscherelements der Größe $dA = dx_1 dx_2$

wobei L_1 und L_2 die Gesamtlänge in Richtung der Laufvariablen x_1 bzw. x_2 darstellen. Aus den obigen Gleichungen folgt, dass

$$k(T_{Luft} - T_{KM}) = -\dot{m}_{Luft} c_{p,Luft} \frac{1}{L_2} \frac{\partial T_{Luft}}{\partial x_1} \quad (3.93)$$

Aufgrund von turbulenter Quervermischung ist die Kühlmitteltemperatur unabhängig von der Laufvariablen x_1 , so dass Gleichung 3.93 entlang x_1 mit folgendem Ergebnis integriert werden kann:

$$\frac{T_{Luft,aus}(x_2) - T_{KM}(x_2)}{T_{Luft,ein} - T_{KM}(x_2)} = \exp\left(-\frac{kL_1L_2}{\dot{m}_{Luft}c_{p,Luft}}\right) \quad (3.94)$$

Das Temperaturprofil des Kühlmittels in Richtung x_2 ist unbekannt, so dass eine weitere Energiebilanz entlang eines Segmentes mit $dx_1 = L_1$ erforderlich ist. Als Ergebnis kann schließlich die Luftaustrittstemperatur als Funktion der Laufvariablen x_2 beschrieben werden. Für die weitere energetische Analyse des Systems wird die restliche Luftführung jedoch in Strömungsrichtung eindimensional betrachtet. Demnach ist es erforderlich, die mittlere Austrittstemperatur heranzuziehen, die aus einer weiteren Integration entlang der Laufvariablen x_2 erhalten wird. An dieser Stelle gilt es zu beachten, dass dieser Ansatz ausschließlich für einen eingängigen Kreuzstromwärmetauscher Gültigkeit besitzt. Für die Abbildung eines mehrgängigen Kreuz-Gegenstromwärmetauschers müssen mehrere Kreuzstromwärmetauscher in Serie geschaltet werden. Für diesen Zweck wird in Gleichung 3.95 das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme sowie in Gleichung 3.96 die Betriebscharakteristik eines einzelnen Gegenstromwärmetauschers eingeführt:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{Luft}c_{p,Luft}}{\dot{m}_{KM}c_{p,KM}} \quad (3.95)$$

$$Z = \frac{T_{Luft,ein} - \bar{T}_{Luft,aus}}{T_{Luft,ein} - T_{KM,ein}} \quad (3.96)$$

Die Gesamt-Betriebscharakteristik eines Kreuz-Gegenstromwärmetauschers kann demnach beschrieben werden als [66]:

$$Z_{gesamt} = 1 - \frac{1 - \mu}{\left(\frac{1 - \mu Z_i}{1 - Z_i}\right)^n - \mu} \quad (3.97)$$

mit $Z_1 = Z_2 = Z_i$.

Schließlich wird der Wärmedurchgangskoeffizient k mittels eines Ähnlichkeitstheoretischen Ansatzes in Abhängigkeit der auftretenden Reynolds- und Prandtl-Zahlen berechnet und mit einem durch Messungen abgestimmten Parameter k_0 multipliziert.

3.7.2 Luftführende Kanäle

Die Systemgrenze des Teilsystems *Luftpfad* beginnt im vorderen Klimatisierungspfad nach dem PTC-Element bzw. am hinteren Klimatisierungspfad nach dem Heizungs-wärmetauscher und endet an den Ausströmdüsen. Darüber hinaus werden die Umluft-pfade des vorderen und hinteren Heizkreises ebenfalls als luftführende Kanäle modelliert. Für alle Luftpfade gilt, dass der von der Luft zurückgelegte Weg als Rohrströmung modelliert wird, um den Wärmeaustausch zwischen den luftführenden Kanälen und der durchströmten Luft abbilden zu können. Abbildung 3.18 zeigt die Positionen der beiden Klimageräte sowie die Anordnungen der Luftführungen im Fahrzeug.

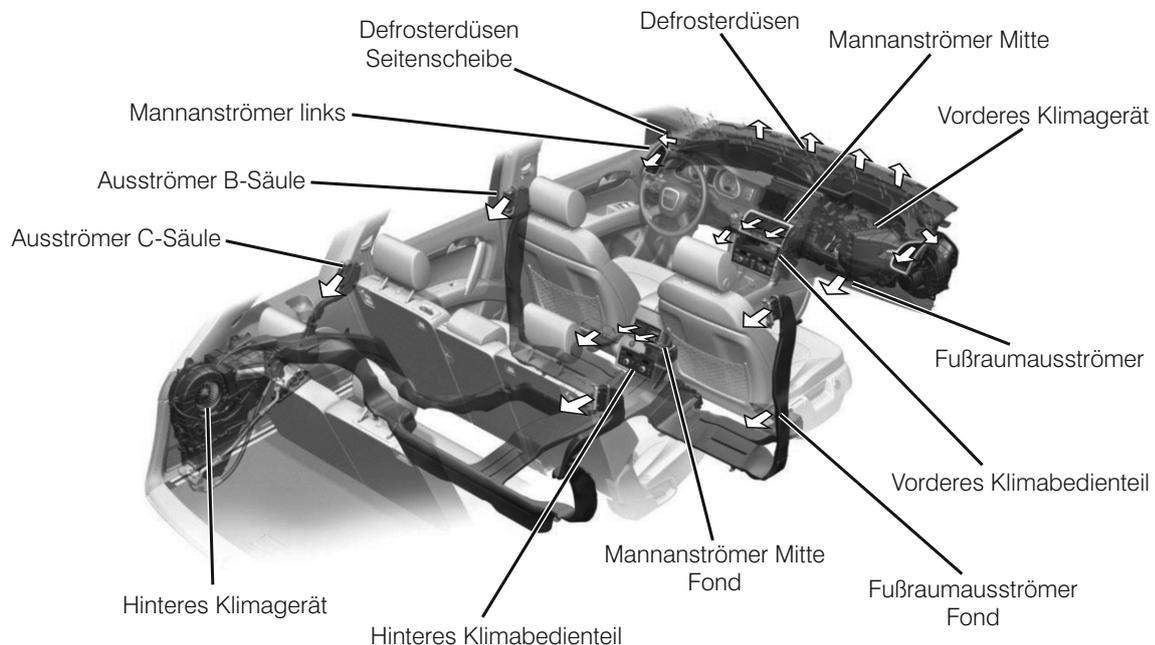


Abbildung 3.18: Luftführende Kanäle der 4-zonigen Innenraumklimatisierung [64]

Im Folgenden wird die Modellierung der luftführenden Kanäle allgemein formuliert. Eine eindimensionale Energiebilanzierung entlang einer infinitesimalen Rohrlänge ergibt in Anlehnung an Abbildung 3.19:

$$\frac{dT(x)}{dx} + \frac{\alpha_i U}{\dot{m}_{L1} c_p} (T(x) - T_{W,R}) = 0 \quad (3.98)$$

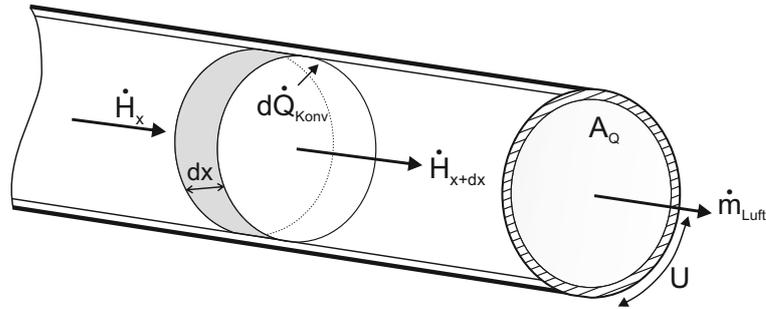


Abbildung 3.19: Energiebilanz der Luft in Strömungsrichtung bei einer Rohrströmung

Die Lösung dieser linearen Differentialgleichung erster Ordnung ergibt sich unter Berücksichtigung der Randbedingung $T(x = 0) = T_{L,nHWT}$ zu:

$$T(x) = T_{W,R} + (T_{L,nHWT} - T_{W,R}) e^{-\frac{\alpha_i U}{\dot{m}_{L1} c_p} \cdot x} \quad (3.99)$$

Demnach ergibt sich die Lufttemperatur an den Ausströmdüsen wie folgt:

$$T_{in} = T(x = L) = T_{W,R} + (T_{L,nHWT} - T_{W,R}) e^{-\frac{\alpha_i A}{\dot{m}_{L1} c_p}} \quad (3.100)$$

wobei L die Länge des Luftpades ist und $\dot{m}_{L1} = \frac{\dot{m}_L}{y}$, sofern sich der gesamte Luftmassenstrom \dot{m}_L in y geometrisch identische Luftpfade aufteilt.

Bevor die Temperatur der in den Innenraum einströmenden Luft berechnet werden kann, ist zusätzlich die zeitliche Änderung der Luftrohrwandtemperatur $T_{W,R}$ zu berücksichtigen. Es wird sowohl ein konvektiver Wärmeaustausch mit der Umgebung als auch ein Strahlungsaustausch berücksichtigt, wobei die zeitliche Änderung der Luftrohrwandtemperatur in axialer Richtung vernachlässigt wird ($\frac{\partial T_{W,R}}{\partial x} \approx 0$). Eine Analyse der auftretenden Biot-Zahlen unter Berücksichtigung der für dieses Wärmeübertragungsproblem in Frage kommenden Strömungsbedingungen innerhalb und außerhalb der Rohrwände ergibt, dass die radiale Temperaturdifferenz über die Rohrwände gegenüber der Temperaturdifferenz zwischen der Strukturoberfläche und der Freistromtemperatur vernachlässigt werden darf. Diese Tatsache begründet einerseits die geometrische Randbedingung $A_i \approx A_a$ sowie die nulldimensionale Beschreibung

der zeitlichen Temperaturänderung innerhalb der luftführenden Kanäle. Angelehnt an Abbildung 3.20 führt die Energiebilanz zu:

$$(mc_p)_W \frac{dT_{W,R}}{dt} = \alpha_i A (T_{xL} - T_{W,R}) - \alpha_a A (T_{W,R} - T_{Umg}) - \epsilon A \sigma (T_{W,R}^4 - T_{Umg}^4) \quad (3.101)$$

wobei für T_{xL} die energetisch gemittelte Fluidtemperatur einzusetzen ist:

$$T_{xL} = \frac{\int_{A_M} \rho u c_p T(x) dA_M}{\int_{A_M} \rho u c_p dA_M} \quad (3.102)$$

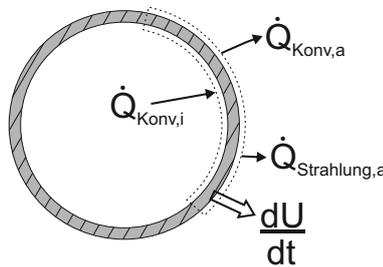


Abbildung 3.20: Energiebilanzierung an der Wand eines luftführenden Kanals

Demnach ergibt sich eine energetisch gemittelte Fluidtemperatur von:

$$T_{xL} = T_{W,R} + (T_{L,nHWT} - T_{W,R}) \cdot \left(\frac{\dot{m}_{L1} c_p}{\alpha_i A} \right) \cdot \left[1 - e^{-\frac{\alpha_i A}{\dot{m}_{L1} c_p}} \right] \quad (3.103)$$

Nach Einsetzen von Gleichung 3.103 in 3.101 erhält man die zeitliche Änderung der Wandtemperatur:

$$\begin{aligned} \frac{dT_{W,R}}{dt} = & \frac{(\dot{m}c_p)_L}{(mc_p)_W} (T_{L,nHWT} - T_{W,R}) \left(1 - e^{-\frac{\alpha_i A}{(\dot{m}c_p)_L}} \right) + \\ & \frac{1}{(mc_p)_W} \cdot \left[\alpha_a A (T_{Umg} - T_{W,R}) + \epsilon A \sigma (T_{Umg}^4 - T_{W,R}^4) \right] \end{aligned} \quad (3.104)$$

wobei angenommen wurde, dass die Initialtemperatur der Rohrwand der Umgebungstemperatur entspricht ($T_{W,R}(t=0) = T_{Umg}$). Dadurch ergibt sich der zeitliche Verlauf der Rohrwandtemperatur $T_{W,R}(t)$. So kann unter Verwendung von Gleichung 3.100 auf die Innenraumeintrittstemperatur geschlossen werden. Damit Gleichung 3.100 vollständig gelöst werden kann, muss der rohrinnenseitige Wärmeübergangskoeffizient α_i bestimmt werden. Dieser folgt aus der Nusselt-Zahl, die für verschiedene Strömungs-

formen berechnet wird. Die entsprechenden Nusseltkorrelationen für laminare, transitionelle und turbulente Rohrströmungen bei thermischem und hydrodynamischem Anlauf sind dem VDI-Wärmeatlas [66] entnommen und werden für jeden luftführenden Kanal berechnet.

3.7.3 Scheibenmodellierung

Aus Abbildung 3.16 geht hervor, dass ein Teil der Luft, die durch den vorderen Klimatisierungspfad strömt, mit der Frontscheibe im thermischen Austausch steht, bevor sie zum Erwärmen des Innenraums beitragen kann. Dies betrifft ausschließlich den Luftmassenstrom, der über die Hauptdefrosterdüsen in den Innenraum gelangt. Damit der Wärmeaustausch zwischen der optional elektrisch beheizbaren Frontscheibe und der Innenraumluft berechnet werden kann, muss das Temperaturprofil innerhalb der Scheibe bekannt sein, da eine Analyse der auftretenden Biot-Zahlen zeigt, dass der Temperaturabfall über die Scheibe nicht vernachlässigt werden darf. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 3.21 den Aufbau der Frontscheibe, einen Ausschnitt zur Erstellung einer differentiellen Energiebilanz sowie die Randbedingungen auf der Außen- und Innenseite der Frontscheibe. Die Scheibe hat eine Stärke von insgesamt

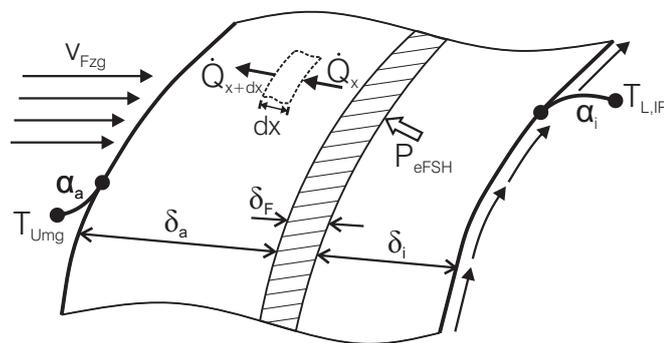


Abbildung 3.21: Energiebilanzierung der elektrisch beheizbaren Frontscheibe (eFSH)

4.5 mm und besteht aus drei Schichten. Die äußere Scheibenschicht hat eine Dicke von 2.1 mm und die innere Scheibenschicht von 1.6 mm. Dazwischen befindet sich eine dünne (0.8 mm), elektrisch beheizbare Folie.

Angelehnt an die obige Abbildung und unter Berücksichtigung der in Kapitel 2.1 hergeleiteten Differentialgleichung 2.14 wird unter Berücksichtigung eines geometrisch eindimensionalen Wärmeflusses die partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung aufgeführt, die das Wärmeleitungsproblem der elektrisch beheizbaren Frontscheibe

beschreibt. Dabei wird angenommen, dass sich die elektrische Last, die auf die beheizbare Folie aufgeprägt wird, gleichmäßig innerhalb des Folienvolumens verteilt.

$$\rho(x)c_p(x)\frac{\partial}{\partial t}\Theta(x,t) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda(x)\frac{\partial}{\partial x}\Theta(x,t)\right) + \dot{W}(x,t) \quad (3.105)$$

wobei Θ wie folgt definiert ist:

$$\Theta(x,t) = T(x,t) - T_0 \quad (3.106)$$

Neben der Annahme, dass es sich bei der vorliegenden Fragestellung um einen eindimensionalen Wärmefluss handelt und damit die Scheibe an den Rändern als adiabat angenommen wird, berücksichtigt die inhomogene partielle Differentialgleichung eine weitere Annahme. Diese besagt, dass die Krümmung der Frontscheibe vernachlässigt wird. Aus diesem Grund kann die Differentialgleichung in kartesischen Koordinaten formuliert werden. Trotz dieser Annahmen ist die analytische Lösung dieses Problems nicht darstellbar, da es sich um einen weitaus komplexeren Sachverhalt als die Beschreibung des Temperaturprofils innerhalb der Zylinderwand handelt (vgl. Gleichung 3.25). Dies liegt zum einen an der Tatsache, dass die Stoffeigenschaften nicht mehr konstant sind, da sich diese für Folie und Glas unterscheiden. Darüber hinaus muss mit $\dot{W}(x,t)$ eine von Ort und Zeit abhängige volumetrische Wärmequelle berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wurde auf eine FE-Methode zurückgegriffen, mit der die Frontscheibe in 90 Schichten einer Dicke von 0.05 mm diskretisiert wurde. Die Ausbildung der Temperaturprofile ist für zwei unterschiedliche elektrische Lasten in Abbildung 3.22 für einen Warmlauf aus -20°C dargestellt.

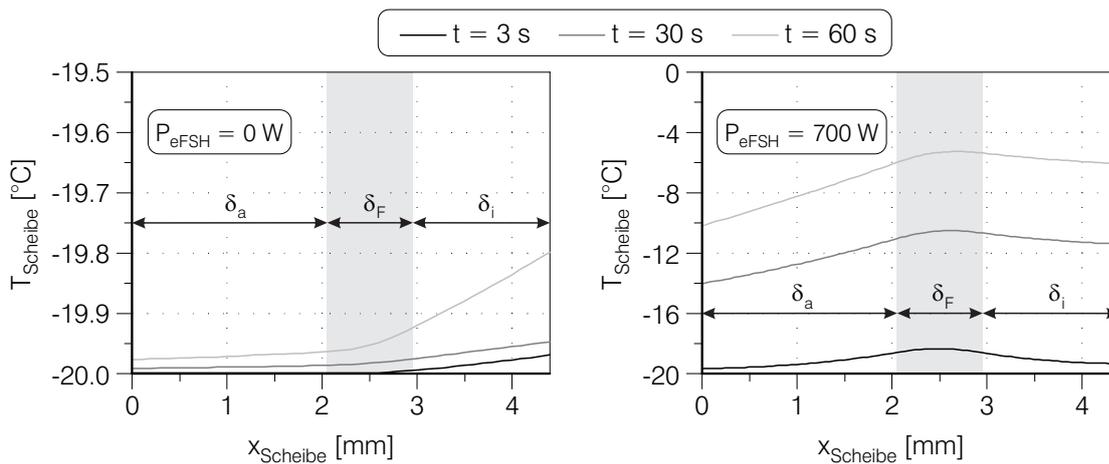


Abbildung 3.22: Zeitliche Entwicklung des Scheibentemperaturprofils in Abhängigkeit der elektrischen Beheizung

Ohne zusätzliche Beheizung der Frontscheibe (links) ist der Temperaturanstieg innerhalb der Scheibe marginal. Die einzige Wärmezufuhr stellt auf der Scheibeninnenseite der konvektive Wärmeaustausch mit der aus den Hauptdefrosterdüsen strömenden Luft dar. Aufgrund der niedrigen Kühlmitteltemperatur ist diese Lufttemperatur jedoch ebenfalls noch sehr gering. Das rechte Diagramm stellt das Temperaturprofil innerhalb der Frontscheibe dar, wenn diese mit einer elektrischen Last von 700 W beaufschlagt wird. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Temperaturmaximum im Bereich der elektrischen Zuheizung liegt. Die Anhebung der Temperatur erfolgt zügig über das gesamte Scheibenprofil und die Scheibenbeschlagsgefahr sinkt rapide. Aus diesem Grund ergeben sich Optimierungspotenziale der Innenraumaufheizung. Der Einfluss einer elektrisch beheizbaren Frontscheibe in Hinblick auf das thermische Verhalten des Fahrzeuginnenraums sowie auf das Aufheizverhalten und den Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotor werden in Kapitel 6.1 detailliert untersucht.

3.7.4 Innenraum

Bei der Betrachtung des thermischen Verhaltens der Fahrgastzelle ist neben der Temperaturentwicklung innerhalb dieses Systems auch der zeitliche Verlauf der Wasserbeladung von großem Interesse. Zusammen mit den Zustandsgrößen Druck und Temperatur kann zu jedem Zeitpunkt auf die relative Feuchte φ im Innenraum geschlossen werden. In Kombination mit der Scheibentemperatur auf der Innenseite erlaubt dies eine Beurteilung der Scheibenbeschlagsgefahr. Die Wasserbeladung x wird, zusätzlich zur Massenerhaltung, in der Energiebilanz berücksichtigt. Die Energiebilanz wird folgendermaßen formuliert:

$$\frac{d}{dt}(m_L h_L) = \dot{m}_L \Delta h - \alpha_{L \rightarrow W} A_W (T_L(t) - T_{W,IR}(t)) + \tau_F \dot{q}_s'' A_F + \Psi \Phi \quad (3.107)$$

wobei Ψ die Anzahl der Insassen und $\Phi = 100 \text{ W}$ gemäß [42] die Wärmeabgabe pro Person darstellt.

Unter der vertretbaren Annahme³, dass $\frac{dm_L}{dt} = 0$ gilt, ergibt sich

$$m_L \frac{dh_L}{dt} = m_L c_{pL} \frac{dT_L(t)}{dt} + m_L x(t) c_{pW}^{ig} \frac{dT_L(t)}{dt} + m_L \frac{dx(t)}{dt} (r_0 + c_{pW}^{ig} T_L(t)) \quad (3.108)$$

³Da bei $p_L, V_L = \text{const.}$ und gleichzeitig sich ändernder Innenraumtemperatur die Luftmasse im Innenraum nicht konstant ist, wäre es denkbar, diese Änderung in der Energiebilanz zu berücksichtigen. Die Änderung der Luftmasse ist jedoch vernachlässigbar, da der Einfluss bei den hier relevanten Zeitskalen sehr gering ist.

Für die Temperaturänderung der Innenraumluft folgt daraus:

$$\frac{dT_L(t)}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^7 \Upsilon_i}{m_L \cdot (c_{pL} + x(t)c_{pW}^{ig})} \quad (3.109)$$

mit:

$$\Upsilon_1 = \dot{m}_L(c_{pL}^{ig}(T_{in} - T_{out})) \quad (3.110)$$

$$\Upsilon_2 = \dot{m}_L c_{pW}^{ig}(x_{in}T_{in} - x_{out}T_{out}) \quad (3.111)$$

$$\Upsilon_3 = \dot{m}_L r_0(x_{in} - x_{out}) \quad (3.112)$$

$$\Upsilon_4 = -\alpha_{L \rightarrow W} A_W (T_L(t) - T_{W,IR}(t)) \quad (3.113)$$

$$\Upsilon_5 = \tau_F \dot{q}_s'' A_F \quad (3.114)$$

$$\Upsilon_6 = \Psi \Phi \quad (3.115)$$

$$\Upsilon_7 = -m_L (r_0 + c_{pW}^{ig} T_L(t)) \frac{dx(t)}{dt} \quad (3.116)$$

Aus den obigen Gleichungen ist ersichtlich, dass die mittlere Lufttemperatur im Innenraum vom zeitlichen Temperaturverlauf der innenraumbegrenzenden Wände $T_{W,IR}(t)$ abhängig ist. Der Temperaturverlauf in den Wänden wird von deren Wärmekapazitäten bestimmt, so dass eine weitere Energiebilanz der Wände und Fenster erforderlich ist:

$$\frac{dT_{W,IR}(t)}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^3 \Xi_i}{(mc_p)_{Wand}} \quad (3.117)$$

mit:

$$\Xi_1 = \alpha_{L \rightarrow W} A_W (T_L(t) - T_{W,IR}(t)) \quad (3.118)$$

$$\Xi_2 = \alpha_{a \rightarrow W} A_{W_a} (T_{amb}(t) - T_{W,IR}(t)) \quad (3.119)$$

$$\Xi_3 = \dot{q}_S'' (\alpha_F A_F + \alpha_W A_W) \quad (3.120)$$

Gleichung 3.117 berücksichtigt den konvektiven Wärmeaustausch mit der Innenraumluft auf der Innenseite der Fahrzgstzelle sowie mit der Umgebung auf der Außenseite. Der innere Wärmeübergangskoeffizient hängt dabei maßgeblich vom Luftmassenstrom sowie den Klappenpositionen vor den luftführenden Kanälen ab, wobei der äußere Wärmeübergangskoeffizient von der Fahrzeuggeschwindigkeit dominiert wird.

Damit auf die letzte fehlende Größe aus Gleichung 3.109 geschlossen werden kann, muss die sich im Innenraum befindliche Wassermasse bilanziert werden:

$$\frac{dm_{H_2O}}{dt} = \dot{m}_{H_2O,ein} - \dot{m}_{H_2O,aus} + \dot{m}_{H_2O,Personen} \quad (3.121)$$

Mit

$$\frac{dm_{H_2O}}{dt} = \frac{d}{dt}(x(t)m_L) \quad (3.122)$$

und der Annahme aus Gleichung 3.107 folgt für die zeitliche Änderung der Wasserbeladung:

$$\frac{dx(t)}{dt} = \frac{1}{m_L} (\dot{m}_L(x_{ein} - x_{aus}) + \Psi\Omega) \quad (3.123)$$

wobei $\Omega = 50 \text{ g/h}$ die Wasserdampfabgabe pro Person nach [31] darstellt. An dieser Stelle gilt es zu beachten, dass Gleichung 3.123 ausschließlich für $\varphi \leq 1$ gilt.

Schließlich ist das thermische Verhalten der Fahrgastzelle unter Berücksichtigung des zeitlichen Verlaufs der Wasserbeladung durch das gekoppelte lineare Differentialgleichungssystem mit den Gleichungen 3.109, 3.117 und 3.123 vollständig beschrieben und das Klimatisierungspfad- und Innenraummodell kann an die Co-Simulationsplattform gekoppelt werden. Untersuchungen, in denen das beschriebene Modell eingesetzt wurde, sind in [28, 29] zu finden.

3.8 Antriebsstrang

Die Modellierung des Antriebsstrangs umfasst das Automatikgetriebe, Verteilergetriebe sowie das Vorder- und Hinterachsdifferential und gliedert sich grundsätzlich in die drei Systemebenen *Steuerungstechnik*, *Mechanik* und *Thermik*.

In der *steuerungstechnischen* Systemebene wird die Wahl der Gangstufe bestimmt, die von der Applikation des Fahrzeugherstellers abhängig ist. Für diese Arbeit wurde die Getriebesteuerung für die untersuchte Motor-Getriebe-Fahrzeug Kombination vom Hersteller zur Verfügung gestellt und wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter diskutiert.

In der *mechanischen* Systemebene erfolgt in Abhängigkeit der gangstufenabhängigen Übersetzung des Getriebes, des Verteilergetriebes sowie beider Differentiale (im Folgenden als *Hauptkomponenten* bezeichnet) unter der Voraussetzung, dass die Wandlerüberbrückungskupplung geschlossen ist, die Berechnung der Drehzahlen im gesamten Antriebsstrang. Demnach ergibt sich unter der Berücksichtigung des dynamischen Radhalbmessers ein direkter Zusammenhang zwischen der Motordrehzahl und der Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Drehmomentberechnung der Hauptkomponenten vom Rad bis zum Getriebeeingang erfolgt ebenfalls in dieser Systemebene. Dazu ist die Kenntnis der jeweiligen Verlustleistungen notwendig, die kennfeldbasiert bestimmt wird. Eine wichtige Eingangsgröße der Verlustleistungskennfelder stellt das Temperaturniveau der entsprechenden Ölhaushalte dar. Diese werden in der thermischen Systemebene berechnet. Die mechanische Modellierung von Antriebssträngen sowie

die längsdynamische Modellierung von Pkw wurde bereits in mehreren Arbeiten ausführlich diskutiert. An dieser Stelle sei auf [32, 38, 61, 77] verwiesen.

In der *thermischen* Systemenebene erfolgt die Temperaturberechnung in den vier Hauptkomponenten des Antriebsstrangs. Diese Temperaturen sind von besonderem Interesse, da sie simultan (vgl. Abbildung 3.23) in der mechanischen Systemebene für die Berechnung der Verlustmomente der einzelnen Komponenten benötigt werden. Die in der mechanischen Systemebene berechneten Verlustleistungen der einzelnen Systeme repräsentieren dabei die einzige Wärmequelle, die zu einer Erwärmung der Ölhaushalte und der Strukturen führt, wobei der Wärmeübergang an die Umgebung durch Strahlung und fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Konvektion sowie die Wärmeleitung zwischen benachbarten Komponenten des Antriebsstrangs ebenfalls berücksichtigt wird. Neben der Getriebeeingangsdrehzahl, dem Getriebeeingangsmoment und der eingelegten Gangstufe haben die Temperaturen der jeweiligen Ölhaushalte einen wesentlichen Einfluss auf die Verlustleistung der Antriebsstrangkomponenten und damit auf die erforderliche effektive Leistungsabgabe des Verbrennungsmotors.

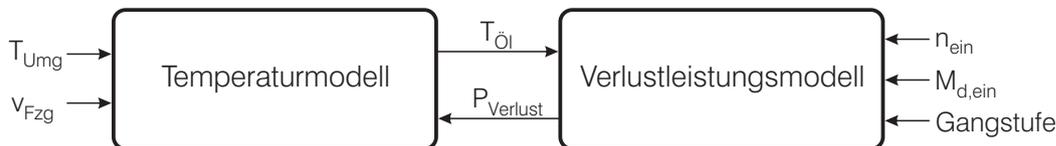


Abbildung 3.23: Simultane Berechnung von Temperatur und Verlustleistung einer Komponente im Antriebsstrang

Die thermische Modellierung jedes der vier Hauptkomponenten im Antriebsstrang basiert auf einem 2-Massen-Ersatzmodell. Dies bedeutet, dass für jede Komponente des Antriebsstrangs zwei Wärmekapazitäten (mc_p) berücksichtigt werden, die den Ölhaushalt und die Struktur der entsprechenden Komponente darstellen. Die physikalische Modellierung des Wärmeübergangs zwischen der Getriebestruktur und dem darin enthaltenen Getriebeöl ist äußerst komplex und wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht umgesetzt. Stattdessen wurden die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen den beiden Ersatzmassen mit Hilfe umfangreicher Versuchsergebnisse abgestimmt.

3.9 Motorreibung und Nebenaggregate

Nachdem mit den in Kapitel 3.8 beschriebenen Zusammenhängen die Drehzahl des Verbrennungsmotors bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung sowie das geforderte effektive Drehmoment berechnet wurden, müssen zur Bestimmung der Soll-Last des Verbrennungsmotors zusätzlich die Motorreibung und die Leistungsaufnahme der Nebenaggregate berücksichtigt werden. Dabei ist zu beachten, dass die auf-

tretende Motorreibung ebenfalls an das Motorstrukturmodell übergeben wird, damit der direkte Wärmeeintrag infolge der Motorreibung ebenfalls berücksichtigt werden kann. Dazu zeigt Abbildung 3.4 auf Seite 36 schematisch die Reibungsanteile, die dem Zylinderkopf, der Zylinderwand, dem Kolben und der Pleuellwelle zugeführt werden. Demzufolge ist nicht nur der absolute Betrag der Reibleistung für das thermische Motormodell relevant, sondern auch dessen Aufteilung auf die verschiedenen Baugruppen⁴ des Verbrennungsmotors von Interesse. In der Literatur sind viele Arbeiten vertreten, die sich mit der Modellierung der Motorreibung mit Hilfe mathematischer Ansätze beschäftigt haben. Jedoch stehen die Autoren insbesondere bei sehr tiefen Starttemperaturen vor der Schwierigkeit, die physikalischen Zusammenhänge über einen größeren Betriebsbereich für die einzelnen Reibpaarungen abzubilden [27, 76, 80, 92, 96, 99, 101, 103, 108, 111, 113].

Im Rahmen dieses thermischen Motor- und Gesamtfahrzeugmodells kommt kein Reibmodell zum Einsatz, das die tribologischen Eigenschaften des Motoröls und der Struktur physikalisch, halb-empirisch oder empirisch beschreibt. Stattdessen wird ein Kennfeld verwendet, das mit den Messergebnissen aus Reibleistungsmessungen bedatet wurde und demnach ausschließlich für den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Verbrennungsmotor Gültigkeit besitzt. Um die Aufteilung der Reibleistung auf die einzelnen Baugruppen bestimmen zu können, wurden die Messungen nicht nur für den Vollmotor, sondern im Rahmen von Strip-Down-Messungen für einzelne Abbaustufen des Verbrennungsmotors durchgeführt. Die Messungen wurden am Large Engines Competence Center (LEC) des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt. Am Institut für Pleuellmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie wurden weitere Messungen im befeuerten Betrieb [19] durchgeführt, um den Einfluss der Motorlast (thermisch und infolge steigender Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe) auf die Reibleistung des untersuchten Verbrennungsmotors quantifizieren zu können. Eine ausführliche Beschreibung zur Erstellung von Reibleistungskennfeldern aus experimentell ermittelten Daten ist in [19] und [130] zu finden.

In dem verwendeten Kennfeld sind die Versuchsergebnisse der Reibleistungsmessungen zusammengefasst, so dass in Abhängigkeit der berechneten Motorstrukturtemperatur $T_{ZW,U}$ des Verbrennungsmotors sowie der Motordrehzahl und -last ein Reibmitteldruck zur Verfügung gestellt wird. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass das Motortemperaturniveau einen erheblichen Einfluss auf den Reibmitteldruck hat [1, 117]. Demzufolge ist für die Bestimmung des Reibmitteldrucks aus Kennfeldern heraus eine hohe Genauigkeit der in Kapitel 3.3, 3.4 und 3.5 berechneten Temperaturen essentiell. Gelingt dies nicht, sind die vom Reibkennfeld ausgegebenen Werte für den Reibmitteldruck unbrauchbar bzw. führen zu ungenauen Ergebnissen der Warmlaufsimulation.

⁴Ventiltrieb inkl. Kettentrieb und Ausgleichswelle, Pleuellgruppe, Pleuellwelle inkl. Ölpumpe und Unterdruckpumpe, Pleuelltrieb inkl. Wasserpumpe

Neben der motorinternen Reibung ist die Kenntnis der Leistungsaufnahme der Nebennaggregate notwendig. Der Generator wird mechanisch vom Verbrennungsmotor angetrieben. Die mechanische Leistung wird unter einem last- und drehzahlabhängigen Wirkungsgrad in elektrische Energie gewandelt und dem Fahrzeugbordnetz zur Verfügung gestellt. Ähnlich wie bei der Beschreibung der Motorreibung wird kein physikalisches Modell zur Berechnung des Generatorwirkungsgrades verwendet, sondern auf ein am Komponentenprüfstand generiertes Wirkungsgradkennfeld zurückgegriffen. Dieses beschreibt in Abhängigkeit der Generatordrehzahl sowie des Generatoreingangsmomentes die abgegebene elektrische Leistung des Generators. Die Lenkhilfepumpe wird mit einem konstanten Schleppmoment berücksichtigt, da im Rahmen dieser Arbeit keine Kurvenfahrten untersucht wurden. Sofern der Kältekreis nicht aktiv ist, wird der Klimakompressor über eine Kupplung vom Riementrieb getrennt. In diesem Fall wird im Gesamtfahrzeugmodell keine zusätzliche Last dafür berücksichtigt.

3.10 Weitere Systeme zur Vervollständigung des Gesamtmodells

In diesem Kapitel werden drei weitere Modelle beschrieben, die für ein autonomes Fahren des virtuellen Fahrzeugs berücksichtigt werden müssen. Dabei handelt es sich um die Abbildung wesentlicher Funktionen des Motorsteuergerätes, des virtuellen Fahrers sowie der Umgebungs- und Randbedingungen. Diese für das virtuelle Fahrzeug notwendigen Systeme stehen nicht im Fokus dieser Arbeit, werden aber aus Gründen der Vollständigkeit kurz erläutert.

Motorsteuergerät

Zu den wichtigsten Funktionen des Motorsteuergerätes innerhalb des verwendeten Modells gehören die Steuerung der einzelnen Einspritzzeitpunkte und -mengen pro Arbeitsspiel und Zylinder, die Ladedruckregelung sowie die Regelung der Abgasrückführungsrate.

In Abhängigkeit der Fahrpedalstellung und der Motordrehzahl erfolgt die Bestimmung des effektiven Soll-Drehmomentes. Dabei wird in Abhängigkeit des Motortemperaturniveaus das zu erwartende Reibmoment dazu addiert. Über eine Kennlinie wird das gewünschte Drehmoment in eine Gesamteinspritzmenge überführt, bevor die Anzahl der Einspritzungen sowie die Einspritzzeitpunkte und -mengen der einzelnen Einspritzungen definiert werden. Die Form des Einspritzverlaufs ergibt sich dabei in Abhängigkeit des Raildrucks und der Einspritzdauer. Für nähere Informationen zur Einspritzsteuerung und Raildruckregelung sei auf [68] verwiesen.

Der Ladedruck wird in Abhängigkeit der Soll-Einspritzmenge und der Motordrehzahl geregelt. Der Soll-Ladedruck bestimmt dabei die Position der Leitschaufeln des VTG-Laders. Weitere Informationen sind in [71] zu finden.

Die Regelung der Abgasrückführungsrate erfolgt kennfeldbasiert in Abhängigkeit der gewünschten Luftmenge im jeweiligen Betriebspunkt [68, 69] über ein AGR-Ventil. Darüber hinaus kann die gewünschte AGR-Rate in Abhängigkeit des Motortemperaturniveaus verändert werden. Insbesondere mit Blick auf das thermische Verhalten des Verbrennungsmotors kann der Abgasrückführungskühler durchströmt oder umgangen werden, wobei die Stellung des Bypass-Ventils wiederum von der Kühlmitteltemperatur abhängig ist. Wird das rezirkulierte Abgas nicht gekühlt, ergeben sich höhere Saugrohrtemperaturen und damit höhere Prozess- und Abgastemperaturen. Dadurch steigt der Wärmeeintrag in den Verbrennungsmotor sowohl über die Brennraumwände als auch über die Einlass- und Auslasskanäle und muss daher im thermischen Motormodell berücksichtigt werden. Sobald das Kühlmittel eine festgelegte Temperaturschwelle überschritten hat, strömen Abgas und Kühlmittel durch den Abgasrückführungskühler. Dadurch wird zwar die Saugrohrtemperatur gesenkt, jedoch erfolgt prinzipbedingt ein hoher Wärmeeintrag direkt in das Kühlmittel. Der Abgasrückführungskühler erfüllt demnach nicht nur den Zweck der innermotorischen Emissionsreduzierung, sondern auch als Abgaswärmetauscher. Diese Form der Abgasenthalpienutzung ist insbesondere im Motorwarmlauf von großer Relevanz.

Als weitere im Motorsteuergerät hinterlegte Funktion sei die Regelung der Leerlaufdrehzahl erwähnt. Dieser geschlossene Regelkreis ist für einen autonomen Betrieb des virtuellen Fahrzeugs ebenfalls notwendig. Die Leerlaufdrehzahl ist, wie auch im realen Motorsteuergerät, vom Motortemperaturniveau und der Umgebungstemperatur abhängig. Dazu zeigt Abbildung 3.24 einen Ausschnitt der Leerlaufdrehzahl für den gleichen Fahrzyklus, allerdings bei verschiedenen Motortemperaturen aufgrund unterschiedlicher Motorstarttemperaturen. Es ist zu erkennen, dass die Leerlaufdrehzahl mit höherem Motortemperaturniveau sinkt.

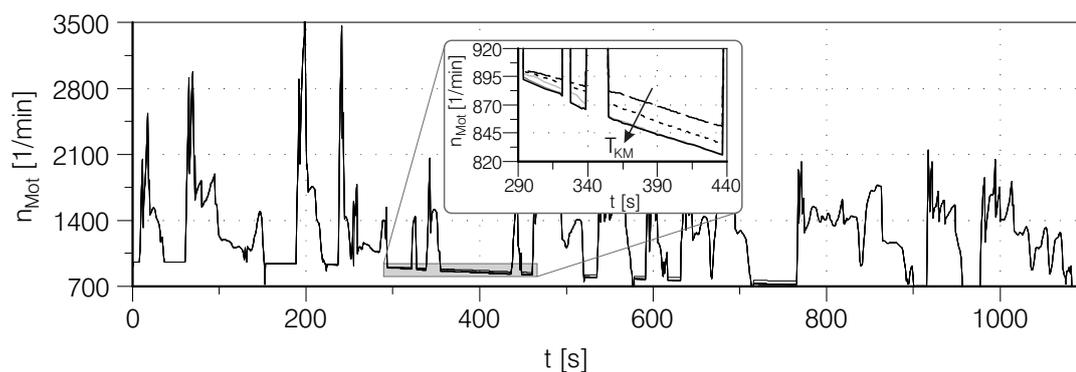


Abbildung 3.24: Ausschnitt der Leerlaufdrehzahl bei verschiedenen Umgebungs- und Motorbetriebstemperaturen im Warmlauf eines realen Fahrzyklus

Fahrermodell

Der virtuelle Fahrer innerhalb des thermischen Gesamtfahrzeugmodells wird als PID-Regler (Parallelschaltung) in MATLAB/Simulink implementiert. Die Differenz aus Soll- und Ist-Geschwindigkeit stellt die Regelgröße dar, woraus die Fahrpedalstellung als Stellgröße resultiert. Diese wird an das Modell der Einspritzsteuerung des Motorsteuergerätes über die Co-Simulationsplattform übergeben. Der virtuelle Fahrer erhält die Soll-Geschwindigkeit aus einer Datei, in der der zu fahrende Fahrzyklus samt Höhenprofil hinterlegt ist. Die Ist-Geschwindigkeit ergibt sich aus dem Antriebsstrangmodell, nachdem aus den darin berechneten Zugkräften an den Rädern der Vorder- und Hinterachse unter Berücksichtigung der Fahrwiderstände die aktuelle Geschwindigkeit des virtuellen Fahrzeugs aus der Integration der Fahrzeugbeschleunigung berechnet wurde. Die Charakteristik des virtuellen Fahrers (moderat, sportlich, etc.) kann über die frei wählbaren Werte für das P-, I- und D-Glied eingestellt werden.

Umgebung und Randbedingungen

Im Rahmen dieser Arbeit wurde kein physikalisches Modell zur Beschreibung der Umgebungsbedingungen verwendet. Stattdessen werden die Lufttemperatur, der Luftdruck und die Luftfeuchtigkeit der Umgebung ebenso wie die auf das Fahrzeug wirkende Sonnenlast vorgegeben. Dabei können auch zeitlich veränderliche Profile der aufgezählten Umgebungsbedingungen vorgegeben werden, was insbesondere bei der Simulation von Bergfahrten oder Langstrecken von Interesse ist. Sämtliche Größen werden an die Co-Simulationsplattform übergeben und stehen somit den verschiedensten Modellen global zur Verfügung. Darüber hinaus können zusätzliche elektrische Verbraucher berücksichtigt werden. Das zeitliche Profil einer elektrischen Zusatzlast kann z. B. der Berücksichtigung der Fahrzeugbeleuchtung bei Nachtfahrten oder anderen Sicherheitssystemen im Sinne einer gesamtheitlichen Bewertung der Energieeffizienz von Fahrzeugen dienen. Die Werte der elektrischen Zusatzlast werden an die Co-Simulationsplattform übergeben und vom Bordnetzmodell abgerufen.

4 Modellvalidierung

In diesem Kapitel wird die Güte des in Kapitel 3 vorgestellten Modells des virtuellen Fahrzeugs überprüft und bewertet. Dazu wurden im Rahmen dieser Arbeit in einem Klimawindkanal mit Allrad-Rollen-Prüfstand Messungen an einem Versuchsfahrzeug durchgeführt. Der Versuchsträger und die verwendete Messtechnik werden im Folgenden näher beschrieben. In Kapitel 4.2 werden die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Fahrzyklen vorgestellt, bevor die Gegenüberstellung der Messwerte mit den Simulationsergebnissen unter verschiedenen Randbedingungen bei unterschiedlichen Fahrzyklen diskutiert wird.

4.1 Versuchsträger und Messtechnik

Die experimentellen Untersuchungen wurden an einem Versuchsfahrzeug (SUV) durchgeführt. Beim Verbrennungsmotor handelt es sich um einen V6 Dieselmotor mit Direkteinspritzung, Abgasturboaufladung und gekühlter Hochdruck-AGR. Für weitere Informationen sei an dieser Stelle auf [6, 7, 41] verwiesen.

Als Getriebe wurde ein 8-Gang Wandlerautomat mit Überbrückungskupplung eingesetzt. Das Versuchsfahrzeug ist allradgetrieben und verfügt neben einem Verteilergetriebe zur Momentenverteilung auf die beiden Antriebsachsen über ein Vorder- und Hinterachsdifferential. Die Fahrzeugmasse beträgt inklusive Messtechnik, jedoch ohne Fahrer, bei halb vollem Kraftstofftank $m_{Fzg} = 2515$ kg. Der Luftwiderstandsbeiwert wurde in einem Aeroakustik-Windkanal mit Grenzschichtabsaugung experimentell ermittelt.

Der Kühlkreislauf ist gegenüber der Serienkonfiguration modifiziert und in Abbildung 4.1 schematisch dargestellt. Der Verbrennungsmotor verfügt über ein Split-Cooling-Konzept, das eine getrennte Kühlung des Zylinderkopfes und Zylinderkurbelgehäuses erlaubt. Die Steuerung der kühlmitteleitigen Motordurchströmung erfolgt dabei vom Motorsteuergerät durch ein Regelventil, das die Durchströmung des Motorblocks unterbinden kann [41]. Das Thermostat ist kennfeldgeregt und kann im Falle einer elektrischen Beheizung bereits bei Kühlmitteltemperaturen unter 90°C einen Teilvolumenstrom durch den Hauptwasserkühler zulassen.

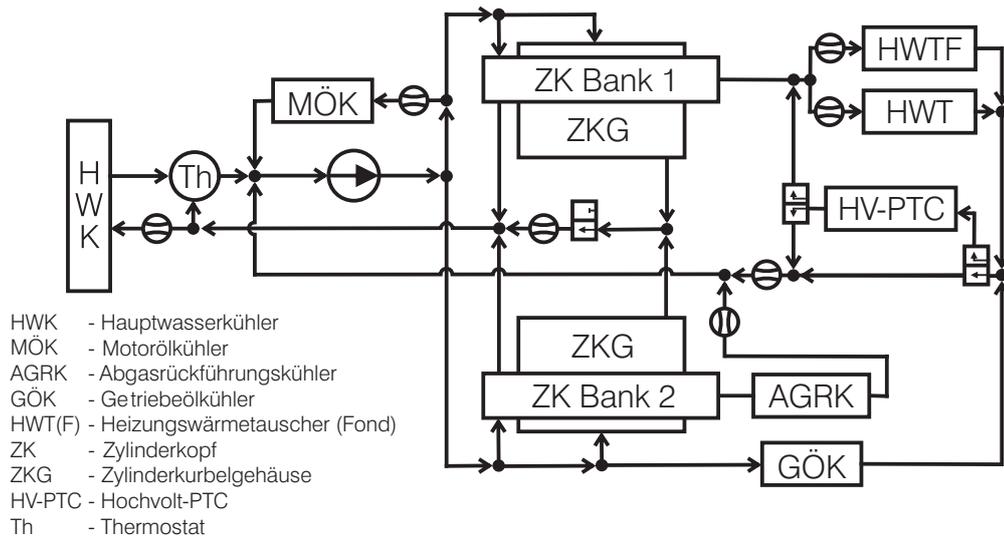


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der Kühlkreislaufkonfiguration des V6 Dieselmotors im Versuchsfahrzeug

Innerhalb des Kühlkreislaufs wurden zur Bestimmung des Kühlmittelvolumenstroms sieben temperaturkompensierte Durchfluss-Messturbinen aus der Baureihe FT der Fa. NATEC Sensors GmbH appliziert. Dazu zählen neben der Volumenstrommessung durch den Hauptwasserkühler sowie den vorderen und hinteren Heizungswärmetauscher, Motorölkühler und Abgasrückführungskühler auch die Messung des Kühlmittelvolumenstroms durch das Zylinderkurbelgehäuse. Der Volumenstrom durch den Getriebeölkühler konnte nicht direkt gemessen werden. Stattdessen ist eine weitere Messturbine nach der Zusammenführung der Rückläufe aus dem Heizkreis und Getriebeölkühler angebracht, so dass sich der Volumenstrom durch den Getriebeölkühler aus einer Differenzbetrachtung ergibt.

Um möglichst detaillierte Informationen über die Temperaturentwicklung des Versuchsfahrzeugs an verschiedensten Positionen zu erhalten, wurden insgesamt 185 Temperaturmessstellen appliziert. Davon entfallen 94 Messstellen auf den Verbrennungsmotor und den Motorraum, 27 Messstellen auf den restlichen Antriebsstrang und 64 Messstellen auf den Klimatisierungspfad und Fahrzeuginnenraum. Im Folgenden wird auf die wesentlichen Messstellen genauer eingegangen.

Vor und nach jedem Wärmeübertrager erfolgt eine Temperaturmessung. Da der Kühlmittelvolumenstrom durch jeden einzelnen Wärmeübertrager messtechnisch erfasst wird, kann die kühlmittelseitig übertragene Wärmemenge berechnet werden:

$$\dot{Q} = \rho(T_{MT}) \cdot \dot{V}_{KM} \cdot \int_{T_{KM, \text{ein}}}^{T_{KM, \text{aus}}} c_{p, KM}(T_{KM}) dT \quad (4.1)$$

Aus Gleichung 4.1 geht hervor, dass für die Berechnung der Differenz der spezifischen Enthalpie über den betrachteten Wärmeübertrager die spezifische Wärmekapazität des Kühlmittels (Glyantin/Wasser-Verhältnis: 40/60) herangezogen wird. Diese ist als Funktion der Kühlmitteltemperatur bekannt und steht als Polynom vierten Grades zur Verfügung. Die Dichte des Kühlmittels ist ebenfalls in Form eines Polynoms vierten Grades bekannt. Für die Berechnung der Dichte wird dabei die Temperaturmessung (T_{MT}) auf derjenigen Seite des Wärmeübertragers herangezogen, auf der die Durchfluss-Messturbinen positioniert ist.

Neben der Temperaturmessung an verschiedenen Positionen des Kühlkreislaufs, wurden mehrere Temperaturmessstellen im motorinternen Kühlkreislauf appliziert, um die Kühlmitteltemperaturentwicklung und insbesondere deren Veränderung innerhalb des Motors beurteilen zu können. Gleiches gilt für das Motoröl, dessen Temperaturen sowohl in der Ölwanne als auch vor und nach dem Motorölkühler sowie in der Hauptöl-galerie gemessen wurden. Diese Temperaturmessstellen sind für die Abstimmung des Ölkreislaufmodells und insbesondere des Motorölkühlers von großer Bedeutung. Des Weiteren wurden mehrere Strukturtemperaturen erfasst. Dazu zählt die Strukturtemperatur des Zylinderkurbelgehäuses im Innen-V des Motors zwischen den Zylindern 2 und 3 auf Bank 1 sowie zwischen den Zylindern 5 und 6 auf Bank 2. Im Zylinderkopf wurde die Strukturtemperatur in den Einlass- und Auslassventilstegen sowie der Einlass- und Auslasskanalwände der Zylinder 1, 2 und 3 (Bank 1) gemessen. Der Abstand der Temperaturmessstellen zur Brennraumseite bzw. zu den gasdurchströmten Kanälen des Zylinderkopfes beträgt dabei 1 mm.

Für eine bessere Abschätzung der Wärmeverluste, die sich durch erzwungene Konvektion aufgrund der Motorraumdurchströmung ergeben, wurden zusätzlich zu den zwölf Oberflächentemperaturmessstellen (Abgaskrümmen, Zylinderkopf, Zylinderkurbelgehäuse, unteres Kurbelgehäuse, Ölwanne) die Motorraumlufttemperaturen in einem Abstand von 10 bis 15 mm der entsprechenden Oberflächentemperaturmessstellen gemessen. Darüber hinaus wurden drei weitere Thermolemente im Motorraum appliziert. Zwei davon waren direkt hinter den beiden Lüftern positioniert, wohingegen das dritte Thermolement die Temperatur der abströmenden Luft hinter dem Motor erfasst.

Im Luftpfad des Verbrennungsmotors wurde die Ansauglufttemperatur aufgezeichnet. Darüber hinaus wurden die Temperaturen vor und nach beiden Ladeluftkühlern gemessen. Abgasseitig wurden mehrere Thermolemente vor und nach der Turbine, nach dem Dieselpartikelfilter sowie 3 weitere bis zu den Endrohren äquidistant angeordnete Temperaturfühler appliziert. Des Weiteren wurden die Abgastemperaturen vor und nach dem Abgasrückführungskühler erfasst.

Im Antriebsstrang wurden die Temperaturen im Getriebe, im Verteilergetriebe sowie in Vorderachs- und Hinterachsdifferential gemessen. Die Temperaturmessstellen befinden sich

den sich in den jeweiligen Ölhaushalten und an den Oberflächen zur Erfassung der Strukturtemperaturen. Zusätzlich wurden analog zu den Motoroberflächentemperaturmessungen die Lufttemperaturen in einem Abstand von 10 bis 15 mm erfasst.

Im Klimatisierungspfad und Innenraum des Fahrzeugs wurden insgesamt 64 Temperaturmessstellen angebracht. Neben der Lufteintrittstemperatur in das Klimagerät sowie vor und nach der Mischungsstelle von Frisch- und Umluft wurden die Lufttemperaturen vor und nach beiden Heizungswärmetauschern gemessen. Dabei wurde nach dem vorderen Heizungswärmetauscher ein Temperaturmessstellengitter mit 24 Thermoelementen angebracht. Mit den daraus generierten Informationen kann auf etwaige Inhomogenitäten der Lufttemperatur nach dem Heizungswärmetauscher geschlossen werden. Die von den einzelnen Thermoelementen umschlossene Fläche ermöglicht unter der Annahme eines homogenen Geschwindigkeitsprofils die Generierung von Gewichtungsfaktoren, um die thermodynamische Mitteltemperatur der Luft nach dem Heizungswärmetauscher berechnen zu können. Weitere Temperaturmessstellen wurden an allen Ausströmdüsen appliziert, so dass die thermischen Verluste der einzelnen luftführenden Kanäle bestimmt werden können. Gemäß der Richtlinie nach [65] wurden mehrere Thermoelemente im Innenraum platziert, aus der die mittlere Innenraumtemperatur berechnet werden kann.

Für die Messung des Kraftstoffverbrauchs kam eine KMA Mobile der Fa. AVL zum Einsatz. Der Hersteller gibt in einem Spektrum von 0.16 l/h bis 75 l/h bei Temperaturen von -10 °C bis $+50 \text{ °C}$ eine Messunsicherheit von $\pm 0.1 \%$ an [73].

4.2 Fahrzyklen und Umgebungsbedingungen

Bei der Modellerstellung bestand die größte Herausforderung darin, dass das gekoppelte Gesamtfahrzeugmodell unter den verschiedensten Umgebungstemperaturen (-20 °C bis $+20 \text{ °C}$) möglichst genaue Ergebnisse hinsichtlich der Aufheizcharakteristik des Fahrzeugs sowie des Kraftstoffverbrauchs erzielen sollte. Dies bedeutet, dass die Validierung des Gesamtfahrzeugmodells nicht nur bei einer bestimmten Starttemperatur und einem ausgewählten Zyklus erfolgen muss, sondern aus verschiedenen Initialtemperaturen sowie unterschiedlichen Fahrzyklen.

Die im Rahmen dieser Arbeit zugrunde gelegten Fahrzyklen sind der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ), ein innerstädtischer Realfahrzyklus (IRFZ) sowie der vom Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA) vorgeschlagene Messstandard zur Bewertung der Innenraumerwärmung VDA 220. Die erwähnten Fahrzyklen haben gemein, dass der Steigungswinkel der Fahrbahn zu jedem Zeitpunkt gleich Null ist und damit kein Steigungs- oder Gefällewiderstand in die Berechnung des für die Fortbewegung des Fahrzeugs erforderlichen Leistungsbedarfs einfließt. Alle anderen wichtigen Daten zur Charakterisierung der jeweiligen Fahrzyklen werden im Folgenden näher erläutert.

Stationärer Fahrzyklus - VDA 220

Mit dem Ziel die Bewertung der Innenraumaufheizung verschiedener Fahrzeuge objektiv zu gestalten, wurde vom Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA) eine Prüfmethode vorgeschlagen, die den Fahrzyklus, die Umgebungsbedingungen sowie die Mess- und Auswertemethoden eindeutig definiert. Als Fahrzyklus dient dabei eine 30-minütige Konstantfahrt bei 50 km/h mit einer anschließenden Leerlaufphase von 15 Minuten. Bei Fahrzeugen mit mechanischen Stufengetrieben ist die vorletzte Gangstufe einzulegen. Bei Automatikgetrieben ist die Stufe D bzw. Automatikstellung zu wählen. Daraus ergibt sich für das untersuchte Fahrzeug mit Automatikgetriebe die sechste Gangstufe, was unter Berücksichtigung des dynamischen Radhalbmessers und den Übersetzungsverhältnissen des Getriebes sowie der Vorder- und Hinterachsdifferentiale einer Motordrehzahl von 1210 1/min entspricht. Die Außentemperatur beträgt -20 °C . Das gesamte Fahrzeug muss vor Beginn des Prüflaufs auf -20 °C konditioniert werden. Bei diesem Prüflauf handelt es sich um einen für die Heizleistung kritischen Niedriglastfahrzustand, der insbesondere aufgrund der geringen Starttemperatur ein Worst-Case-Szenario darstellt.

Für die Beurteilung der Leistungsfähigkeit der Innenraumklimatisierung dienen die Temperaturverläufe des Kühlmittels vor den Heizungswärmetauschern, die Lufttemperaturen an den verschiedenen Ausströmdüsen sowie eine über mehrere Temperaturmessstellen gemittelte Innenraumtemperatur innerhalb der ersten 30 Minuten. Die 15-minütige Leerlaufphase trägt zur Beurteilung des thermischen Verhaltens des Innenraums bei längeren Standphasen bei und wird im Rahmen dieser Arbeit nicht näher untersucht. Nähere Informationen bezüglich der genauen Messstellenposition sowie der Rechenvorschrift für die Messdatenauswertung sind in [65] zu finden.

Transiente Fahrzyklen - NEFZ und IRFZ

Neben den Untersuchungen, die bei einer konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit durchgeführt werden, soll die Bewertung des thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Fahrzeug bei zwei transienten Fahrzyklen erfolgen. Dabei handelt es sich um einen synthetischen (NEFZ) und einen realen (IRFZ) Fahrzyklus. Die Geschwindigkeitsprofile beider Fahrzyklen sind in Abbildung 4.2 dargestellt.

Der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) besteht aus vier identischen Stadtfahrzyklen mit jeweils drei Geschwindigkeitsrampen auf 15, 32 und 50 km/h . Im Anschluss folgt eine Überland- und Autobahnfahrt, deren maximale Geschwindigkeiten bei 70, 100 und 120 km/h liegen. Die Zyklusdauer beträgt 1180s, in der das Fahrzeug eine Strecke von 11.01 km zurücklegt. Die mittlere Geschwindigkeit beträgt 33.6 km/h . Die Gangstufe wird bei Fahrzeugen mit mechanischen Stufengetrieben vorgegeben. Bei

Fahrzeugen mit Automatikgetrieben erfolgt die Gangwahl durch die gewählte Applikation des Herstellers.

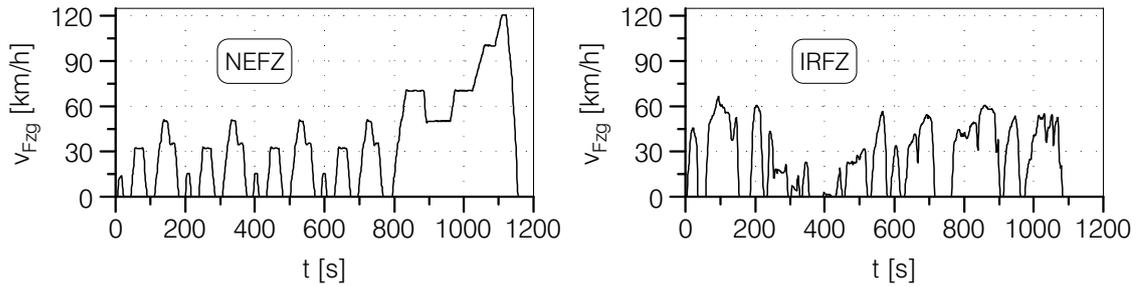


Abbildung 4.2: Geschwindigkeitsprofile der Fahrzyklen *Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)* und *innerstädtischer Realfahrzyklus (IRFZ)*

Der innerstädtische Realfahrzyklus (IRFZ) stellt ein kundennahes Fahrprofil im Stadtbetrieb dar. Die Zyklusdauer beträgt 1095 s und die zurückgelegte Strecke 8.07 km. Daraus folgt eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 26.5 km/h . In Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Kenngrößen beider Fahrzyklen zusammengefasst und vergleichend gegenübergestellt.

Tabelle 4.1: Vergleich der Fahrzyklen *Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)* und *innerstädtischer Realfahrzyklus (IRFZ)*

			NEFZ	IRFZ
Strecke	s	km	11.01	8.07
Dauer	t	s	1180	1095
Mittlere Geschwindigkeit	\bar{v}	km/h	33.6	26.5
Maximale Geschwindigkeit	v_{max}	km/h	120.0	66.4
Mittlere Beschleunigung	\bar{a}	m/s^2	0.134	0.193
Maximale Beschleunigung	a_{max}	m/s^2	1.292	2.390

Neben den charakteristischen Größen Strecke, Dauer und Geschwindigkeit ist der Tabelle auch die mittlere und maximale Fahrzeugbeschleunigung zu entnehmen. Diese Werte können herangezogen werden, um die Fahrdynamik der Fahrzyklen zu charakterisieren. Die mittlere Beschleunigung des IRFZ beträgt 0.193 m/s^2 , wohingegen die mittlere Beschleunigung beim NEFZ bei 0.134 m/s^2 liegt. Demnach ist die Durchschnittsbeschleunigung des IRFZ um 44 % höher im Vergleich zum NEFZ. Noch größer ist der prozentuale Unterschied mit Blick auf die maximale Fahrzeugbeschleunigung, die beim IRFZ mit 2.390 m/s^2 und beim NEFZ mit 1.292 m/s^2 beziffert werden kann. In diesem Zusammenhang stellt Abbildung 4.3 die Beschleunigungsprofile beider Fahrzyklen gegenüber. Zum einen fallen die deutlich höheren lokalen Maxima beim innerstäd-

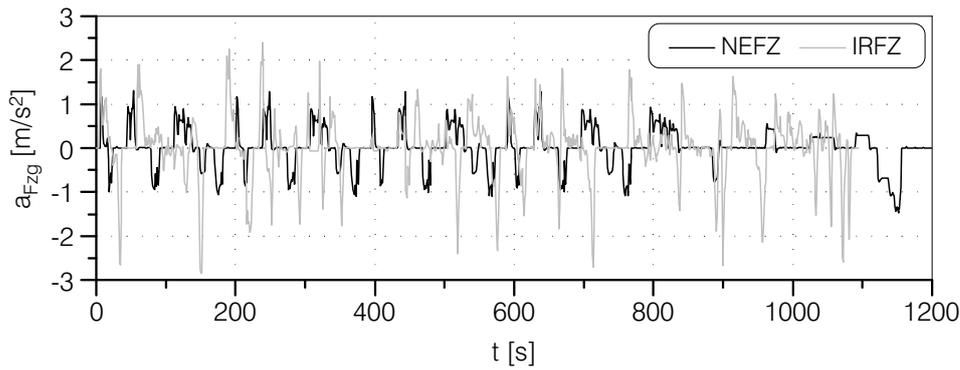


Abbildung 4.3: Beschleunigungsprofil der Fahrzyklen *Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)* und *innerstädtischer Realfahrzyklus (IRFZ)*

tischen Realfahrzyklus auf, die auf eine insgesamt höhere Fahrdynamik hinweisen. Zum anderen kann beobachtet werden, dass die maximalen Verzögerungen (lokale Minima) ebenfalls deutlich größer sind im Vergleich zum Neuen Europäischen Fahrzyklus.

4.3 Validierung bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit (VDA 220)

Im Folgenden wird die Validierung des Motor- und Fahrzeugmodells im VDA 220 Heizleistungstest vorgestellt. Dadurch soll sichergestellt werden, dass ausgehend von der Basissimulation heizleistungssteigernde Maßnahmen bewertet werden können. Insbesondere die Prognose der Kühlmitteltemperaturentwicklung im Vorlauf der Heizungswärmetauscher ist für die Bewertung des Innenraumkomforts von großer Relevanz. Hierzu zeigt Abbildung 4.4 die gemessenen und simulierten Kühlmitteltemperaturen im Vor- und Rücklauf des vorderen Heizungswärmetauschers. Die Co-Simulation gibt den gemessenen Verlauf der Kühlmitteltemperatur im Vorlauf des Heizungswärmetauschers gut wieder. Die im Kühlkreislaufmodell (Kapitel 3.5) berechnete Vorlauftemperatur wird über die Kopplungsschnittstelle an das Klimatisierungspfad- und Innenraummodell (Kapitel 3.7) übergeben. Darin ist der Heizungswärmetauscher physikalisch abgebildet und lässt eine Interaktion des Kühlmittels mit der Luft des Klimatisierungspfades zu. Die berechnete Kühlmittelaustrittstemperatur des Heizungswärmetauschers wird an die Co-Simulationsplattform geschickt und das Kühlkreislaufmodell kann dort auf diese zugreifen.

Neben den Temperaturen des Kühlmittels im Vor- und Rücklauf des Heizungswärmetauschers zeigt Abbildung 4.4 die Entwicklung der Motoröltemperatur nach dem Motorölkühler. Die erreichte Modellgüte des Ölkreislaufmodells (Kapitel 3.4) ist hoch, jedoch aufgrund des ständigen thermischen Austausches mit der Motorstruktur im

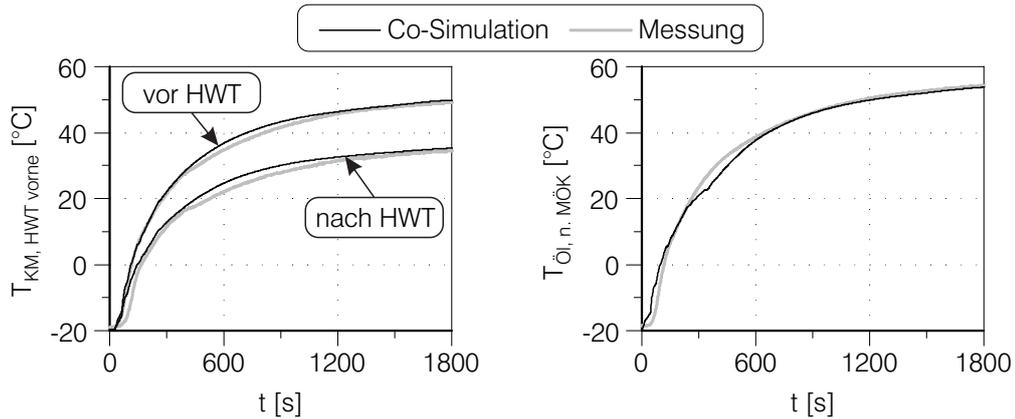


Abbildung 4.4: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Kühlmitteltemperatur vor und nach dem vorderen Heizungswärmetauscher und Motoröltemperatur nach dem Motorölkühler im *VDA 220 Heizleistungstest*

Kontext der Strukturtemperaturberechnung zu bewerten. Hierzu zeigt Abbildung 4.5 die Strukturtemperaturen in den Auslasskanälen des Zylinderkopfes sowie im Zylinderkurbelgehäuse. Ähnlich wie bei den bisher gezeigten Temperaturverläufen des Motoröls stimmt die Temperaturmessung im Zylinderkurbelgehäuse mit dem im thermischen Motorstrukturmodell berechneten Temperaturverlauf überein. Mit Blick auf die

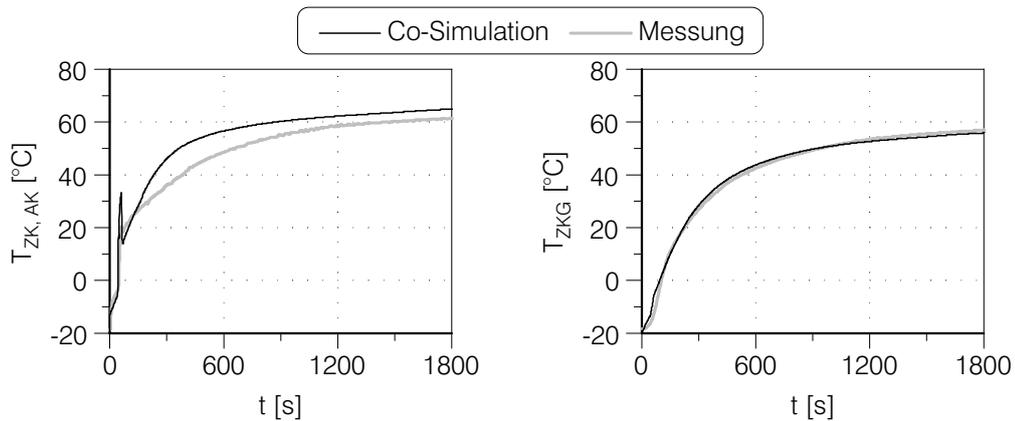


Abbildung 4.5: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Strukturtemperaturen im Auslasskanal des Zylinderkopfes und Zylinderkurbelgehäuses im *VDA 220 Heizleistungstest*

Temperaturen in den Auslasskanalwänden wird deutlich, dass der simulierte Temperaturgradient im Vergleich zur Messung größer ist. Dies entspricht den Erwartungen, da die Temperaturmessstelle 1 mm hinter der Auslasskanaloberfläche platziert ist. Die im Modell berücksichtigte Dicke dieser thermischen Masse (vgl. Abbildung 3.4, Masse Nr. 6) und damit ihre Wärmekapazität ist hingegen geringer angenommen. Dadurch gelingt es, die tatsächlich an der Oberfläche des Auslasskanals vorliegende Temperatur

realitätsnäher abzubilden, was wiederum zu einer Erhöhung der Berechnungsgüte des übertragenen Wärmestroms zwischen dem Abgas und der Auslasskanalwand führt. Das lokale Temperaturmaximum bei $t \approx 70$ s ist auf die erhöhte Last und kurzfristig höheren Abgastemperaturen in der Beschleunigungsphase des Fahrzeugs zurückzuführen.

Damit die Temperaturentwicklung im Fahrzeuginnenraum berechnet werden kann, ist neben der Simulation der Kühlmittelvorlauftemperatur am Heizungswärmetauscher auch der Kühlmittelvolumenstrom für die Berechnung der übertragenen Wärmemenge erforderlich. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 4.6 den Kühlmittelvolumenstrom durch den vorderen Heizungswärmetauscher. Zu Beginn der Co-Simulation des Heizleistungstests ($t < 50$ s) ist die Leerlaufdrehzahl konstant, der Kühlmitteldurchsatz jedoch leicht steigend, was auf die steigenden Kühlmitteltemperaturen zurückzuführen ist. Daraus folgen steigende Werte für die auftretenden Reynoldszahlen sowie sinkende Werte für die Eulerzahlen, die bei den vorliegenden Strömungsbedingungen zu geringeren Druckverlusten im Kühlkreislauf führen. Dieser geringe Kühlmittelvolumenstrom wird von der Volumenstrommessturbine bei sehr tiefen Temperaturen nicht erfasst. Insgesamt stimmen Simulation und Messung über weite Teile des 30-minütigen Heizleistungstests gut überein.

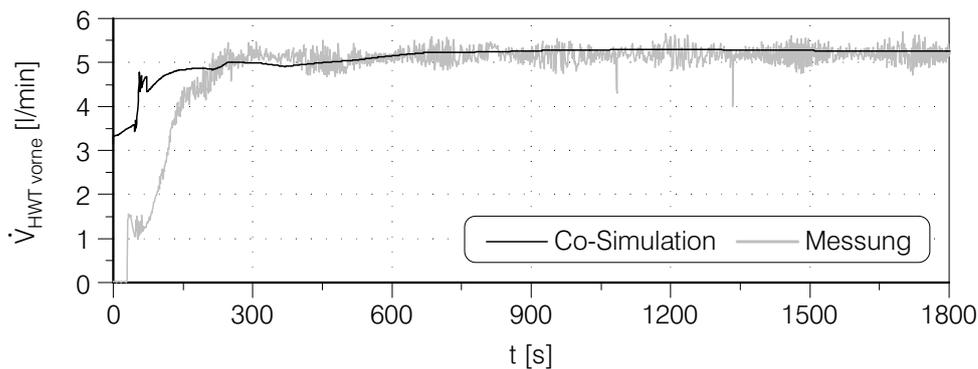


Abbildung 4.6: Gegenüberstellung des gemessenen und simulierten Kühlmittelvolumenstroms durch den vorderen Heizungswärmetauscher im *VDA 220 Heizleistungstest*

Mit der Kenntnis der Wärmekapazitätsströme von Kühlmittel und Innenraumluft sowie deren Eintrittstemperaturen in den Heizungswärmetauscher kann der übertragene Wärmestrom am Heizungswärmetauscher berechnet werden (vgl. Kapitel 3.7). Abbildung 4.7 zeigt hierzu den berechneten Wärmestrom am vorderen Heizungswärmetauscher sowie die daraus resultierende Entwicklung der Innenraumtemperatur. Mit Blick auf die dargestellten simulierten Verläufe $\dot{Q}_{HWT\ vorne}$ und T_{IR} kann an dieser Stelle die Eignung des thermischen Gesamtfahrzeugmodells für Warmlaufsimulationen aus tiefen Start- und Umgebungstemperaturen bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit bestätigt

werden. Die Ausweitung der Modellvalidierung auf transiente Fahrzyklen sowie Start- und Umgebungstemperaturen von $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ erfolgt in Kapitel 4.4.

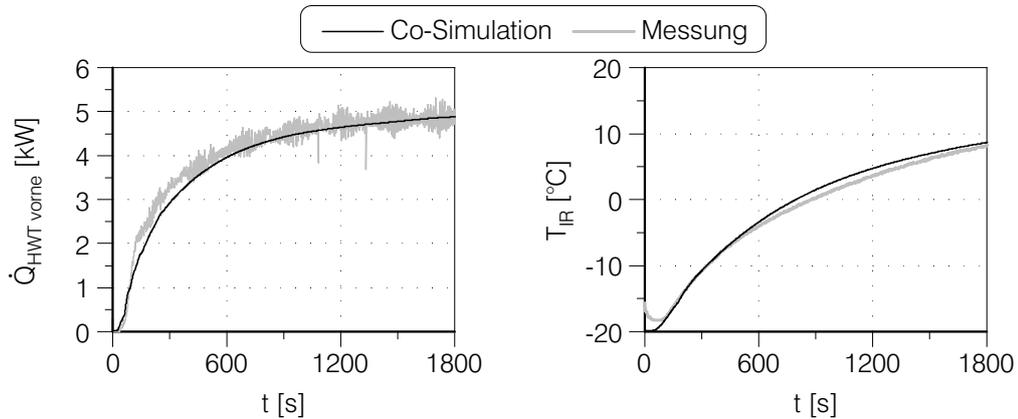


Abbildung 4.7: Gegenüberstellung des gemessenen und simulierten übertragenen Wärmestroms am vorderen Heizungswärmetauscher und Temperaturentwicklung im Fahrzeuginnenraum im VDA 220 Heizleistungstest

Neben der Bewertung des Innenraumkomforts infolge der Berechnung des Innenraumtemperaturverlaufs sowie der Entwicklung der relativen Luftfeuchte im Innenraum zählt die Analyse und Optimierung der Energieeffizienz verschiedener Thermomanagementmaßnahmen zu den Hauptanwendungsgebieten des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten thermischen Motor- und Gesamtfahrzeugmodells. Aus diesem Grund ist die adäquate Berechnung des Primärenergieeinsatzes von großer Bedeutung. Abbildung 4.8 zeigt in diesem Zusammenhang eine Gegenüberstellung des simulierten und gemessenen Kraftstoffmassenstroms sowie dessen integrale Werte. Das virtuelle Fahrzeug erreicht bei $t \approx 70\text{ s}$ die geforderte Geschwindigkeit von 50 km/h und hält ab diesem Zeitpunkt die Motordrehzahl von 1210 1/min bis zum Ende des Heizleistungstests. Im

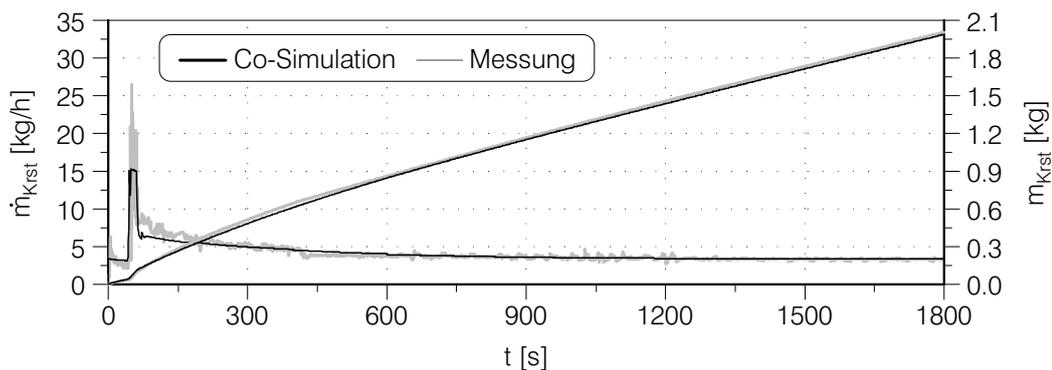


Abbildung 4.8: Gegenüberstellung des gemessenen und simulierten Kraftstoffmassenstroms und kumulierte Kraftstoffmasse im VDA 220 Heizleistungstest

Gegensatz zum Fahrzeugversuch im Klimawindkanal bleibt im virtuellen Fahrzeug die Wandlerüberbrückungskupplung ab diesem Zeitpunkt geschlossen. Im Fahrzeugversuch hingegen beträgt die Motordrehzahl bei Erreichen der Endgeschwindigkeit 1840 1/min und sinkt von da an kontinuierlich. Nach 416 s schließt die Wandlerüberbrückungskupplung und die Motordrehzahl sinkt auf 1210 1/min . Von diesem Zeitpunkt an herrscht ein konstantes Gesamtübersetzungsverhältnis zwischen Motor- und Radrehzahl bis zum Ende des Heizleistungstests. Die Tatsache, dass bis zum Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung der gemessene Kraftstoffverbrauch über dem berechneten Verbrauch liegt, kann demnach auf eine insgesamt höhere abgegebene Leistung des Verbrennungsmotors aufgrund der zusätzlichen Verlustleistungen im Automatikgetriebe zurückgeführt werden.

4.4 Validierung im transienten Fahrzeugbetrieb

Die Gegenüberstellung der Ergebnisse aus der Gesamtfahrzeugsimulation mit den im Klimawindkanal gewonnenen Messergebnissen soll zur Beurteilung der Qualität des thermischen Gesamtfahrzeugmodells beitragen. Im Fokus der Modellvalidierung stehen dabei die zeitliche Entwicklung der Kühlmitteltemperatur, Motoröltemperatur, Motorstrukturtemperaturen in Zylinderkopf und Zylinderkurbelgehäuse sowie die Volumenströme im Kühlkreislauf. Darüber hinaus werden die gemessenen und berechneten Kraftstoffverbräuche gegenübergestellt. Bei tiefen Starttemperaturen (-20°C) erfolgt zusätzlich eine Validierung der über beide Heizungswärmetauscher übertragenen Wärmeströme sowie die daraus resultierende Innenraumtemperaturentwicklung. Die Modellvalidierung wird bei zwei unterschiedlichen Fahrzyklen (NEFZ und IRFZ) und jeweils zwei unterschiedlichen Start- und Umgebungstemperaturen ($+20^\circ\text{C}$ und -20°C) durchgeführt.

4.4.1 Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)

In Abbildung 4.9 sind die simulierten und gemessenen Kühlmitteltemperaturverläufe im NEFZ dargestellt. Bei einer Start- und Umgebungstemperatur von -20°C fällt zu Beginn des Zyklus der größere Temperaturgradient verglichen mit der Aufheizung beginnend bei $+20^\circ\text{C}$ auf. Dies hängt unmittelbar mit dem größeren Wärmeeintrag in das thermische System zusammen. Aufgrund der Tatsache, dass bei tiefen Temperaturen die Reibleistung von Verbrennungsmotor und Antriebsstrang deutlich ansteigen, verschiebt sich der Motorbetriebspunkt zu höheren Lasten, da das Fahrermodell die Gaspedalstellung anpassen muss, damit das Fahrzeug dem gewünschten Fahrprofil folgen kann. Zusätzlich zu dem sich daraus ergebenden höheren Wandwärmestrom im Zylinder sowie steigenden Wärmeströmen in den Auslasskanälen des Zylinderkopfes

wird die wärmewirksame Reibleistung im thermischen Motorstrukturmodell berücksichtigt. Mit dem thermischen Gesamtfahrzeugmodell gelingt es bei beiden zugrunde gelegten Starttemperaturen, die eingebrachten und abgeführten Wärmemengen in das Kühlmittel zu bestimmen, so dass das Aufheizverhalten des Verbrennungsmotors berechnet werden kann. Einzig zu Beginn der Überlandfahrt wird bei einer Umgebungstemperatur von $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ der Wärmeeintrag in das Kühlmittel geringfügig unterschätzt. Die erzielten Ergebnisse bezüglich der berechneten Motoröltemperatur liegen ebenfalls in guter Übereinstimmung vor. Jedoch werden bei einer Starttemperatur von $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ab etwa 700 s leicht erhöhte Temperaturen berechnet.

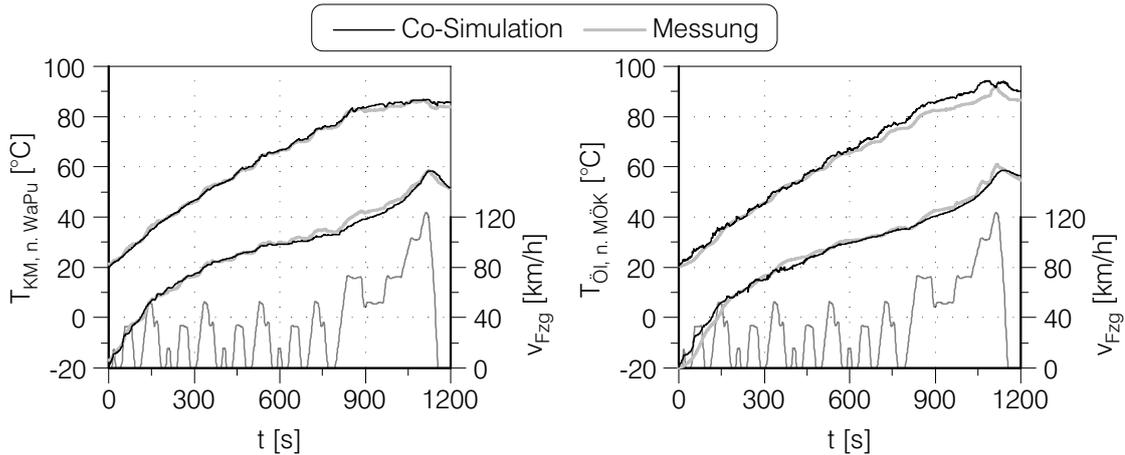


Abbildung 4.9: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Kühlmittel- und Motoröltemperaturentwicklung im *NEFZ*

Die Motorstrukturtemperaturen in den Auslasskanalwänden im Zylinderkopf sowie im Zylinderkurbelgehäuse sind in Abbildung 4.10 dargestellt. Wie bereits in Kapitel 4.3 beschrieben, wird auch im *NEFZ* die Auslasskanalwandtemperatur geringfügig höher berechnet. Auch hier sei auf die bewusste Wahl einer geringeren Wärmekapazität des Auslasskanals verwiesen, damit die übertragene Wärmemenge realitätsnäher berechnet wird. Dass dies von Vorteil ist, wird insbesondere bei der Simulation eines transienten Fahrzyklus deutlich. Schnelle Lastwechsel, die mit ebenso schnellen Änderungen in der Abgastemperatur sowie im Abgasmassenstrom einhergehen, werden von der berechneten Auslasskanaltemperatur aufgrund ihrer geringeren thermischen Trägheit besser erfasst.

Neben der Bewertung des thermischen Verhaltens des virtuellen Fahrzeugs erfolgt ein Vergleich der Kühlkreislaufhydraulik im transienten Fahrbetrieb. Die im hydraulischen Kühlkreislaufmodell (Kapitel 3.5.1) berechneten Volumenströme müssen auf ständig ändernde Motor- und damit Wasserpumpendrehzahlen aufgrund von Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen sowie Gangstufenwechseln reagieren. Darüber hinaus bedingt das Betätigen von Regelventilen eine Änderung der Druckverluste im Kühl-

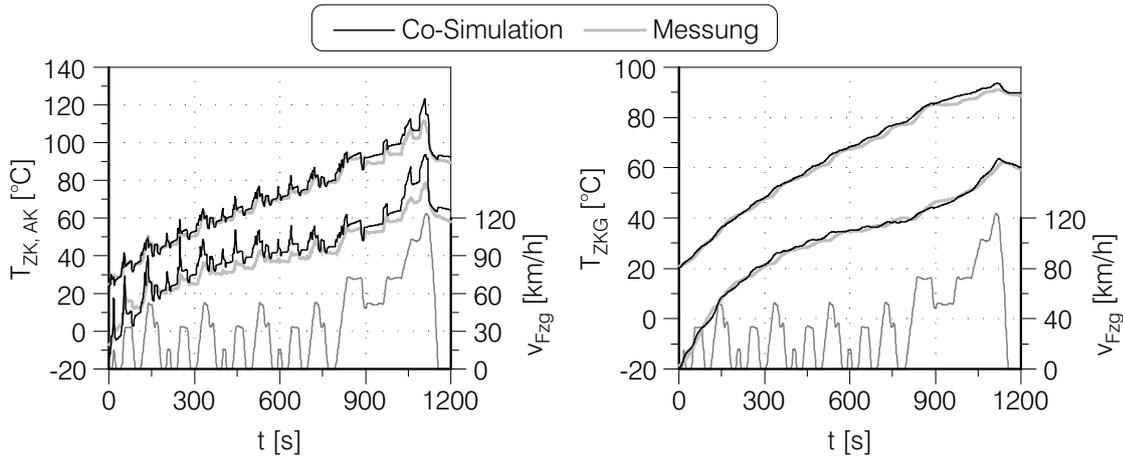


Abbildung 4.10: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Strukturtemperaturen im Auslasskanal des Zylinderkopfes und Zylinderkurbelgehäuses im *NEFZ*

kreislauf. Dies hat unmittelbaren Einfluss auf die Kühlmittelvolumenströme an den verschiedenen Stellen im Kühlkreislauf, die für die Vorausberechnung des thermischen Verhaltens des Verbrennungsmotors eine wesentliche Rolle einnehmen. Einerseits bestimmen die erreichten Reynoldszahlen in den motorinternen Kühlkanälen den Wärmeübergang zwischen Motorstruktur und Kühlmittel. Andererseits hängt der übertragene Wärmestrom in den verschiedenen Wärmeübertragern (Heizungswärmetauscher, Getriebeölwärmetauscher, Abgasrückführungskühler) stark von den Massenströmen der wärmeaustauschenden Fluide ab. Als Folge dessen können bei ungenau berechneten Kühlmittelvolumenströmen massive Abweichungen in der Simulation der Kühlmitteltemperaturen auftreten (vgl. Kapitel 5.5). Am Beispiel der Kühlmitteldurchströmung im Abgasrückführungskühler soll daher die Modellierungsqualität der Kühlkreislaufhydraulik im Falle eines Warmlaufs während eines transienten Zyklus überprüft werden. Hierzu stellt Abbildung 4.11 den gemessenen Kühlmittelvolumenstrom dem berechneten gegenüber. Es ist zu erkennen, dass die berechneten Kühlmittelvolumenströme durch den Abgasrückführungskühler sehr gut mit der Messung übereinstimmen. Dies gilt neben den Volumenstromanhebungen aufgrund von Beschleunigungsvorgängen auch für schnelle Drehzahländerungen infolge von Gangstufenwechseln.

Nachdem gezeigt werden konnte, dass die in Kapitel 3.5.1 vorgestellte Methode zur Abbildung der Kühlkreislaufhydraulik durch 3d-CFD Simulationen mit anschließender Entdimensionierung des strömungstechnischen Problems zum Erfolg führt, folgt nun eine Betrachtung der kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten im transienten Betrieb. Damit diese im gesamten Betriebsbereich ($700 \text{ 1/min} < n_{Mot} < 4000 \text{ 1/min}$ und $-20 \text{ °C} < T_{KM} < +110 \text{ °C}$) berechnet werden können, wurde in Kapitel 3.5.2 eine neue Methode vorgestellt. Diese erlaubt es nach einer Dimensionsanalyse des Wärmeübertragungsproblems und der Durchführung einer überschaubaren Anzahl detaillierter

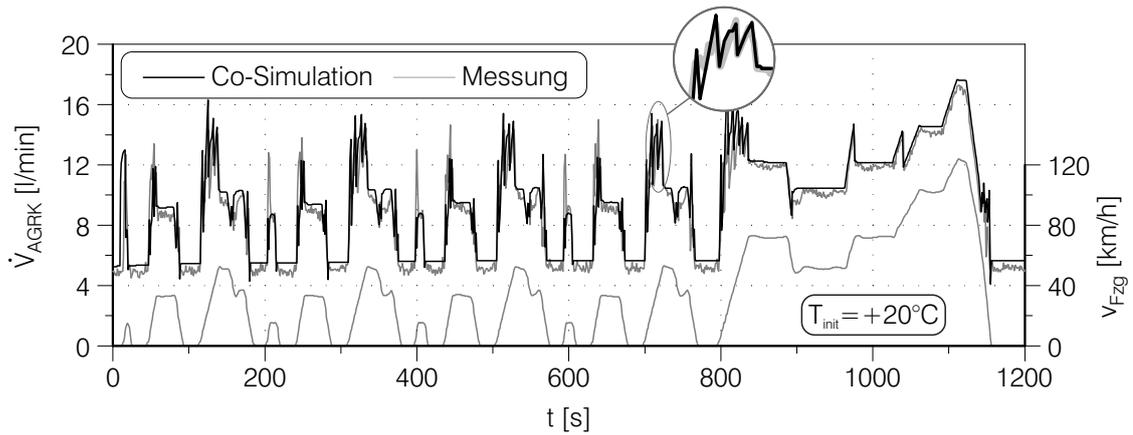


Abbildung 4.11: Gegenüberstellung des gemessenen und simulierten Kühlmittelvolumenstroms durch den Abgasrückführungskühler im *NEFZ* bei $T_{\text{init}} = +20^\circ\text{C}$

3d-CFD Berechnungen, die flächengemittelten Wärmeübergangskoeffizienten zu extrahieren und auf den gesamten Betriebsbereich zu erweitern. Die Tatsache, dass die Beschreibung des kühlmittelseiten Wärmeübergangs nicht mehr dimensionsbehaftet ist, sondern zu jedem Zeitpunkt durch die Reynolds- und Prandtl-Zahl beschrieben werden, erlaubt den Einsatz dieser funktionalen Zusammenhänge in schnellrechnenden 1d-CFD Umgebungen. Hierzu zeigt Abbildung 4.12 die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten im Zylinderkopf für die Starttemperaturen $+20^\circ\text{C}$ und -20°C am Beispiel des *NEFZ*. Die Abhängigkeit der Motordrehzahl und damit der Strömungs-

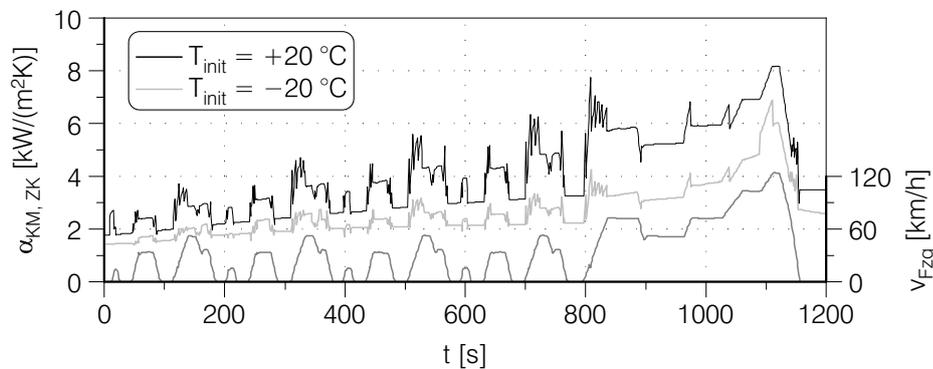


Abbildung 4.12: Flächengemittelte Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Zylinderkopfstruktur und Kühlmittel im *NEFZ* bei $T_{\text{init}} = +20^\circ\text{C}$ und $T_{\text{init}} = -20^\circ\text{C}$

geschwindigkeit des Kühlmittels durch den Zylinderkopf ist deutlich am Profil der Wärmeübergangskoeffizienten zu erkennen. Darüber hinaus fällt insbesondere bei Betrachtung der Leerlaufphasen auf, dass die vorliegenden Wärmeübergangskoeffizienten mit der Zyklusdauer zunehmen, obwohl der Kühlmittelmassenstrom auf ähnlichem Niveau liegt. Dies ist auf die steigende Temperatur des Kühlmittels beim Durchfahren des Zyklus zurückzuführen. Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffi-

zienten wird mit Blick auf die Verläufe bei unterschiedlichen Starttemperaturen im thermischen Motormodell wiedergegeben (vgl. Kapitel 3.5.2). Das durchweg unterschiedliche Niveau der Wärmeübergangskoeffizienten bei den betrachteten Initialtemperaturen von $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ verdeutlicht die Notwendigkeit einer Analyse der auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten bis zu jenen Temperaturen, die im Rahmen einer Simulation des thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotoren gefordert werden. Würde der abbildbare Temperaturbereich verletzt, ginge dies insbesondere bei sehr tiefen Starttemperaturen mit großen Abweichungen bei der Berechnung der Motorwarmlaufdauer einher (vgl. Kapitel 5.3).

Zur Bewertung der Modellgüte hinsichtlich des berechneten Kraftstoffeinsatzes dient Abbildung 4.13. Dargestellt ist eine Gegenüberstellung des berechneten kumulierten Kraftstoffverbrauchs zur Messung bei zwei verschiedenen Starttemperaturen. Bei einer Starttemperatur von $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ liegt der berechnete Endwert um 0.89% unter dem Messwert, wohingegen bei einer Starttemperatur von $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ der berechnete Endwert um 0.06% über dem gemessenen liegt. An dieser Stelle sei hinzugefügt, dass

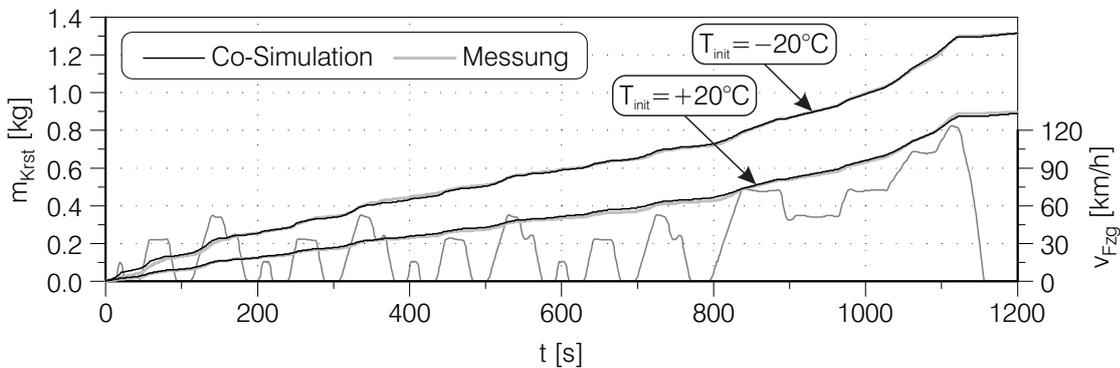


Abbildung 4.13: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten kumulierten Kraftstoffmasse im NEFZ

Abweichungen in dieser Größenordnung in den Reproduzierbarkeitsbereich einer dynamischen kontinuierlichen Kraftstoffverbrauchsmessung im Warmlauf eines transienten Zyklus liegen. Darüber hinaus sei daran erinnert, dass sich der berechnete Kraftstoffverbrauch nicht aus einem Wirkungsgradkennfeld des Verbrennungsmotors (vgl. Kapitel 3.2) ergibt, sondern direkt aus dem Injektormodell des Verbrennungsmodells stammt. Die dabei eingespritzten Kraftstoffmengen resultieren dabei aus Vorgaben des Motorsteuergerätes, die u. a. aufgrund der Fahrpedalstellung (vom Fahrermodell) sowohl die Anzahl der Einspritzungen pro Arbeitsspiel, die Einspritzbeginne als auch -dauern an das Injektormodell übergeben.

Als letzter Vergleich zwischen der Simulation und den durchgeführten Fahrzeugversuchen im NEFZ steht in Abbildung 4.14 die Innenraumaufheizung im Fokus der Beurteilung. In diesem Zusammenhang sind die Summe der übertragenen Wärmeströme am

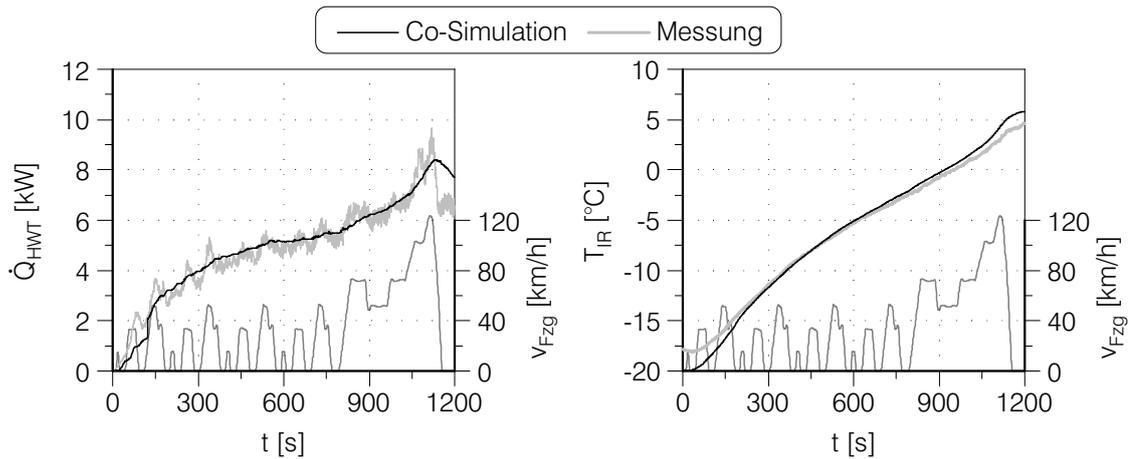


Abbildung 4.14: Gegenüberstellung des gemessenen und simulierten übertragenen Wärmestroms an beiden Heizungswärmetauschern und Temperaturentwicklung im Fahrzeuginnenraum im *NEFZ* bei $T_{\text{init}} = -20\text{ °C}$

vorderen und hinteren Heizungswärmetauscher sowie die sich daraus entwickelnde Innenraumtemperatur dargestellt. Dabei beträgt die Start- und Umgebungstemperatur -20 °C . Geringfügige Unterschiede bei der Innenraumtemperatur sind zu Beginn und gegen Ende des Zyklus zu erkennen. Insgesamt zeigen aber sowohl der kühlmittelseitige Wärmestrom über die Heizungswärmetauscher als auch die Innenraumtemperatur im Vergleich zwischen Messung und Simulation überwiegend eine sehr gute Übereinstimmung.

4.4.2 Innerstädtischer Realfahrzyklus (IRFZ)

Nachdem in Kapitel 4.4.1 eine ausführliche Modellvalidierung des thermischen Gesamtfahrzeugmodells erfolgte, soll nun die Reproduzierbarkeit der Modellqualität bei einem anderen transienten Fahrzyklus nachgewiesen werden. Dazu wird dem Fahrermodell das Fahrprofil eines innerstädtischen Realfahrzyklus vorgegeben und die resultierenden Ergebnisse mit Fahrzeugversuchen verglichen. Die Versuche wurden in einem Klimawindkanal mit Allrad-Rollen-Prüfstand bei verschiedenen Start- und Luftströmungstemperaturen durchgeführt.

In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 4.15 die Temperaturverläufe des Kühlmittels nach der Wasserpumpe und des Motoröls am Austritt des Motorölkühlers. Insgesamt liegen die Mess- und Simulationsergebnisse in guter Übereinstimmung vor. Bei der Berechnung der Motoröltemperatur beginnend bei $+20\text{ °C}$ erwärmt sich das Motoröl in der Co-Simulation schneller. Dieser Effekt konnte bereits bei der Validierung des *NEFZ* (vgl. Kapitel 4.4.1) beobachtet werden.

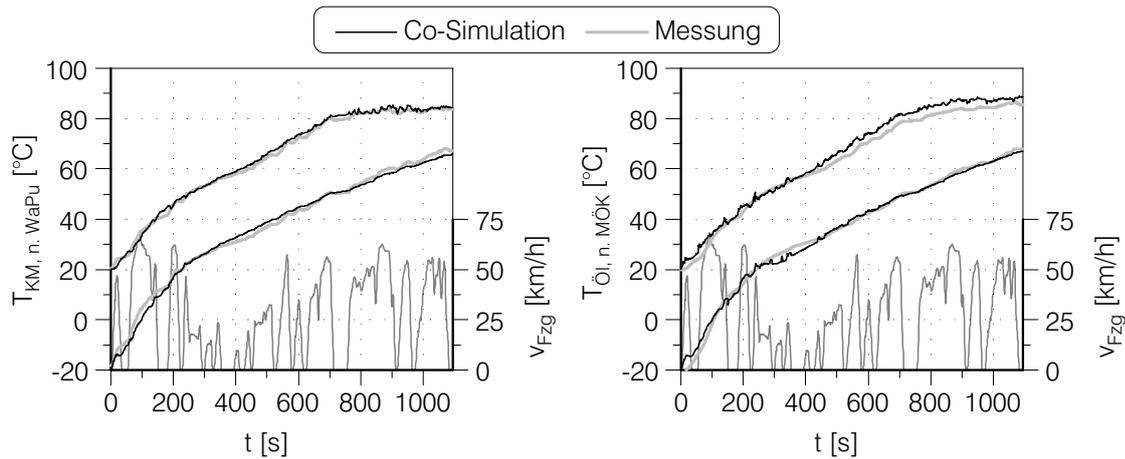


Abbildung 4.15: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Kühlmittel- und Motoröltemperaturentwicklung im *IRFZ*

In Abbildung 4.16 sind die kumulierten Kraftstoffverbräuche über den *IRFZ* für unterschiedliche Starttemperaturen dargestellt. Bei der Simulation aus $+20\text{ °C}$ liegt der simulierte Endwert um 0.07% unter dem gemessenen Kraftstoffverbrauch, wohingegen bei einer Starttemperatur von -20 °C der Kraftstoffverbrauch um 0.60% überbewertet wird. Wie schon bei der Bewertung des simulierten Kraftstoffverbrauchs im *NEFZ* sei hier nochmals erwähnt, dass solch geringe Abweichungen im Kraftstoffverbrauch in den Reproduzierbarkeitsbereich einer dynamischen kontinuierlichen Kraftstoffverbrauchsmessung im Warmlauf bei transientem Betrieb liegen.

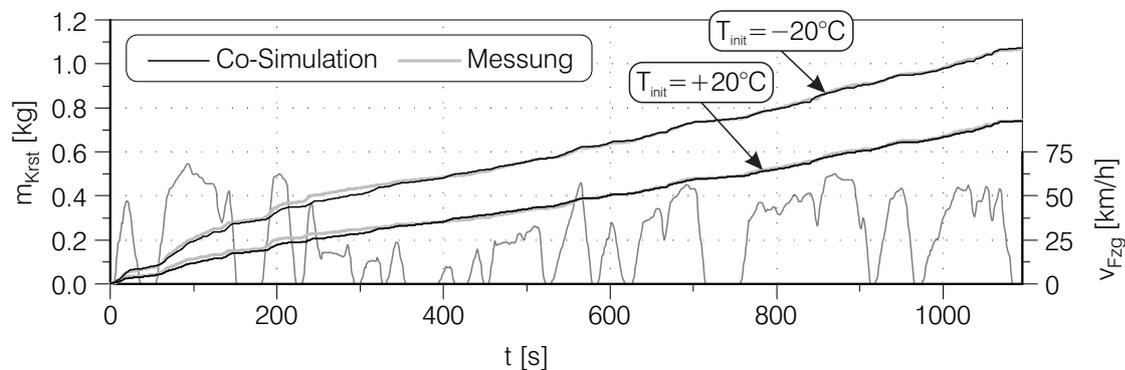


Abbildung 4.16: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten kumulierten Kraftstoffmasse im *IRFZ*

Es kann zusammengefasst werden, dass sich das in Kapitel 3 vorgestellte thermische Motor- und Fahrzeugmodell für die Bewertung des thermischen Verhaltens und des Kraftstoffverbrauchs in der Warmlaufphase unter instationären Betriebsbedingungen eignet. Dabei besitzt das thermische Gesamtfahrzeugmodell nicht nur für verschiedene Fahrzyklen, sondern auch für verschiedene Starttemperaturen Gültigkeit.

5 Untersuchungen zum Einfluss wesentlicher Randbedingungen

Bei der Modellierung komplexer physikalischer Systeme steigt der Modellierungsaufwand exponentiell mit steigendem Detaillierungsgrad des Modells. Hierzu zeigt Abbildung 5.1 den qualitativen Zusammenhang zwischen den Genauigkeitsanforderungen und dem damit einhergehenden erforderlichen Detaillierungsgrad des Modells. Dieser wiederum ist direkt mit dem benötigten Aufwand zum Erstellen und Validieren des Simulationsmodells sowie dem Durchführen der Simulationen gekoppelt.

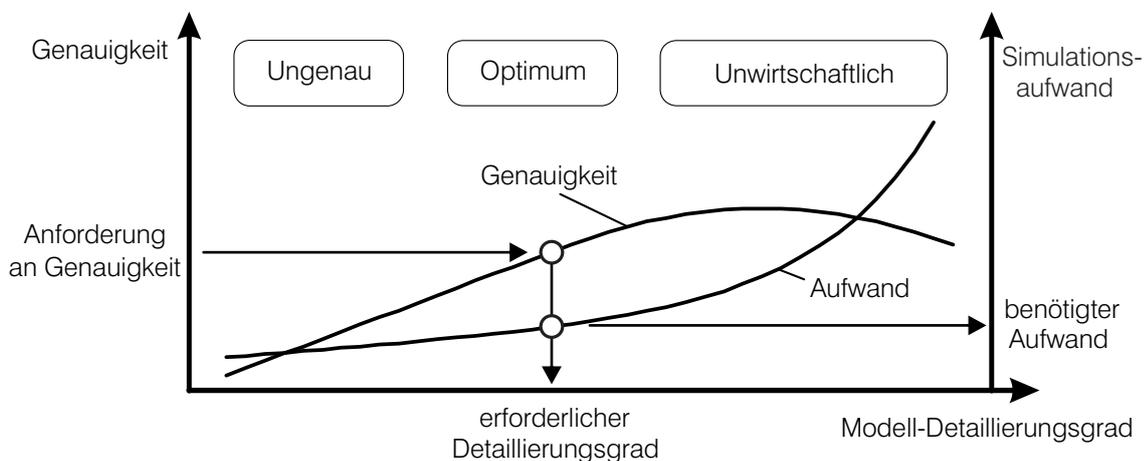


Abbildung 5.1: Einfluss der Genauigkeitsanforderung auf den erforderlichen Detaillierungsgrad und Aufwand nach [50]

Im Kontext einer thermischen Gesamtfahrzeugsimulation ist daher die Kenntnis der Auswirkungen etwaiger Modellierungsunschärfen auf das Aufheizverhalten von Verbrennungsmotor, Getriebe und Innenraum sowie auf den Kraftstoffverbrauch von zentraler Bedeutung. Dieser Informationszugewinn ist sehr nützlich für die Erstellung und Bewertung einzelner Submodelle sowie für die Interpretation der Simulationsergebnisse und kann bei der Entwicklung neuer Gesamtfahrzeugmodelle einen wesentlichen Beitrag leisten, um die Effizienz des Modellentwicklungsprozesses zu steigern. Dies beinhaltet zunächst die Abschätzung des Aufwands für die Erstellung der einzelnen Submodelle und im Anschluss die Priorisierung der einzelnen Entwicklungsschritte. Vor diesem Hintergrund werden im folgenden Kapitel die Einflüsse verschiedener Randbedingungen innerhalb der thermischen Gesamtfahrzeugsimulation ausführlich diskutiert

und die Auswirkungen möglicher Modellierungsunschärfen bezüglich des Aufheizverhaltens sowie des Gesamtenergiebedarfs des Fahrzeugs quantifiziert. Als Grundlage für die folgenden Untersuchungen werden Warmlaufsimulationen herangezogen, die allesamt dem gleichen Fahrprofil unterliegen. Als Fahrprofil wird eine konstante Fahrzeuggeschwindigkeit von 50 km/h über eine Dauer von 1200 s gewählt. Demnach ist die Radantriebsleistung über das gesamte Fahrprofil konstant, der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors jedoch nicht, da die Reibleistungen des Verbrennungsmotors sowie des Antriebsstrangs über die Warmlaufdauer asymptotisch abnehmen. Die Untersuchungen werden bei einer Start- und Umgebungstemperatur von $+20 \text{ °C}$ durchgeführt. Einzig bei der Untersuchung zum Einfluss des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs (vgl. Kapitel 5.3) werden zusätzlich die Effekte aufgezeigt, die aus einer tiefen Starttemperatur von -20 °C resultieren. Bei sämtlichen in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen wird der Verbrennungsmotor ohne Abgasrückführung betrieben. Eine Ausnahme stellt Kapitel 5.1.2 dar, bei dem die Sensitivität des Gesamtsystems hinsichtlich seines thermischen Verhaltens unter Berücksichtigung einer gekühlten Abgasrückführung analysiert wird.

Für die Bewertung der Sensitivität des thermischen Motor- und Fahrzeugmodells bezüglich der Variation einer Randbedingung sowie zu Vergleichszwecken der einzelnen Sensitivitäten untereinander wird die prozentuale Änderung der Warmlaufdauer (Δt_{KM}) nach [95] verwendet. Diese berechnet sich aus dem Verhältnis der Warmlaufdauerdifferenz $\Delta t-$ bzw. $\Delta t+$ und der Warmlaufdauer t_{Basis} , die bis zum Erreichen der Vergleichstemperatur T_{Basis} benötigt wird (siehe Abbildung 5.2).

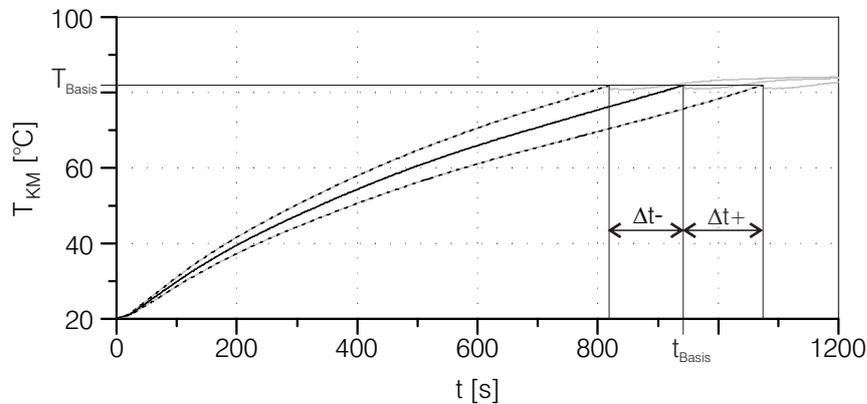


Abbildung 5.2: Bezugsverfahren zur Bestimmung der prozentualen Änderung der Warmlaufdauer nach [95]

Bei der Berechnung der prozentualen Änderung des Kraftstoffverbrauchs wird der kumulierte Kraftstoffverbrauch über die gesamte Zyklusdauer betrachtet, so dass die Zeit bis zum Erreichen der Referenztemperatur T_{Basis} keine Berücksichtigung findet.

Die Berechnung der Änderung der eingesetzten Kraftstoffmasse (Δm_{Krst}) über den gesamten Zyklus erfolgt nach Gleichung 5.1.

$$\Delta m_{Krst} = 100\% \cdot \frac{\int_{t_{Zyklus}} \dot{m}_{Krst,var_x} dt - \int_{t_{Zyklus}} \dot{m}_{Krst,Basis} dt}{\int_{t_{Zyklus}} \dot{m}_{Krst,Basis} dt} \quad (5.1)$$

Die Berechnung der prozentualen Änderung des insgesamt abgegebenen Wärmestroms des Verbrennungsgases an die Brennraumwände (ΔQ_W) sowie der prozentualen Änderung des insgesamt abgegebenen Wärmestroms vom Abgas an die Auslasskanäle im Zylinderkopf (ΔQ_{AK}) erfolgt nach dem gleichen Prinzip.

5.1 Gasseitiger Wärmeübergang

Bei Fahrzeugen mit rein verbrennungsmotorischem Antrieb stellt der bei der Verbrennung abgegebene Wärmestrom an die brennraumbegrenzenden Wände eine wichtige Zielgröße im Hinblick auf das Warmlaufverhalten des Verbrennungsmotors und damit des Gesamtfahrzeugs dar. Ausgehend von der Warmlaufs simulation im Basiszustand wird in der Berechnungsvorschrift für den Wandwärmestrom der Variationsparameter $var_{\alpha,W}$ eingeführt und im Bereich von 0.7 bis 1.3 variiert, um die Auswirkungen auf die Warmlaufdauer und den Kraftstoffverbrauch zu untersuchen. Der abgegebene Wandwärmestrom ergibt sich demnach wie folgt:

$$\dot{Q}_W = var_{\alpha,W} \cdot \alpha_W \cdot \sum_i A_{W,i} (T(\varphi) - T_{W,i}) \quad (5.2)$$

Alle anderen Modelle, die über die Co-Simulationsplattform an der Gesamtfahrzeugsimulation partizipieren, bleiben unverändert.

5.1.1 Untersuchungen ohne Abgasrückführung

Die Auswirkungen der Variation des gasseitigen Wärmeübergangs bezüglich der Warmlaufdauer sowie des Kraftstoffverbrauchs sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Im Bereich $var_{\alpha,W} < 1$ erhöht sich die Warmlaufdauer. Die maximale Verzögerung im untersuchten Variationsbereich erreicht bei $var_{\alpha,W} = 0.7$ einen Wert von 14.0%. Wird der Variationsparameter erhöht ($var_{\alpha,W} > 1$), sinkt die Warmlaufdauer erwartungsgemäß, so dass bei $var_{\alpha,W} = 1.3$ die Warmlaufdauer um 13.1% verkürzt wird, bis das Kühlmittel die Vergleichstemperatur T_{Basis} erreicht. Die beschleunigte Aufheizung des Verbrennungsmotors hat eine zügigere Reduktion der Reibleistung zur Folge. Da

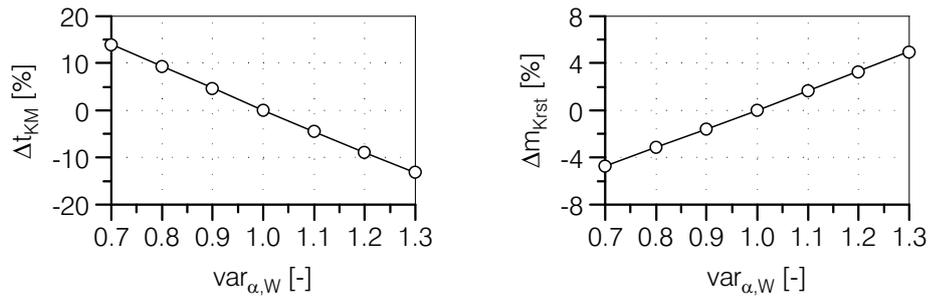


Abbildung 5.3: Einfluss des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten auf die Warmlaufdauer und den Kraftstoffverbrauch

sich im Rahmen dieser Sensitivitätsanalyse das Aufheizverhalten des Antriebsstrangs nicht verändert, bleibt der vom Antriebsstrangmodell geforderte Verlauf der effektiven Motorleistung identisch. Demnach sinkt der innere Mitteldruck um den Betrag der Reibmitteldruckreduktion. Jedoch kann in Abbildung 5.3 trotz des beschriebenen Zusammenhangs festgestellt werden, dass mit einer Erhöhung des Wandwärmestroms der Kraftstoffverbrauch insgesamt steigt. Diese Tatsache verdeutlicht, dass eine Modifikation des Wandwärmestroms unmittelbare Auswirkungen auf den Motorprozess hat und dies bei der durchgeführten Sensitivitätsanalyse zwingend Berücksichtigung finden muss. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 5.4 die prozentuale Änderung des über den gesamten Zyklus integrierten Wandwärmestroms über den Variationsparameter $var_{\alpha,W}$ aufgetragen. Die Tatsache, dass $\dot{Q}_W \neq var_{\alpha,W} \cdot \dot{Q}_{W,Basis}$ gilt, bestätigt eine vorhandene Rückwirkung des Arbeitsprozesses hinsichtlich einer Modifizierung des Wandwärmestroms. Darüber hinaus ist in Abbildung 5.4 zu erkennen, dass mit steigendem Wandwärmestrom der abgegebene Wärmestrom zwischen Abgas und den Auslasskanalwänden sinkt, wofür hauptsächlich eine reduzierte Temperaturdifferenz $\Delta T_{AK} = T_{Abgas,AV} - T_{AK}$ sowie der Wärmeübergangskoeffizient an der Auslasskanalwand gemäß Gleichung 3.17 verantwortlich sind, da ein veränderter Wandwärmestrom unmittelbare Auswirkungen auf die Abgastemperatur hat.

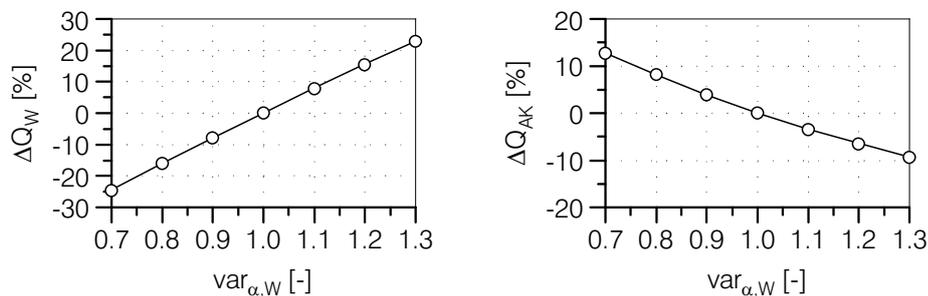


Abbildung 5.4: Einfluss des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten auf die kumulierten Wärmeströme im Zylinder und Auslasskanal

Für den weiteren Verständnisgewinn der Beobachtungen wird im Folgenden ein Auszug mehrerer Motorprozessrechnungen diskutiert, die ohne numerische Modellkopplung mit den restlichen Subsystemen des Gesamtfahrzeugs durchgeführt wurden. Dadurch sollen einerseits Quereinflüsse des Motorsteuergerätes vermieden und andererseits motorische Randbedingungen festgelegt werden. Die folgenden Motorprozessgrößen resultieren aus der Umsetzung zweier Vor- und einer Haupteinspritzung. Die jeweiligen Einspritzbeginne sowie die zugeführten Kraftstoffmengen sind konstant. Die Drehzahl des Verbrennungsmotors wird mit 1210 1/min vorgegeben, was bei dem untersuchten Fahrzeug in der sechsten Gangstufe bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung einer Geschwindigkeit von 50 km/h entspricht. Die Brennraumwandtemperaturen von Zylinderkopf, Zylinderwand und Kolben werden vorgegeben und erfahren während der Variation von $var_{\alpha,W}$ keine Veränderung.

In Abbildung 5.5 sind die Zylinderdruckverläufe und Massenmitteltemperaturen in ZOT-Nähe dargestellt. Es ist zu sehen, dass mit steigendem Wert des Variationsparameters der Zylinderdruck reduziert wird. Noch deutlicher sind die Auswirkungen auf die berechneten Massenmitteltemperaturen im Zylinder. Mit steigendem Variationsparameter sinkt die mittlere Massentemperatur aufgrund der insgesamt erhöhten Wärmeabfuhr aus dem Motorprozess. Dies führt zu sinkenden Abgastemperaturen, die schließlich mit einer geringeren Wärmeübertragung zwischen Abgas und den Auslasskanalwänden einhergehen.

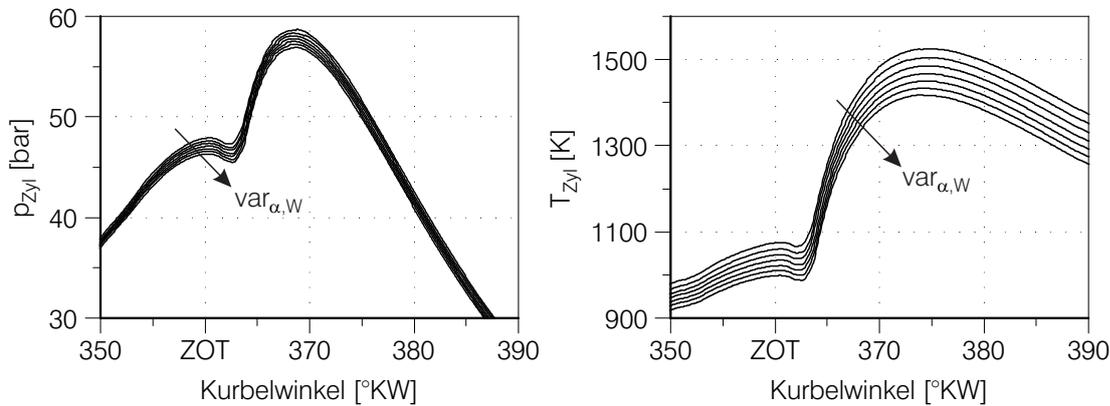


Abbildung 5.5: Zylinderdruck und Massenmitteltemperatur für verschiedene Variationsparameter bei gleichem Kraftstoffeinsatz

Gemäß der Berechnungsvorschrift aus Gleichung 2.37 für den Wärmeübergangskoeffizienten nach Hohenberg [35, 36] erhöht sich der Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem Zylinderdruck ($\alpha \sim p_{Zyl}^{0,8}$). Der Wärmeübergangskoeffizient verhält sich nach Hohenberg jedoch reziprok zur Massenmitteltemperatur ($\alpha \sim T_{Zyl}^{-0,4}$). Die Auswirkungen auf den berechneten Wärmeübergangskoeffizienten können Abbildung 5.6 entnommen werden. Es ist zu erkennen, dass der Wärmeübergangskoeffizient zwischen

Arbeitsgas und Brennraumwand mit steigendem Variationsparameter steigt. Die Unterschiede sind jedoch als marginal zu bewerten, so dass der berechnete Wert des Wärmeübergangskoeffizienten für die verschiedenen Variationsparameter den geringsten Einfluss auf die Veränderungen des Wandwärmestroms hat, der im Rahmen dieser Sensitivitätsanalyse gemäß Gleichung 5.2 berechnet wird.

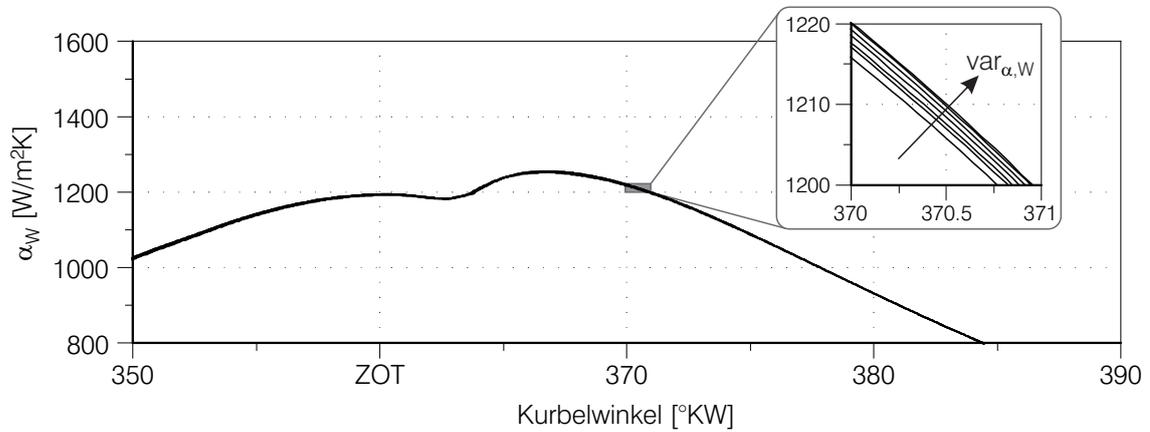


Abbildung 5.6: Wärmeübergangskoeffizient nach [35, 36] für verschiedene Variationsparameter bei gleichem Kraftstoffeinsatz

Der kumulierte Verlauf des Wandwärmestroms über ein Arbeitspiel ist in Abbildung 5.7 (links) dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Wandwärmeströme während der Ansaugung und der Kompression nur geringfügig unterscheiden. Sobald die Umsetzung des eingespritzten Kraftstoffs beginnt und die Massenmitteltemperatur sowie der Zylinderdruck rapide steigen, erhöht sich der Wandwärmeübergang. Wird dieser durch einen Variationsparameter erhöht, sinken die Temperatur und der Druck im Brennraum. Dies hat letztlich zur Folge, dass einerseits die insgesamt über-

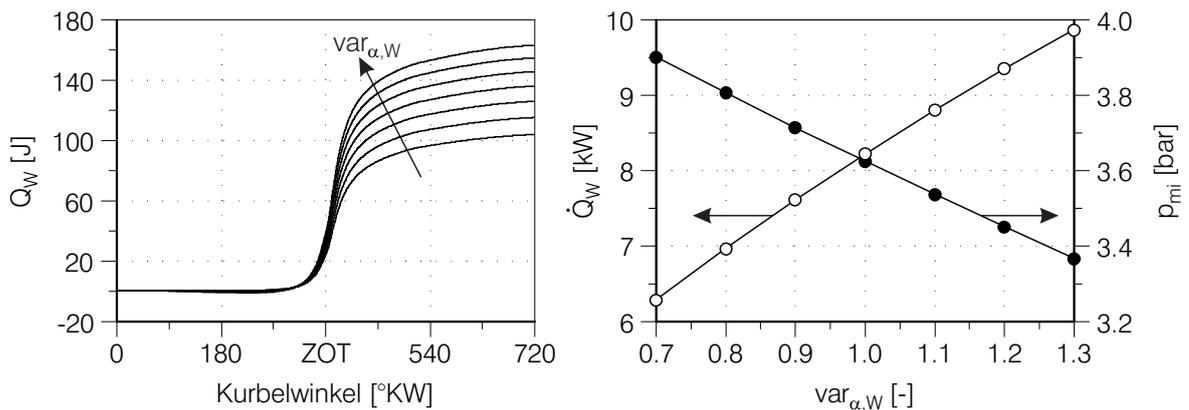


Abbildung 5.7: Einfluss des Variationsparameters $var_{\alpha,W}$ auf die Wandwärme, den Wandwärmestrom und den inneren Mitteldruck bei gleichem Kraftstoffeinsatz

tragene Wandwärme zwischen Verbrennungsgas und Brennraumwand mit steigendem Variationsparameter ansteigt, dies jedoch nicht im gleichen Verhältnis geschieht. Eine weitere Schlussfolgerung, die aus dem rechten Diagramm von Abbildung 5.7 hervorgeht, ist der sinkende innere Mitteldruck mit steigenden Wandwärmeströmen. Diese Tatsache ist gleichbedeutend mit einem sinkendem inneren Wirkungsgrad η_i , da bei dieser Betrachtung die eingespritzte Kraftstoffmasse konstant gehalten wurde. Dies führt insgesamt dazu, dass bei der vorangegangenen Sensitivitätsanalyse die Reduktion des inneren Wirkungsgrades die Vorteile einer reduzierten Reibleistung aufgrund einer verkürzten Warmlaufdauer überkompensiert, so dass bei einer Überbewertung des Wandwärmestroms innerhalb der Arbeitsprozessrechnung der Kraftstoffverbrauch in einer Gesamtfahrzeugsimulation insgesamt zu hoch prognostiziert würde.

An dieser Stelle sei hinzugefügt, dass die oben beschriebenen Effekte nur dann feststellbar sind, wenn im Rahmen einer Co-Simulation ein kurbelwinkelbasiertes Modell zur Berechnung der Wärmefreisetzungsrates verwendet wird. Dies ermöglicht die Erfassung möglicher Rückkopplungen äußerer Einflüsse auf den innerzylindrischen Arbeitsprozess, so dass der Druck- und Temperaturverlauf, Wärmefreisetzungsrates und Wandwärmestrom sowie Abgastemperatur und der Ladungswechsel etwaige Veränderungen wahrnehmen. In anderen Veröffentlichungen, in denen der Wärmeübergangskoeffizient, die Massenmitteltemperatur und Abgastemperatur zyklusgemittelt in einem Kennfeld abgelegt sind [116, 117, 125], können die innerzylindrischen Prozessgrößen nicht auf die untersuchte Veränderung reagieren, so dass sich im Unterschied zu Abbildung 5.3 mit steigendem Wandwärmestrom eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs einstellt, die ausschließlich auf die raschere Absenkung der Reibleistung aufgrund der verkürzten Warmlaufdauer zurückzuführen ist.

5.1.2 Untersuchungen mit gekühlter Abgasrückführung

In sämtlichen innerhalb von Kapitel 5 vorgestellten Untersuchungen wird der Verbrennungsmotor ohne Abgasrückführung betrieben. In diesem Abschnitt werden die Auswirkungen des Motorbetriebs mit Abgasrückführung diskutiert. Hinsichtlich des thermischen Verhaltens des Verbrennungsmotors ist zu beachten, dass neben den Veränderungen des innerzylindrischen Motorprozesses, die sich auf den berechneten Wandwärmestrom auswirken, ebenso der zusätzliche Wärmeeintrag in den Kühlkreislauf über den Abgasrückführungskühler [21] einen wesentlichen Einfluss auf das Aufheizverhalten des Verbrennungsmotors hat.

Eine Gegenüberstellung der Kühlmitteltemperaturentwicklung mit und ohne Abgasrückführung ist in Abbildung 5.8 dargestellt. Die Zeit, die bis zum Erreichen der Referenztemperatur benötigt wird, sinkt von $t_{Basis} = 944$ s auf $t_{Basis}^{AGR} = 691$ s. Gemäß dem in Abbildung 5.2 vorgestellten Bezugsverfahren entspricht dies einer prozentualen Veränderung von -26.8% . Ausgehend von t_{Basis}^{AGR} wird der Variationsparameter $var_{\alpha,W}$

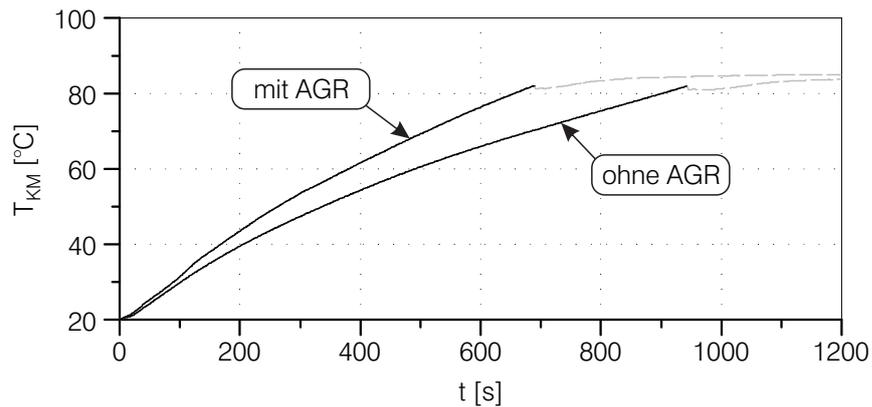


Abbildung 5.8: Einfluss der gekühlten Abgasrückführung auf die Entwicklung der Kühlmitteltemperatur

erneut von 0.7 bis 1.3 variiert und die Auswirkungen auf die Warmlaufdauer mit der Variation des gaseitigen Wandwärmübergangs ohne Abgasrückführung gegenübergestellt. Abbildung 5.9 zeigt den Einfluss des Variationsparameters $var_{\alpha,W}$ auf die prozentuale Änderung der Warmlaufdauer. Gemäß den Erwartungen erhöht sich die Warmlaufdauer im Bereich $var_{\alpha,W} < 1$. Die prozentuale Verzögerung bei $var_{\alpha,W} = 0.7$ beträgt 10.0%. Nimmt der Variationsparameter Werte größer 1 an, sinkt die Warmlaufdauer bis diese bei $var_{\alpha,W} = 1.3$ um 9.4% verkürzt wird. Gleichzeitig ist der

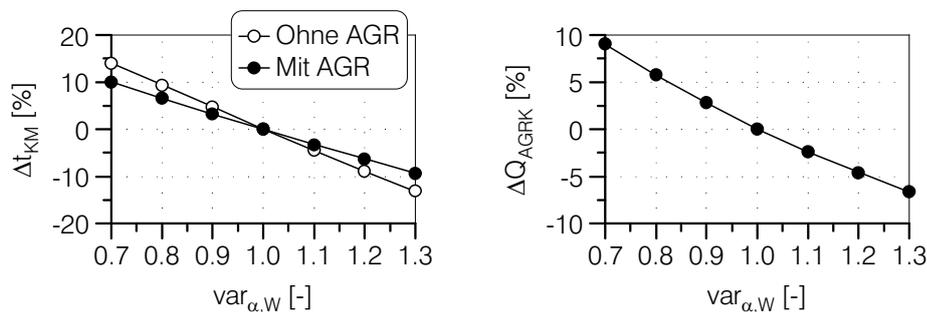


Abbildung 5.9: Einfluss des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten auf die Warmlaufdauer und die am Abgasrückführungskühler übertragene Wärmemenge

Abbildung zu entnehmen, dass die Sensitivität bezüglich einer Modifikation des Wandwärmübergangs insgesamt abnimmt, wenn der Verbrennungsmotor mit Abgasrückführung betrieben wird. Die Hauptursache für diese Beobachtung liegt darin begründet, dass die abgegebene Wärmemenge am Abgasrückführungskühler mit sinkendem Wandwärmestrom steigt, was wiederum einer verzögertem Warmlaufdauer entgegenwirkt. Die Zunahme der übertragene Wärmemenge am Abgasrückführungskühler ist auf die prozessbedingt höheren Abgastemperaturen bei sinkendem Wandwärmestrom im Brennraum zurückzuführen.

5.2 Brennraumwandtemperatur

Die während der thermischen Gesamtfahrzeugsimulation berechneten Temperaturen der Brennraumwände beeinflussen sowohl den simulierten Wandwärmestrom während der Motorprozessrechnung als auch die Berechnung des konvektiven Wärmetransports zwischen Motorstruktur und Kühlmittel (vgl. Abbildung 3.5). Aus diesem Grund ist es insbesondere bei transienten Warmlaufsimulationen wichtig, dass die Temperaturen des Zylinderkopfes, der Innenseite der Zylinderlaufbuchse als auch der Kolbenoberfläche möglichst präzise berechnet werden.

Die Annahme von konstanten Wandtemperaturen innerhalb der Motorprozessrechnung, wie sie im betriebswarmen Zustand erreicht werden, kann aus mehreren Gründen nicht empfohlen werden. Zunächst wird der simulierte Wandwärmestrom stets unterschätzt, wie in Abbildung 5.10 dargestellt ist. Aufgetragen ist das Verhältnis zwischen dem berechneten Wandwärmestrom mit konstanten Wandtemperaturen bezogen auf den Wandwärmestrom des Referenzmodells, bei dem das Strukturtemperaturmodell während der Motorprozessrechnung berücksichtigt wird. Zu Beginn der Warmlaufsimulation, bei der die Motorstrukturtemperaturen der Umgebungstemperatur entsprechen, ist die Abweichung am größten und nähert sich mit steigenden Brennraumwandtemperaturen der Referenzsimulation an. Erst gegen Ende der 50 km/h-Konstantfahrt erreicht der Verbrennungsmotor in beiden Simulationen seinen betriebswarmen Zustand und die Wandwärmeströme liegen auf gleichem Niveau. Die schraffierte Fläche stellt demnach denjenigen Anteil der Wärmemenge dar, der bei Nichtberücksichtigung des Temperaturanstiegs der Brennraumwände dem thermischen Motormodell vorenthalten bleibt. In solchen Fällen kann die Warmlaufsimulation nur mit zyklus- und starttemperaturselektiven, also unphysikalischen, Korrekturfaktoren ausgeglichen werden.

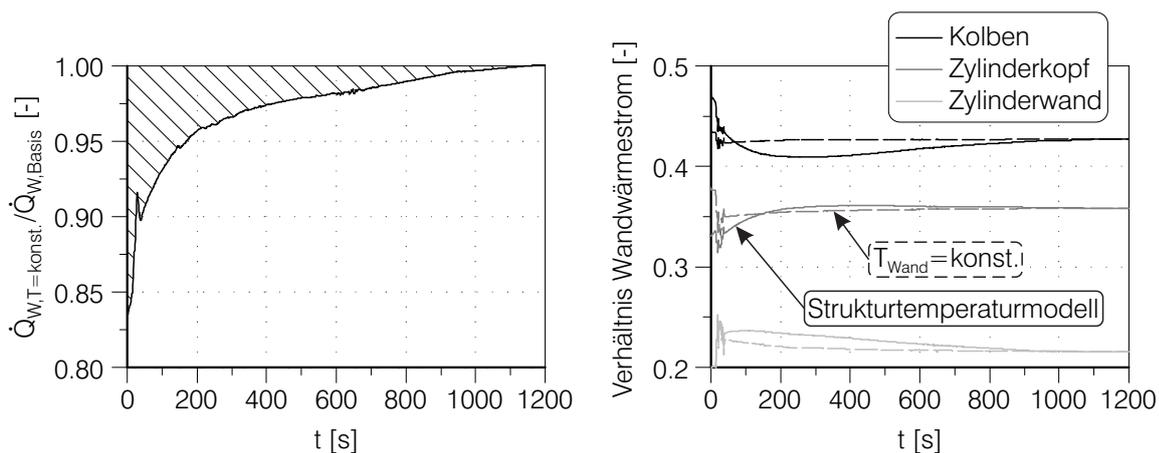


Abbildung 5.10: Einfluss des Wandtemperaturmodells auf den Wandwärmestrom und dessen Aufteilung in die verschiedenen Brennraumoberflächen

Einen weiteren Grund, weshalb die Aufheizung der Brennraumwände in der Motorprozessrechnung berücksichtigt werden sollte, liefert das rechte Diagramm der Abbildung 5.10. Dargestellt sind die Anteile des Wandwärmestroms, die den Brennraum über den Kolben, Zylinderkopf und Zylinderlaufbuchse verlassen und dem Motorstrukturmodell an entsprechender Stelle über die Co-Simulationsplattform bereitgestellt werden. Da sich nicht nur unterschiedliche Temperaturen an den jeweiligen Brennraumoberflächen einstellen, sondern dies auch unterschiedlich schnell geschieht, variiert dementsprechend die Aufteilung des gesamten Wandwärmestroms auf die einzelnen Brennraumwände. Dies wirkt sich auf die Inhomogenität der Aufheizung des Verbrennungsmotors aus und hätte damit unmittelbare Auswirkungen auf die Berechnung der Reibleistung des Verbrennungsmotors. Es würde somit ein rekursives Verhalten auftreten, da dies eine Änderung des Motorbetriebspunktes zur Folge hätte. Als letzter Punkt sei angemerkt, dass die Temperaturen der Brennraumwände sehr sensibel auf Lastpunktänderungen reagieren. Wird nun der Grad der Instationärität einer Warmlaufsimulation erhöht, indem diese einem hochtransienten Fahrprofil mit ständig wechselnden Lasten und Drehzahlen unterliegt, erhöhen sich die Anforderungen an die Temperaturberechnung der Brennraumwände, um die Aufheizung von Verbrennungsmotor und Fahrzeug adäquat berechnen zu können. Aus diesen Gründen empfiehlt der Autor, den Wandtemperatureinfluss bei der Motorprozessrechnung zu berücksichtigen bzw. etwaige Modellierungsunschärfen zu deuten, sofern der Wärmeeintrag des Verbrennungsmotors aus Wandwärmestromkennfeldern ohne Temperaturkompensation an ein thermisches Motormodell übergeben werden soll.

Für weitere Untersuchungen des Einflusses der Brennraumwandtemperatur wird in der Motorprozessrechnung der Variationsparameter $var_{T,W}$ eingeführt und im Bereich von -100 K bis $+100$ K variiert. Der berechnete Wandwärmestrom ergibt sich demnach zu:

$$\dot{Q}_{Wand} = \alpha_W \cdot \sum_i A_{W,i} [T(\varphi) - (T_{W,i} + var_{T,W})] \quad (5.3)$$

Alle anderen Modelle, die an der Gesamtfahrzeugsimulation partizipieren, bleiben unverändert.

In Abbildung 5.11 ist der Einfluss modifizierter Brennraumwandtemperaturen auf die Warmlaufdauer sowie den Kraftstoffverbrauch dargestellt. Mit zu gering berechneten Wandtemperaturen ($var_{T,W} < 0$ K) verkürzt sich die Warmlaufdauer des Verbrennungsmotors, wohingegen sie mit zu hoch prognostizierten Wandtemperaturen ($var_{T,W} > 0$ K) ansteigt. Dieses Verhalten hat unmittelbaren Einfluss auf die Entwicklung des Reibmitteldrucks, der mit einer beschleunigten Aufheizung zügiger reduziert wird. Trotz dieses Sachverhalts kann festgestellt werden, dass der über die gesamte Fahrstrecke kumulierte Kraftstoffverbrauch mit einer Reduktion der Warmlaufdauer geringfügig zunimmt. Die Tatsache, dass im Rahmen dieser Untersuchung der Verlauf der effektiven Leistung des Verbrennungsmotors sowie der Nebenaggregate nicht verändert wird, lässt die Ursache in einem veränderten Motorprozess vermuten. Daher

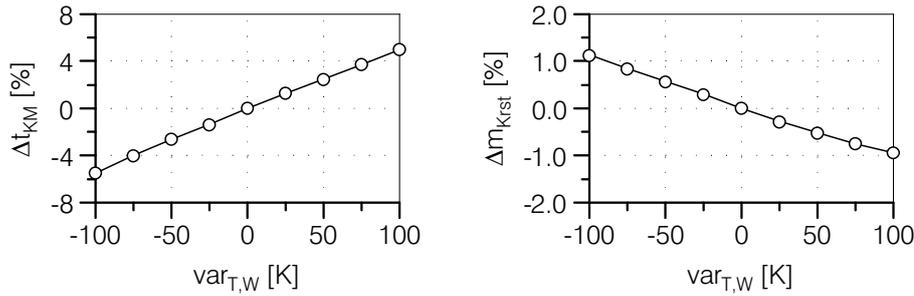


Abbildung 5.11: Einfluss der Zylinderwandtemperaturen auf die Warmlaufdauer und den Kraftstoffverbrauch

wird zunächst die prozentuale Änderung der Wandwärme (ΔQ_W), die vom Arbeitsgas an die Brennraumwände abgegeben wird, sowie die prozentuale Änderung der Wärmemenge, die vom Abgas an die Auslasskanalwände übertragen wird (ΔQ_{AK}), in Abbildung 5.12 dargestellt. Der Änderung des Wandwärmestroms beträgt $-1.46\%/10\text{K}$ und zeigt innerhalb des untersuchten Variationsbereichs lineares Verhalten. Die Sensitivität der übertragenen Wärme im Auslasskanal kann zu $+1.56\%/10\text{K}$ bestimmt werden. Die absolute Änderung der summierten Wärmeströme, die an das thermische Motormodell übergeben werden, steigen demnach mit zu gering prognostizierten Wandtemperaturen, da in den betrachteten Betriebszuständen stets $\dot{Q}_W > \dot{Q}_{AK}$ gilt.

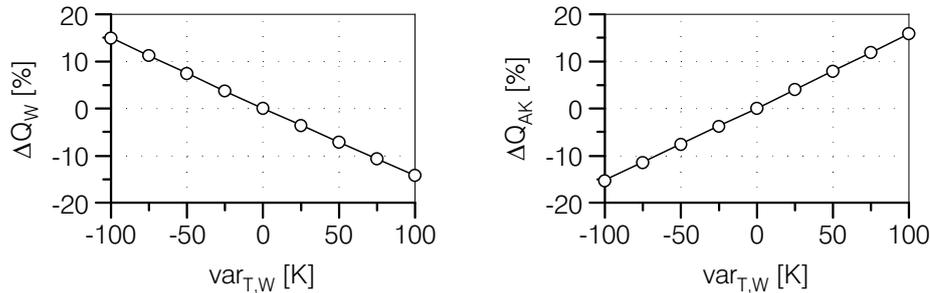


Abbildung 5.12: Einfluss der Zylinderwandtemperaturen auf die kumulierten Wärmeströme im Zylinder und Auslasskanal

Die festgestellten Änderungen des Wandwärmestroms und des Wärmestroms in den Auslasskanälen können mit Hilfe kurbelwinkelbasierter Zustandsgrößen des Motorprozesses genauer analysiert werden. Dafür werden mit dem Verbrennungsmodell Variationen der Brennraumwandtemperaturen durchgeführt. Dies geschieht jedoch ohne numerische Modellkopplung mit den restlichen Subsystemen, die für die vollständige Beschreibung des Gesamtfahrzeugs benötigt werden, so dass die Motorprozessrechnung von physikalischen Quereinflüssen benachbarter Systeme sowie regelungstechnischen Eingriffen des Motorsteuergerätes isoliert werden kann. Wie bereits in Kapitel 5.1 beschrieben, werden sowohl die Einspritzbeginne und -massen der beiden Vorein-

spritzungen sowie der Haupteinspritzung konstant gehalten. Die Motordrehzahl ist unverändert und beträgt 1210 1/min .

Ein Ausschnitt der Zylinderdruck- und Temperaturverläufe im Bereich des ZOT ist in Abbildung 5.13 dargestellt. Mit steigenden Brennraumwandtemperaturen erhöhen sich die Zylinderdrücke. Über den zugrunde gelegten Variationsbereich ergeben sich Unterschiede im Kompressionsenddruck von bis zu 2.3 bar, was auf deutliche Unterschiede hinsichtlich des Wandwärmestroms während der Kompression hindeutet. Mit Blick auf die Verläufe der Massenmitteltemperatur im Zylinder wird diese These bestätigt. Die Unterschiede der Kompressionsendtemperatur betragen bis zu 135.2 K. Dabei ist zu beachten, dass die maximalen Unterschiede des Zylinderdrucks beim Schließen der Einlassventile 29 mbar beträgt, wohingegen die Massenmitteltemperatur über den untersuchten Variationsbereich um 41.5 K auseinander liegt.

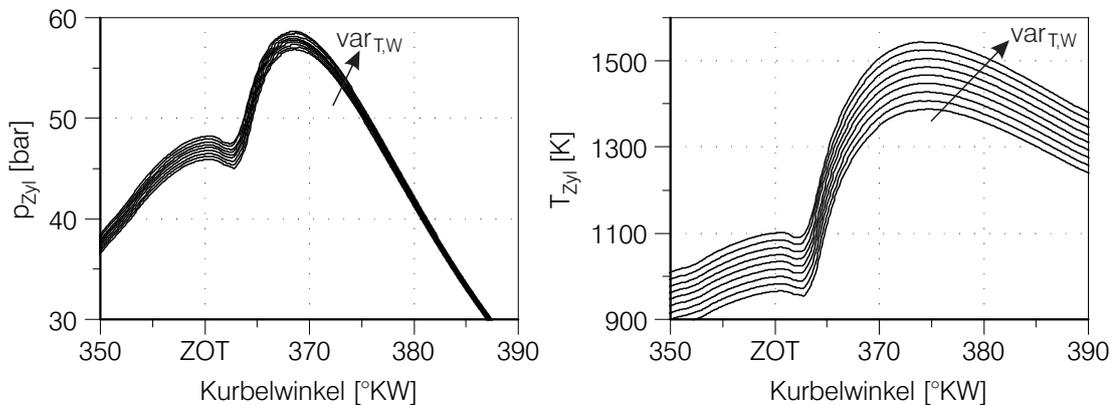


Abbildung 5.13: Zylinderdruck und Massenmitteltemperaturen für verschiedene Wandtemperaturen unter Berücksichtigung des Variationsparameters $var_{T,W}$

Abbildung 5.14 kann entnommen werden, dass mit steigenden Werten des Zylinderdrucks und der Massenmitteltemperatur der Wärmeübergangskoeffizient geringfügig sinkt. Insgesamt nimmt der Einfluss des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund der nur marginalen Sensitivität nur eine untergeordnete Rolle bei der Berechnung des Wandwärmestroms ein. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass die Temperaturdifferenz zwischen Verbrennungsgas und Brennraumwand den Wärmeübergang im Rahmen dieser Sensitivitätsanalyse dominiert.

In Abbildung 5.15 sind im linken Diagramm die Verläufe des kumulierten gaseitigen Wandwärmestroms für alle Variationsparameter $var_{T,W}$ für ein Arbeitsspiel dargestellt. Man erkennt, im Gegensatz zur Variation des Parameters $var_{\alpha,W}$ aus Kapitel 5.1, bereits während des Kompressionshubs deutliche Unterschiede im Wandwärmestrom aufgrund der starken Dominanz der Temperaturdifferenz, so dass bei zu hoch berechneten Wandtemperaturen ein erhöhter Wärmestrom von den Wänden an das

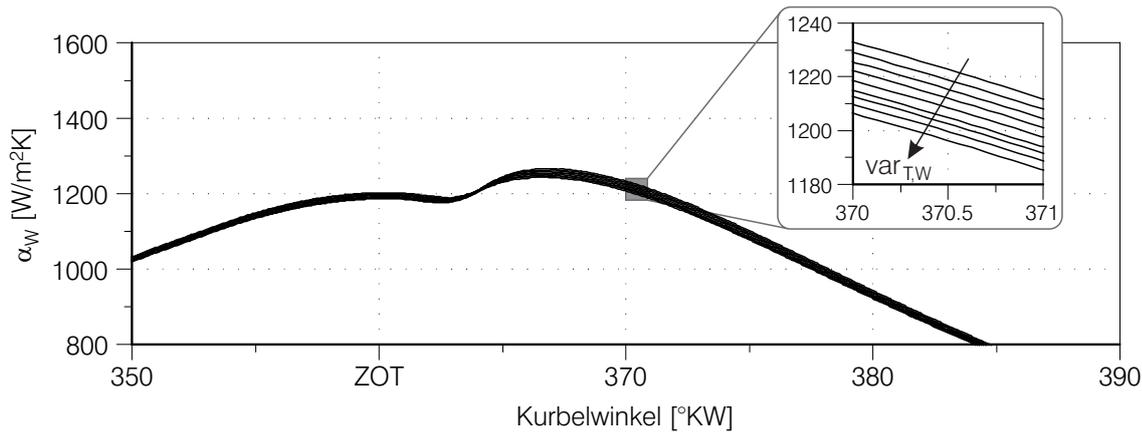


Abbildung 5.14: Wärmeübergangskoeffizient nach [36] für verschiedene Wandtemperaturen unter Berücksichtigung des Variationsparameters $var_{T,W}$

Verbrennungsgas abgegeben wird ($\frac{dQ_W}{d\varphi} < 0$). Bei zu gering berechneten Wandtemperaturen gibt das Verbrennungsgas über das gesamte Arbeitsspiel Wärme an die Brennraumwände ab ($\frac{dQ_W}{d\varphi} > 0$). Abschließend kann Abbildung 5.15 der Einfluss des Variationsparameters $var_{T,W}$ auf den Wandwärmestrom sowie den inneren Mitteldruck bei konstantem Kraftstoffeinsatz entnommen werden. Wie schon bei der Untersuchung des gaseitigen Wärmeübergangs gezeigt werden konnte, steigt auch bei dieser Variation der innere Mitteldruck mit abnehmendem Wandwärmestrom. Dabei fällt jedoch

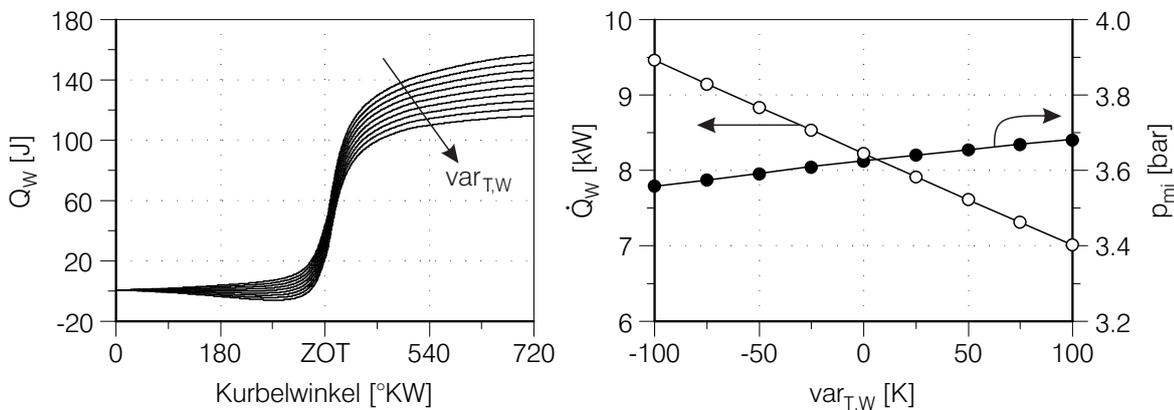


Abbildung 5.15: Einfluss des Variationsparameters $var_{T,W}$ auf die Wandwärme, den Wandwärmestrom und den inneren Mitteldruck bei gleichem Kraftstoffeinsatz

auf, dass die Sensitivität des inneren Mitteldrucks bezüglich einer Variation der Brennraumwandtemperatur bei vergleichbarem Einfluss auf den Wandwärmestrom deutlich geringer ist, verglichen mit den Untersuchungen des gaseitigen Wärmeübergangs. Die Ursache dafür wird im Folgenden erklärt.

Thermodynamischer Vergleich der Sensitivität von $var_{T,W}$ und $var_{\alpha,W}$

In diesem Abschnitt werden zwei Variationsrechnungen aus den Kapiteln 5.1 und 5.2 gegenübergestellt. Bei der Auswahl der Variationsparameter wird darauf geachtet, dass beide Wandwärmeströme auf gleichem Niveau liegen. Dies trifft auf die Variationsparameter $var_{T,W} = 100\text{ K}$ und $var_{\alpha,W} = 0.8$ zu. Die berechneten Wandwärmeströme ergeben sich zu $\dot{Q}_{W,var_{T,W}=100\text{ K}} = 7.006\text{ kW}$ bzw. $\dot{Q}_{W,var_{\alpha,W}=0.8} = 6.961\text{ kW}$, was einer übertragenen Wärme von $Q_{W,var_{T,W}=100\text{ K}} = 115.8\text{ J/ASP}$ bzw. $Q_{W,var_{\alpha,W}=0.8} = 115.1\text{ J/ASP}$ bei der untersuchten Drehzahl von 1210 1/min entspricht. Damit sind die vom Arbeitsgas an die Brennraumwand insgesamt abgegebenen Wärmemengen auf ähnlichem Niveau. Die Einspritzzeitpunkte sowie die eingesetzte Kraftstoffmasse sind in beiden Fällen identisch. Die inneren Mitteldrücke unterscheiden sich jedoch stärker im Vergleich zu den Wandwärmeströmen und betragen $p_{mi,var_{T,W}=100\text{ K}} = 3.68\text{ bar}$ bzw. $p_{mi,var_{\alpha,W}=0.8} = 3.81\text{ bar}$. Hieraus ergibt sich eine Differenz in der Kolbenarbeit von $\Delta W_{KA} = 6.4\text{ J/ASP}$.

Eine Differenz in dieser Größenordnung kann in der Differenz der integralen Wandwärme nicht beobachtet werden. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 5.16 den Verlauf der integralen Wandwärme sowie die mittlere Gastemperatur im Zylinder. Es ist zu erkennen, dass die Wandwärme, wie zuvor beschrieben, am Ende des Arbeitsspiels nahezu den gleichen Endwert erreicht. Bei $var_{T,W} = 100\text{ K}$ stellt sich zu großen Teilen des Ansaug- und Kompressiontaktes eine negative Wandwärme ein. Dies bedeutet, dass die Frischladung von den Brennraumwänden erwärmt wird. Die Auswirkungen auf die mittlere Gastemperatur im Zylinder ist im rechten Diagramm von Abbildung 5.16 zu erkennen. Das Diagramm zeigt vergleichend zur Temperaturentwicklung bei $var_{\alpha,W} = 0.8$, dass die mittlere Gastemperatur bei einer Erhöhung der Zylinderwandtemperaturen durchweg größer ist, wobei die maximale Temperaturdifferenz zwischen beiden Variationsrechnungen während der Kompression auftritt.

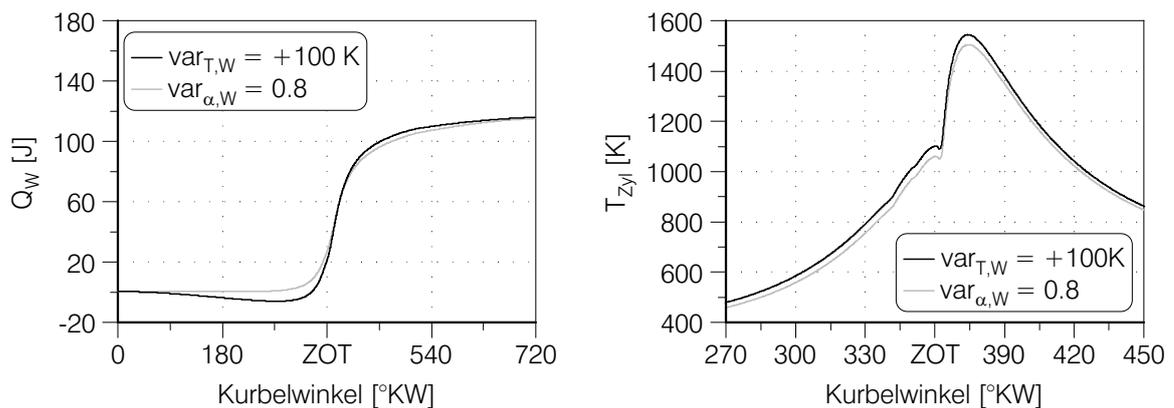


Abbildung 5.16: Vergleich des kumulierten Wandwärmestroms und des Temperaturverlaufs zwischen den Varianten $var_{T,W} = +100\text{ K}$ und $var_{\alpha,W} = 0.8$

Um schließlich erklären zu können, weshalb sich der innere Mitteldruck beider Variationsrechnungen bei identischem Kraftstoffeinsatz und nahezu gleichem Wandwärmestrom unterscheidet, zeigt Abbildung 5.17 die berechneten Zylinderdrücke (linkes Diagramm), die Differenz beider Druckverläufe Δp_{Zyl} sowie die Differenz der differentiellen Volumenänderungsarbeit $\Delta p \frac{dV}{d\varphi}$ (rechtes Diagramm). Der Zylinderdruck bei $var_{T,W} = +100$ K ist während des gesamten Kompressionstaktes und darüber hinaus bis 17° KW n. ZOT größer ($\Delta p_{max} = 0.71$ bar bei -7° KW v. ZOT) im Vergleich zur Reduzierung des gaseitigen Wärmeübergangs mit $var_{\alpha,W} = 0.8$. Eine doppelt logarithmische Darstellung beider Zylinderdruckverläufe im p-V-Diagramm zeigt auf, dass die Unterschiede des inneren Mitteldrucks auf die veränderte Prozessführung im Hochdruckteil zurückzuführen sind. Eine anschaulichere Darstellung bietet das rechte Diagramm von Abbildung 5.17. Aufgetragen ist die Differenz der differentiellen Volumenänderungsarbeit, wobei die schraffierte Fläche bezüglich $\Delta p \frac{dV}{d\varphi} = 0$ als Differenz der Kolbenarbeit interpretiert werden kann. Demnach ergibt sich nach Integration

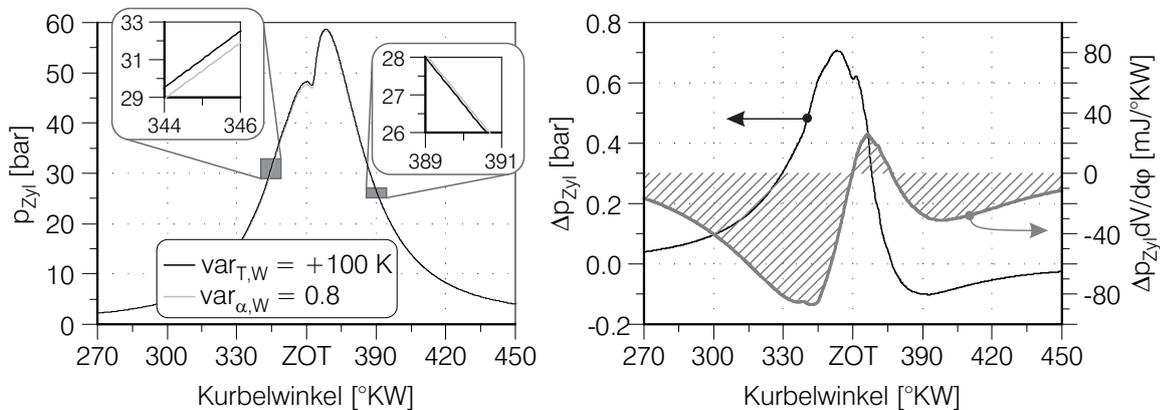


Abbildung 5.17: Vergleich der Zylinderdruckverläufe und der differentiellen Volumenänderungsarbeit zwischen den Varianten $var_{T,W} = +100$ K und $var_{\alpha,W} = 0.8$

von $\Delta p \frac{dV}{d\varphi}$ über ein Arbeitsspiel $\Delta W_{KA} = 6.4 \text{ J/ASP}$, was bezogen auf das Hubvolumen der Differenz des inneren Mitteldrucks entspricht. Da die innerzylindrische Energiebilanz geschlossen werden muss, ist folglich die Änderung der inneren Energie der Zylinderladung beider Variationsrechnungen unterschiedlich. Dies ist aufgrund des in Abbildung 5.16 dargestellten Gastemperaturunterschieds gegeben, wodurch sich eine höhere Abgasenthalpie ($\Delta T_{Abgas} = 14.0$ K bei AÖ) bei der Variation der Brennraumwandtemperatur mit $var_{T,W} = +100$ K ergibt.

Die Tatsache, dass bei den in Kapitel 5.1 und 5.2 vorgestellten Untersuchungen mit identischem Kraftstoffeinsatz und ähnlicher Sensitivität des Wandwärmestroms eine veränderte Sensitivität hinsichtlich des inneren Mitteldrucks festgestellt wurde (vgl. Abbildungen 5.7 und 5.15), führt nach Abschluss einer thermodynamischen Analyse zu der Kernaussage, dass nicht nur der kumulierte Wert der pro Arbeitsspiel abgegebenen Wandwärme entscheidend ist, sondern in welchem zeitlichen Verlauf dies wäh-

rend des Motorprozesses geschieht. Der unmittelbare Einfluss auf den Temperatur- und Zylinderdruckverlauf und damit auf den Motorbetriebspunkt bzw. Wirkungsgrad des Motorprozesses verdeutlicht einerseits die Möglichkeiten, die sich mit der Koppung eines zylinderdruckbasierten Verbrennungsmodells ergeben. Andererseits sei an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen, dass eine äußerst sorgfältige Modellierung der benachbarten Teilsysteme (Wandtemperaturmodellierung, kühlmittelseitiger Wärmeübergang, etc.) zwingend erforderlich ist. Aufgrund der Größenordnung der erreichbaren Abweichungen hinsichtlich Aufheizverhalten und Kraftstoffverbrauch, die mit möglichen Modellierungsunschärfen einhergehen, empfiehlt der Autor eine sorgfältige Prüfung, ob der Einsatz eines zylinderdruckbasierten Verbrennungsmodells im Kontext einer thermischen Motor- und Gesamtfahrzeugsimulation verwendet werden soll oder ob die Verwendung von Wandwärmestromkennfeldern unter Berücksichtigung entsprechender Wandtemperaturkompensationen die an das Modell gestellten Anforderungen bereits erfüllt. Daher ist es von besonderer Wichtigkeit, dass im Vorfeld jeglicher Modellierung eine klare Definition der eigentlichen Modellanforderungen formuliert wird. Aus diesen Gründen kann die Nutzung eines zylinderdruckbasierten Verbrennungsmodells nur mit Einschränkungen empfohlen werden.

5.3 Kühlmittelseitiger Wärmeübergang

Oftmals liegen keine Informationen über die kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten im Verbrennungsmotor vor. Auch wenn in der Literatur davon abgeraten wird, Ähnlichkeitstheoretische Ansätze zu verwenden, die in Zusammenhang einfacher Geometrien (angeströmte Platte, durchströmtes Rohr, umströmte Kugel) generiert wurden [62], wird dies nach bestem Wissen des Autors selbst in aktuellen Veröffentlichungen [57,60,105] im Bereich der thermischen Motorsimulation dennoch als Standard angesehen.

In diesem Abschnitt werden die Untersuchungsergebnisse der Auswirkungen variierender Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlmittelseite vorgestellt. Es wird der Variationsparameter $var_{\alpha, KM}$ eingeführt und mit den in Kapitel 3.5.2 vorgestellten Korrelationen multipliziert. Dabei variiert der Koeffizient von 0.7 bis 1.3. Der übertragene Wärmestrom zwischen der Motorstruktur und dem Kühlmittel ergibt sich für die drei Motorstrukturbereiche Zylinderkopf, Zylinderwand und Zylinderkurbelgehäuse zu:

$$\dot{Q}_{Struktur \leftrightarrow KM} = var_{\alpha, KM} \cdot \int_0^L \alpha_{KM} \cdot U \cdot (T(x) - T_W) dx \quad (5.4)$$

wobei der Kühlmitteltemperaturverlauf $T(x)$ ebenfalls von α_{KM} abhängig ist. Dieser Zusammenhang ergibt sich aus einer differentiellen Energiebilanz entlang der Strö-

mungsrichtung des Kühlmittels und führt nach Integration über den Strömungsweg L unter Berücksichtigung des Umfangs U des Kühlkanals zu folgendem Ergebnis:

$$T(x) = T_{Struktur} + (T(x=0) - T_{Struktur}) \cdot \exp\left(-\frac{var_{\alpha,KM} \cdot \alpha_{KM} \cdot U}{\dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM}} \cdot x\right) \quad (5.5)$$

Nach Einsetzen von Gleichung 5.5 in Gleichung 5.4 und anschließender Integration über die gesamte Wärmeaustauschfläche ergibt sich daraus der ausgetauschte Wärmestrom zwischen Motorstruktur und Kühlmittel:

$$\dot{Q}_{Struktur \leftrightarrow KM} = \dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM} \cdot (T(x=0) - T_{Struktur}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{var_{\alpha,KM} \cdot \alpha_{KM} \cdot A}{\dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM}}\right)\right] \quad (5.6)$$

Alle anderen Modelle, die über die Co-Simulationsplattform an der Gesamtfahrzeugsimulation partizipieren, bleiben unverändert.

In Kapitel 3.5.2 wurde gezeigt, dass neben der Massenstromabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten die thermophysikalischen Eigenschaften des Kühlmittels große Auswirkungen auf die Ausbildung der Temperaturgrenzschicht haben. Als Folge konnte festgehalten werden, dass die Temperatur des Kühlmittels einen maßgeblichen Einfluss auf die Wärmeübergangskoeffizienten hat. Im Folgenden wird die Sensitivität der berechneten Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlmittelseite untersucht. Dabei werden zwei Fälle unterschieden:

1. Der kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizient berücksichtigt sowohl den Kühlmittelmassenstrom als auch die Kühlmitteltemperatur: $\alpha_{KM} = f(\dot{m}_{KM}, T_{KM})$
2. Der kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizient berücksichtigt ausschließlich den Kühlmittelmassenstrom: $\alpha_{KM} = f(\dot{m}_{KM})$

$\alpha_{KM} = f(\dot{m}_{KM}, T_{KM})$ Der erste Fall diskutiert den Einfluss etwaiger Modellierungsunschärfen auf die Warmlaufdauer sowie auf den berechneten Kraftstoffverbrauch, wenn die Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt wird. Die Modellierungsunschärfen können hauptsächlich auf drei Gründe zurückgeführt werden. Zum einen hängt die Ergebnismenge der 3d-CFD-Berechnungen maßgeblich vom verwendeten Turbulenzmodell ab. Eine für das untersuchte Problem nicht zutreffende Wahl oder Überschreitung des Gültigkeitsbereichs des Turbulenzmodells resultiert unmittelbar in später nicht mehr korrigierbaren Fehlern. Die nächste Fehlerquelle liegt in der Dimensionsanalyse des Wärmetransportphänomens. Dabei hat die dafür gewählte Methode keine Relevanz. Von größerer Bedeutung ist das physikalische Verständnis des vorliegenden Problems und eine genaue Definition der eigentlichen Fragestellungen sowie des Anwendungsbereiches der bevorstehenden Simulationen. Schließlich stellt die anschließende Funktionsanalyse zur dimensionslosen For-

mulierung der Wärmeübertragung zwischen Motorstruktur und Kühlmittel die dritte Fehlerquelle dar. Bei deren mathematischer Beschreibung sollte mit großer Sorgfalt vorgegangen werden und stets die Ergebnisqualität anhand der auftretenden Residuen geprüft und bewertet werden.

$\alpha_{KM} = f(\dot{m}_{KM})$ Der Einfluss einer ausschließlich massenstromabhängigen Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten hinsichtlich der Warmlaufdauer und des Kraftstoffverbrauchs wird im zweiten Fall untersucht. Dabei wird bei der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten angenommen, dass der Verbrennungsmotor bereits betriebswarm ist. Dies ist gleichbedeutend mit den bisher in der Literatur zu findenden Modellierungsansätzen, bei denen die thermophysikalischen Eigenschaften des Kühlmittels und deren Auswirkungen auf die Ausbildung der Temperaturschicht keine Berücksichtigung im thermischen Motormodell finden [16, 119] und demnach über den gesamten Temperaturbereich als konstant angenommen werden.

Die Auswirkungen des Variationsparameters $var_{\alpha, KM}$ hinsichtlich der Warmlaufdauer und des Kraftstoffverbrauchs sind in Abbildung 5.18 dargestellt. Unter Berücksichtigung der temperaturabhängigen thermophysikalischen Eigenschaften des Kühlmittels, $\alpha_{KM} = f(\dot{m}_{KM}, T_{KM})$, steigt die Warmlaufdauer des Fahrzeugs mit sinkendem Variationsparameter auf bis zu 4.3% bei $var_{\alpha, KM} = 0.7$. Bei einer Erhöhung des Variationsparameters auf $var_{\alpha, KM} = 1.3$ verkürzt sich die Warmlaufdauer um 2.5%. Die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch sind marginal. Dennoch ist tendenziell mit einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs zu rechnen, obwohl sich die Aufheizung des Kühlmittels beschleunigt.

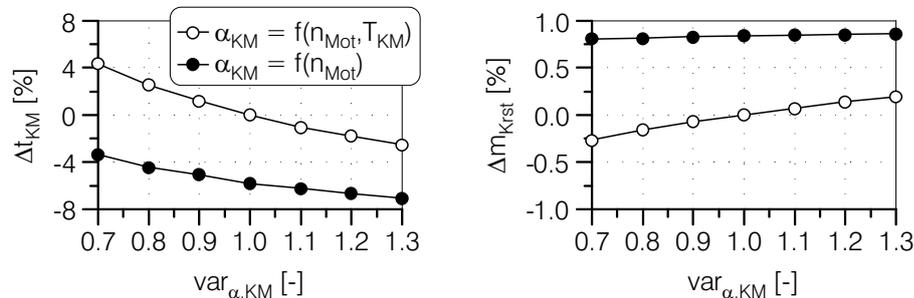


Abbildung 5.18: Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motorstruktur und Kühlmittel auf die Warmlaufdauer und den Kraftstoffverbrauch

Dies liegt darin begründet, dass die Reibleistung des Verbrennungsmotors hauptsächlich von Struktur- und Öltemperaturen abhängig ist. Eine Erhöhung des Wärmeübergangs zwischen Motorstruktur und Kühlmittel hat eine Reduzierung der Aufheizgeschwindigkeit der Motorstruktur zur Folge, da die Wärmeabfuhr verbessert wird, wobei die zugeführten Wärmeströme auf vergleichbarem Niveau bleiben. Wird die Temperaturabhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{KM} = f(\dot{m}_{KM})$ nicht berücksichtigt, wird die Warmlaufdauer im betrachteten Variationsbereich stets unterschätzt und

der Verbrennungsmotor würde zu schnell seine Betriebstemperatur erreichen. Im untersuchten Variationsbereich beträgt die prozentuale Abweichung der Warmlaufdauer -3.4% bis -7.1% gegenüber der Basissimulation. Der Kraftstoffverbrauch wird über dem gesamten Variationsbereich um etwa 0.8% überschätzt. Es kann resümiert werden, dass die Berücksichtigung der temperaturabhängigen thermophysikalischen Eigenschaften des Kühlmittels von großer Bedeutung sind. Eine Vernachlässigung derer führt bei instationären Aufheizvorgängen bereits aus einer Starttemperatur von $+20^\circ\text{C}$ zu einer fehlerhaften Prognose der Warmlaufdauer, wobei die Abweichungen bei noch geringeren Starttemperaturen weiter steigen. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 5.19 die Sensitivität der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motorstruktur und Kühlmittel bei einer Starttemperatur von -20°C . Im betrachteten Variationsbereich steigen die Abweichungen bezüglich der Warmlaufdauer erheblich und bewegen sich in einem Bereich von -23.5% bis -32.9% . Damit übersteigt diese Sensitivität jeden anderen in der vorliegenden Arbeit diskutierten Einfluss der verschiedensten Randbedingungen.

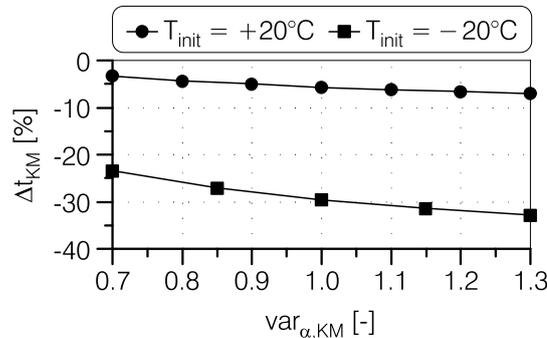


Abbildung 5.19: Einfluss der Starttemperatur auf die Sensitivität der Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{KM} = f(\dot{m}_{KM})$ zwischen Motorstruktur und Kühlmittel bezüglich der Warmlaufdauer

Der Autor hebt hervor, dass dieses Ergebnis die Notwendigkeit zur Berücksichtigung des Kühlmitteltemperatureinflusses auf die Ausbildung der Temperaturgrenzschicht innerhalb der Kühlmittelströmung durch die motorinternen Kühlkanäle bekräftigt. Geschieht dies nicht, kann mit numerischen Methoden die Prognose des Aufheizverhaltens von Verbrennungsmotoren nur durch Korrekturfaktoren und andere, physikalisch nicht begründbare Modellanpassungen gelingen. Diese jedoch können nur unter genau denjenigen Randbedingungen zu genauen Ergebnissen führen, unter denen sie generiert wurden. Sobald man von diesen Randbedingungen abweicht, was schließlich der eigentliche Zweck eines physikalischen Modells ist, reagieren die eingeführten Korrekturfaktoren und unphysikalischen Modellanpassungen nicht oder gar unkontrolliert darauf, was zu nicht verwertbaren Ergebnissen führt.

In Abbildung 5.20 sind die prozentualen Abweichungen der ausgetauschten Wärmemengen zwischen Verbrennungsgas und Brennraumwänden sowie Abgas und Auslasskanälen dargestellt. Die Unterschiede im innerzylindrischen Wandwärmestrom resultieren

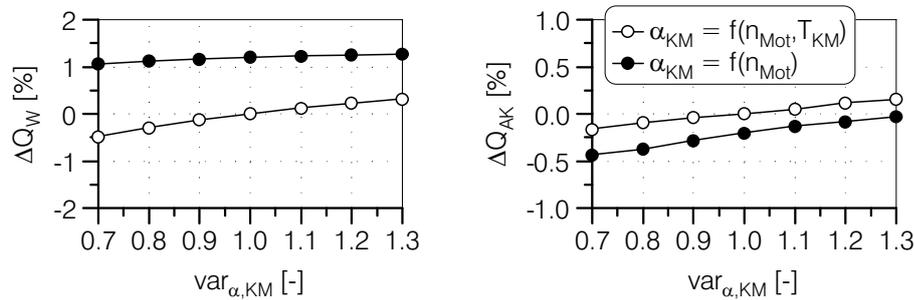


Abbildung 5.20: Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motorstruktur und Kühlmittel auf die kumulierten Wärmeströme im Zylinder und Auslasskanal

hauptsächlich aus der Lastpunktverschiebung sowie den veränderten Verläufen der Brennraumwandtemperaturen. Insgesamt sind die Sensitivitäten beider Wärmeströme bezüglich des Variationsparameters $var_{\alpha_{KM}}$ als gering zu bewerten.

5.4 Wärmeübergang im Auslasskanal

Die berechnete Abgastemperatur hat unmittelbaren Einfluss auf den Wärmehaushalt des Verbrennungsmotors. In Betriebspunkten ohne Abgasrückführung ist der thermische Einfluss des Abgases ausschließlich in dem berechneten Wandwärmestrom zwischen Abgas und der Oberfläche des Auslasskanals zu bemerken. Dieser Wärmeeintrag bestimmt jedoch in großem Maße den Wärmeeintrag in das durch den Zylinderkopf strömende Kühlmittel. Treten Betriebspunkte auf, die mit Abgasrückführung betrieben werden, kommen weitere Einflüsse hinzu, die den Wärmehaushalt des Verbrennungsmotors verändern. Einerseits findet bei gekühlter Abgasrückführung ein Wärmeaustausch im AGR-Kühler zwischen rezirkuliertem Abgas und Kühlmittel statt, andererseits wird der Wärmeübergang im Zylinderkopf durch variierende Abgastemperaturen in den Auslasskanälen sowie variierende Mischungstemperaturen in den Einlasskanälen beeinflusst. Folglich verändert sich sowohl der thermodynamische Zustand des Arbeitsgases bei Einlass schließt als auch die Gaszusammensetzung und damit ihre kalorischen Eigenschaften im Zylinder. Beides hat unmittelbare Auswirkungen auf den innerzylindrischen Motorprozess und damit auf den Wandwärmestrom.

In diesem Kapitel wird der Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Abgas und Auslasskanälen diskutiert. Dazu wird der Variationsparameter $var_{\alpha_{AK}}$ eingeführt und mit dem in Kapitel 3.3.1 vorgestellten Ansatz zur Berechnung des abgasseitigen

Wärmeübergangskoeffizienten multipliziert. Der untersuchte Bereich des Variationsparameters liegt zwischen 0.7 und 1.3. Der Wärmestrom, der sich zwischen dem Abgas und den Auslasskanälen ergibt, wird wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{Abgas \leftrightarrow AK} = var_{\alpha, AK} \cdot \int_0^L \alpha_{AK} \cdot U \cdot (T(x) - T_{AK}) dx \quad (5.7)$$

wobei der Abgastemperaturverlauf $T(x)$ wiederum von α_{AK} abhängt und jene Lösung aus einer differentiellen Energiebilanz entlang der Strömungsrichtung des Abgases wie folgt bestimmt werden kann:

$$T(x) = T_{ZK} + (T(x=0) - T_{AK}) \cdot \exp\left(-\frac{var_{\alpha, AK} \cdot \alpha_{AK} \cdot U}{\frac{\dot{m}_{Abgas}}{2} \cdot c_{p, Abgas}} \cdot x\right) \quad (5.8)$$

Aus Gleichung 5.8 geht die Annahme hervor, dass der Abgasmassenstrom pro Zylinder gleichmäßig auf beide Auslasskanäle verteilt wird. Nach Einsetzen der Gleichung 5.8 in Gleichung 5.7 kann diese nun über die Auslasskanallänge integriert werden. Der integrale Wert für den insgesamt ausgetauschten Wärmestrom zwischen Abgas und der Auslasskanalwand ergibt sich zu:

$$\dot{Q}_{Abgas \leftrightarrow AK} = \frac{\dot{m}_{Abgas}}{2} \cdot c_{p, Abgas} \cdot (T(x=0) - T_{AK}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{var_{\alpha, AK} \cdot \alpha_{AK} \cdot A}{\frac{\dot{m}_{Abgas}}{2} \cdot c_{p, Abgas}}\right)\right] \quad (5.9)$$

Trotz der Annahme, dass sich der Abgasmassenstrom pro Zylinder zu gleichen Teilen auf beide Auslasskanäle verteilt, sind die absoluten Werte des Wärmestroms und damit auch der Temperaturabfall des Abgases über die einzelnen Auslasskanäle nicht identisch, da sich im vorliegenden Fall die reale Geometrie beider Kanäle unterscheidet und dies bei der Vorgabe der geometrischen Auslasskanallänge berücksichtigt wird.

Im Rahmen dieser Untersuchungen wird der Verbrennungsmotor ohne Abgasrückführung betrieben, damit Quereinflüsse des Abgasrückführungskühlers hinsichtlich des Wärmehaushalts ausgeschlossen werden können. Des Weiteren bleiben alle anderen Modelle, die zur Vervollständigung des thermischen Gesamtfahrzeugmodells benötigt werden, unverändert.

In Abbildung 5.21 sind die prozentualen Änderungen der Warmlaufdauer und des Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit des Variationsparameters $var_{\alpha, AK}$ dargestellt. Mit steigendem Variationsparameter ($var_{\alpha, AK} > 1$) verkürzt sich die Warmlaufdauer und der Verbrennungsmotor erreicht früher stationäre Bedingungen. Im gewählten Variationsbereich nimmt die Änderung der Warmlaufdauer Werte zwischen -5.1% und $+6.5\%$ an. Die Änderungen im Kraftstoffverbrauch verhalten sich mit Blick auf

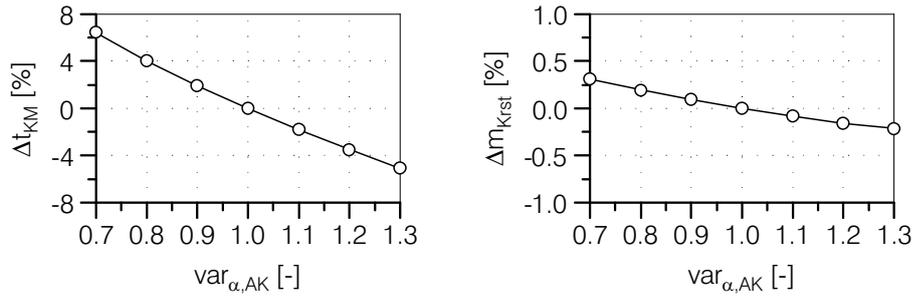


Abbildung 5.21: Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten im Auslasskanal auf Warmlaufdauer und Kraftstoffverbrauch

die Auswirkungen auf das Warmlaufverhalten erwartungsgemäß. Der Kraftstoffeinsatz sinkt im Falle einer beschleunigten Aufheizung des Verbrennungsmotors, da der Reibmitteldruck schneller abnimmt. Des Weiteren hat diese Variation nur indirekten Einfluss auf die innermotorischen Prozesse, so dass diese nicht zu einer weiteren signifikanten Änderung des Kraftstoffverbrauchs führen, wie sie bei der Variation des Wärmeübergangs zwischen Verbrennungsgas und Brennraumwand oder der Variation der Brennraumwandtemperaturen beobachtet werden konnte. Dennoch sei an dieser Stelle auf etwaige Auswirkungen veränderter Abgastemperaturen vor der Turbine und damit einhergehenden Variationen in der Zylinderfüllung hingewiesen. Darüber hinaus ist insbesondere während der Warmlaufphase die zeitliche Entwicklung der Abgastemperaturen hinsichtlich der Auswirkungen auf die Konvertierungsraten der emittierten Schadstoffe im Abgasnachbehandlungssystem von hohem Interesse.

Abbildung 5.22 zeigt den Einfluss des Variationsparameters $var_{\alpha,AK}$ auf die prozentuale Veränderung des Wandwärmestroms sowie des Wärmestroms zwischen Abgas und den Auslasskanälen. Bezüglich der Veränderung im Wandwärmestrom sind nur ge-

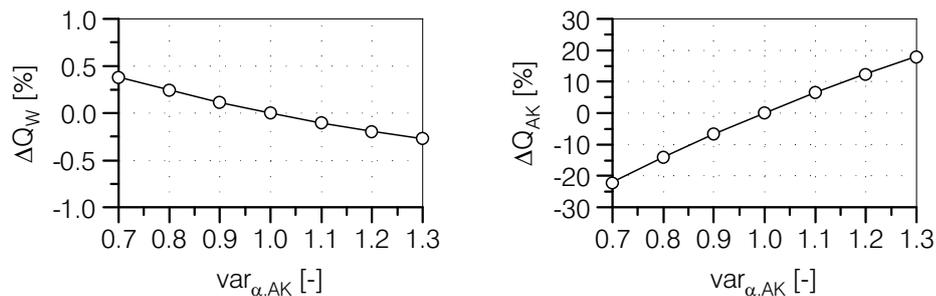


Abbildung 5.22: Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten im Auslasskanal auf die kumulierten Wärmeströme im Zylinder und Auslasskanal

ringförmige Unterschiede feststellbar, die einerseits auf die Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors aufgrund der schnelleren Reibmitteldruckreduktion und andererseits auf die leicht veränderten zylinderkopfseitigen Brennraumwandtemperaturen

($-2.6 \text{ K} < \Delta T_{ZK1,max.} < +3.4 \text{ K}$) zurückzuführen sind. Unter der Berücksichtigung, dass der Verbrennungsmotor ohne Abgasrückführung betrieben wird, sind weitere direkt den Motorprozess betreffende Effekte aufgrund möglicher Modellierungsunschärfen des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Abgas und der Auslasskanalwand auszuschließen.

5.5 Kühlkreislaufhydraulik

Der Förderstrom der Kühlmittelpumpe wird im hydraulischen Kühlkreislaufmodell (vgl. Kapitel 3.5.1) berechnet. Darüber hinaus entscheiden die darin berücksichtigten Druckverluste der motorinternen Kühlkanäle, Verschlauchungen und Wärmeübertrager sowie die vom Motorsteuergerät geforderten Ventilstellungen über die Aufteilung des Kühlmittelvolumenstroms. Mit der Kenntnis der Strömungsverhältnisse in jedem Betriebspunkt während einer transienten Warmlaufsimulation kann anhand der Temperatur des Kühlmittels sowie der Strömungsgeschwindigkeit am Ort der Wärmeübertragung für jeden Zeitschritt die Reynolds- und Prandtl-Zahl berechnet werden. Die Kenntnis dieser dimensionslosen Kennzahlen ist Voraussetzung für die Bestimmung der dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten (vgl. Kapitel 3.5.2). Diese werden im thermischen Kühlkreislaufmodell, das in direkter Verbindung mit dem Motorstrukturmodell steht, berechnet. Dazu müssen die Teilmassenströme an den einzelnen wärmeübertragenden Positionen (Zylinderkopf, Zylinderwand, Zylinderkurbelgehäuse) sowie die Eintrittstemperaturen vom hydraulischen Kühlkreislaufmodell an das thermische Kühlkreislauf- und Motorstrukturmodell übergeben werden.

Vor diesem Hintergrund soll im Folgenden der Einfluss einer fehlerbehafteten Berechnung der übergebenen Teilmassenströme beurteilt werden. Dazu werden, ausgehend vom Basismodell, die Kühlmittelteilvolumenströme mit dem Variationsparameter $var_{\dot{m},KM}$ multipliziert und an die Co-Simulationsplattform geschickt. Auf diesen modifizierten Wert greift das thermische Kühlkreislauf- und Motorstrukturmodell zu. Der Variationsbereich von $var_{\dot{m},KM}$ erstreckt sich dabei von 0.7 bis 1.3 und beeinflusst den ausgetauschten Wärmestrom zwischen der Motorstruktur und dem Kühlmittel wie folgt:

$$\dot{Q}_{Struktur \leftrightarrow KM} = var_{\dot{m},KM} \cdot \dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM} \cdot (T(x=0) - T_{Struktur}) \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\alpha_{KM} \cdot A}{var_{\dot{m},KM} \cdot \dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM}}\right) \right] \quad (5.10)$$

In Gleichung 5.10 findet sich der Variationsparameter $var_{\dot{m},KM}$ sowohl als Vorfaktor als auch im Nenner des Arguments der Exponentialfunktion wieder. Des Weiteren

geht aus Gleichung 5.10 hervor, dass der Wärmeübergangskoeffizient α_{KM} den betrachteten Wärmestrom beeinflusst. Abbildung 5.23 zeigt hierzu die Entwicklung der Wärmeübergangskoeffizienten innerhalb des Zylinderkopfes für die verschiedenen Variationsparameter. In Übereinstimmung mit den im Rahmen dieser Arbeit entwickelten und in Kapitel 3.5.2 vorgestellten Korrelationen zur dimensionslosen Beschreibung des Wärmeübergangs zwischen Motorstruktur und Kühlmittel steigen die Werte des Wärmeübergangskoeffizienten einerseits mit steigenden Kühlmitteltemperaturen und andererseits mit steigenden Werten des Variationsparameters $var_{\dot{m},KM}$. Dies wiederum stellt eine Erhöhung des Kühlmittelmassenstroms und damit der Reynolds-Zahl dar. Zu Beginn der 50 km/h-Konstantfahrt sind mehrere Gangwechsel in der Beschleunigungsphase erkennbar, bis ab $t = 40$ s die Drehzahl des Verbrennungsmotors bis zum Ende des 20-minütigen Zyklus konstant bleibt.

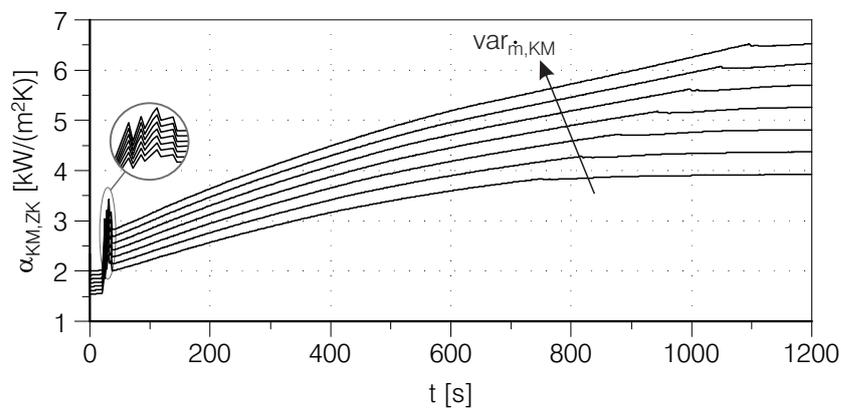


Abbildung 5.23: Einfluss des Variationsparameters $var_{\dot{m},KM}$ auf den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motorstruktur und Kühlmittel am Beispiel des Zylinderkopfes

Abbildung 5.24 zeigt nun den Zusammenhang zwischen der prozentualen Änderung der Warmlaufdauer sowie des Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit des Variationsparameters $var_{\dot{m},KM}$. Mit steigenden Kühlmittelmassenströmen, die vom hydraulischen Kühlkreislaufmodell bereitgestellt werden, verzögert sich die Warmlaufdauer um bis zu 16.2% bei $var_{\dot{m},KM} = 1.3$. Bei einer Reduzierung des Variationsparameters auf $var_{\dot{m},KM} = 0.7$ verkürzt sich die Warmlaufdauer bis zum Erreichen der Referenztemperatur T_{Basis} um 20.3%. Die prozentualen Änderungen des Kraftstoffverbrauchs sind als gering zu bewerten. Die Ursache für die Sensitivität des Kraftstoffverbrauchs liegt hauptsächlich in der Veränderung des Reibmitteldruckverlaufs begründet. Wie bereits bei der Variation des Wärmeübergangs im Auslasskanal (vgl. Kapitel 5.4) diskutiert, hat der Kühlmittelmassenstrom ebenso keinen direkten Einfluss auf den Verbrennungsprozess, jedoch auf die berechneten Motorstrukturtemperaturen, die für die Berechnung des innerzylindrischen Wandwärmübergangs herangezogen werden.

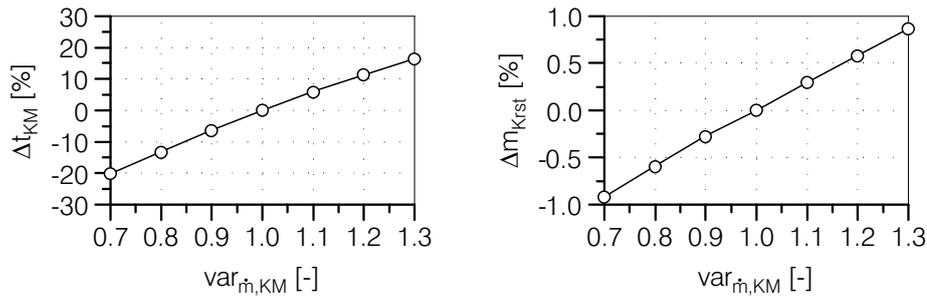


Abbildung 5.24: Einfluss des Kühlmittelmassenstroms auf die Warmlaufdauer und den Kraftstoffverbrauch

Dies belegt Abbildung 5.25, aus der die prozentuale Veränderung des innerzylindrischen Wandwärmestroms sowie der abgegebene Wärmestrom vom Abgas an die Auslasskanalwände hervorgehen. Die geringen Veränderungen sind einerseits auf die

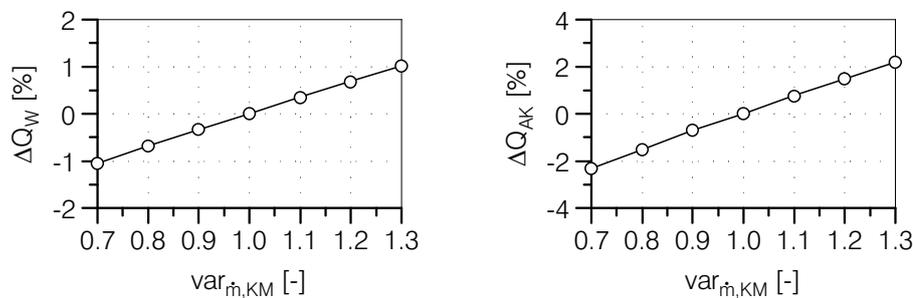


Abbildung 5.25: Einfluss des Kühlmittelmassenstroms auf die kumulierten Wärmeströme im Zylinder und Auslasskanal

Lastpunktverschiebung zurückzuführen, die wiederum aus unterschiedlichen Entwicklungen des Reibmitteldrucks resultieren, und andererseits auf sich ändernde Brennraumwandtemperaturen, die gemäß Gleichung 3.7 einen Einfluss auf den berechneten Wandwärmestrom haben.

5.6 Motorraumdurchströmung

Der Luftdurchsatz durch den Motorraum beeinflusst das thermische Verhalten des Verbrennungsmotors und hat damit Auswirkungen auf dessen Energiebilanz. Verantwortlich für den Wärmeaustausch zwischen der Luftströmung im Motorraum und der Oberfläche des Verbrennungsmotors ist zum einen die Temperaturdifferenz zwischen der Luft und der Motoroberfläche sowie die strömungsbedingte Ausbildung der Temperaturgrenzschicht an den verschiedenen Bereichen der Motoroberfläche, die stark von den vorliegenden Strömungsformen dominiert wird.

Die Lufttemperatur kann bis zur Thermostatöffnung sehr gut durch die Umgebungstemperatur angenähert werden, sofern am Kondensator des Kältekreises keine Wärme übertragen wird. Sobald das Thermostat öffnet und der Hauptwasserkühler mit heißem Kühlmittel durchströmt wird, bewirkt der Wärmeaustausch zwischen dem Kühlmittel und der Luft, die den Hauptwasserkühler passiert, einen Temperaturanstieg der Motorraumluft. Abbildung 5.26 zeigt diesen Zusammenhang. Dargestellt sind die gemessenen Temperaturen des Kühlmittels am Eintritt des Hauptwasserkühlers und der Luft hinter dem Lüfterpaket. Mit Erreichen der Thermostatöffnungstemperatur wird

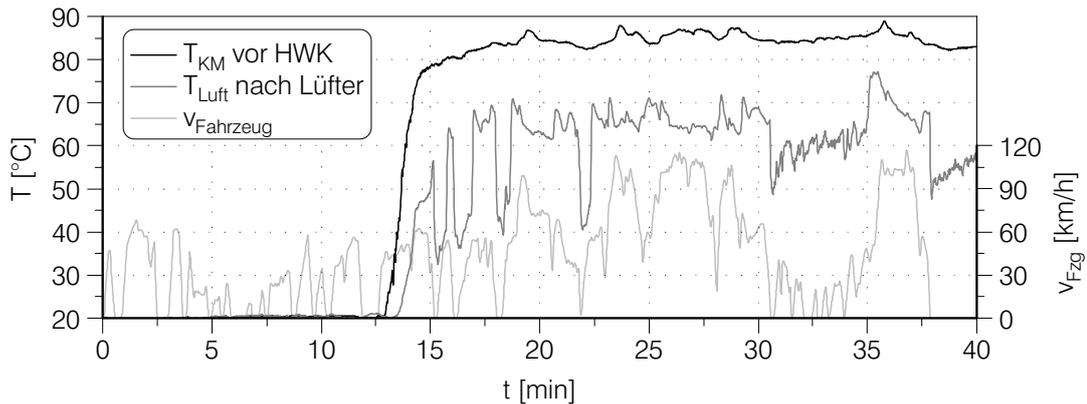


Abbildung 5.26: Einfluss von Fahrzeuggeschwindigkeit und Thermostatstellung auf die Temperatur der Motorraumdurchströmung nach Lüfter in einem kundennahen Verbrauchszyklus bei einer Umgebungstemperatur von $+20^{\circ}\text{C}$

der Hauptwasserkühler durchströmt, was am raschen Anstieg der Kühlmitteltemperatur vor Hauptwasserkühler zu erkennen ist. Mit einem geringen zeitlichen Versatz ist der Temperaturanstieg nach dem Lüfterpaket erkennbar. Im weiteren Verlauf der Versuchsfahrt, bei der die Lüfter nicht zusätzlich angesteuert werden, deutet sich ein Zusammenhang zwischen der gemessenen Lufttemperatur im Motorraum und der Fahrzeuggeschwindigkeit an. Dieser wird von der ausgetauschten Wärmemenge am Hauptwasserkühler dominiert, die wiederum neben der Eintrittstemperaturdifferenz auch vom Kühlmittel- und Luftmassenstrom durch den Hauptwasserkühler abhängig ist. Für die Berechnung des konvektiven Wärmeaustausches zwischen der Motorraumluft und der Oberfläche des Verbrennungsmotors ist schließlich die Temperaturdifferenz von großer Bedeutung. Dieses anschauliche Beispiel verdeutlicht die Notwendigkeit einer gesamtheitlichen Systembetrachtung bei der numerischen Analyse des thermischen Motor- und Fahrzeugverhaltens. Eine autarke Betrachtung des Verbrennungsmotors ohne dessen Umgebungsbedingungen, die Fahrzeugaerodynamik und Komponenteneigenschaften zu berücksichtigen, kann nur bedingt einen Beitrag zur Erschließung künftiger CO_2 -Reduktionspotenziale leisten.

Im Rahmen dieser Untersuchung wird ausgehend von der Warmlaufsimulation im Basiszustand der Wärmeaustausch zwischen der Motoroberfläche und der Luft, die durch

den Motorraum strömt, variiert. Dazu wird der Variationsparameter $var_{\alpha,OF}$ eingeführt und im Bereich von 0.7 bis 1.3 variiert, um die Auswirkungen auf die Warmlaufdauer und den Kraftstoffverbrauch zu untersuchen. Der abgegebene Wärmestrom ergibt sich demnach wie folgt:

$$\dot{Q}_{OF} = var_{\alpha,OF} \cdot \sum_i \alpha_{OF,i} \cdot A_{OF,i} (T_{OF,i} - T_{L,n.Lü}) \quad (5.11)$$

Alle anderen Modelle, die über die Co-Simulationsplattform an der Gesamtfahrzeugsimulation partizipieren, bleiben unverändert.

In Abbildung 5.27 ist der Einfluss einer möglichen Modellierungsunschärfe des konvektiven Wärmeübergangs an der Motoroberfläche auf die Warmlaufdauer sowie den Kraftstoffverbrauch dargestellt. Mit steigenden Werten des Variationsparameters ist

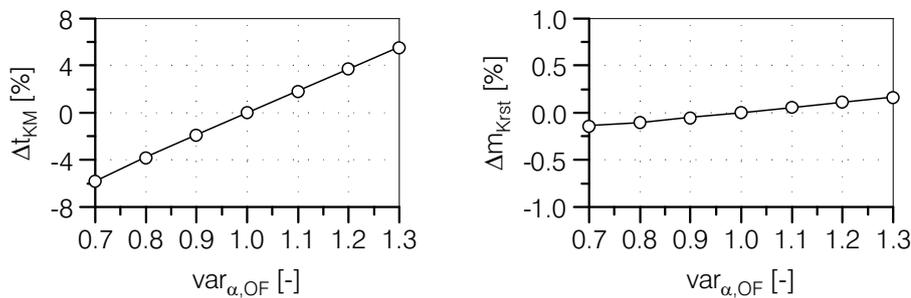


Abbildung 5.27: Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motoroberfläche und Motorraumdurchströmung auf Warmlaufdauer und Kraftstoffverbrauch

mit einer verzögerten Aufheizung des Verbrennungsmotors um bis zu 5.5 % zu rechnen (bei $var_{\alpha,OF} = 1.3$). Wird der Einfluss der Wärme, die vom Verbrennungsmotor an die Umgebung abgegeben wird, unterschätzt, so verkürzt sich die Warmlaufdauer um bis zu -5.8 %. Die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch sind über den gesamten Variationsbereich sehr gering. Die Variation des Wärmeaustausches mit der Umgebung hat zwar großen Einfluss auf die Inhomogenität der Motortemperaturen, jedoch werden die motorinternen Reibpaarungen nur geringfügig in ihrem Aufheizverhalten beeinflusst. Darüber hinaus haben etwaige Unschärfen des Wärmeaustausches an der Motoroberfläche keinen direkten Einfluss auf den innerzylindrischen Motorprozess.

Hierzu zeigt Abbildung 5.28 den Einfluss der untersuchten Variation auf die prozentuale Veränderung des Wandwärmestroms sowie der ausgetauschten Wärme zwischen Abgas und den Auslasskanalwänden im Zylinderkopf. Die feststellbaren Veränderungen sind marginal und ausschließlich auf eine Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors aufgrund geringfügiger Änderungen des Reibmitteldrucks zurückzuführen. Die leicht höhere Sensitivität von ΔQ_{AK} ist durch die zusätzliche Erhöhung der Temperaturdifferenz zwischen dem Abgas unmittelbar nach Vorbeiströmen am Auslassventil

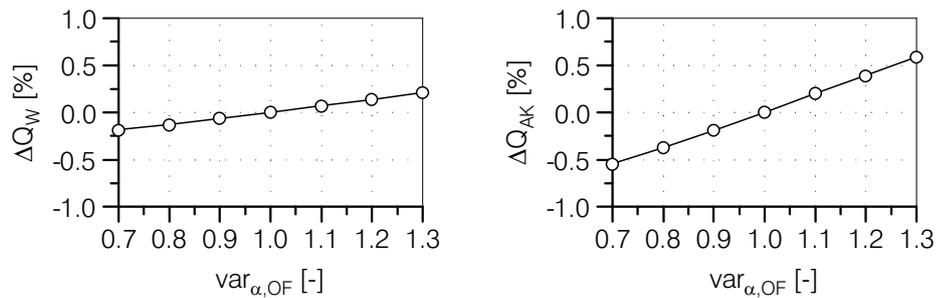


Abbildung 5.28: Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motoroberfläche und Motorraumdurchströmung auf die kumulierten Wärmeströme im Zylinder und Auslasskanal

und der leicht geringeren Zylinderkopftemperatur aufgrund der gestiegenen Konvektionsverluste erklärbar.

5.7 Antriebsstrang

Aus dem physikalischen Fahrzeug- und Antriebsstrangmodell ergeben sich in Abhängigkeit des zugrunde gelegten Fahrprofils das effektive Drehmoment sowie die Motordrehzahl am Getriebeeingang. Dabei können mehrere potentielle Fehlerquellen identifiziert werden, die einen Einfluss auf die geforderte effektive Motorleistung haben. An dieser Stelle sei die Berechnung der Verlustleistungen im Getriebe, Verteilergetriebe sowie Vorder- und Hinterachsdifferential in Abhängigkeit des übertragenen Momentes, der Drehzahlen und der jeweiligen Getriebeölteperaturen genannt. Weitere Einflussgrößen stellen die vom Getriebesteuergerät gewünschte Gangstufe, der dynamische Radhalbmesser, der geschwindigkeitsabhängige Rollwiderstand, Restbremsmomente, der Luftwiderstandsbeiwert, die Fahrzeugmasse sowie neben translatorischen auch rotatorische Massenträgheitsmomente im Antriebsstrang dar. Ebenfalls muss die Umgebungstemperatur berücksichtigt werden, die einen Einfluss auf die Luftdichte und damit auf den Luftwiderstand hat. In einem Temperaturbereich von -20 °C bis $+20\text{ °C}$ variiert bei konstantem Luftdruck die Dichte zwischen 1.3944 kg/m^3 und 1.2041 kg/m^3 . Aufgrund der Vielzahl möglicher Fehlerquellen werden im Folgenden die Auswirkungen einer ungenauen Berechnung der geforderten effektiven Leistung des Verbrennungsmotors hinsichtlich der Warmlaufdauer sowie des Kraftstoffverbrauchs diskutiert.

Hierzu zeigt Abbildung 5.29 den Variationsbereich der effektiven Leistung und deren Zusammenhang in Bezug auf eine veränderte Fahrzeugmasse sowie verändertem Luftwiderstandsbeiwert. Eine Veränderung der Fahrzeugmasse um $\pm 10\%$ resultiert in einer Veränderung der effektiven Leistung von -5.6% bis $+5.5\%$. Dies wiederum ist äquivalent zu einer Veränderung des Luftwiderstandsbeiwertes im Bereich von $\pm 23.8\%$.

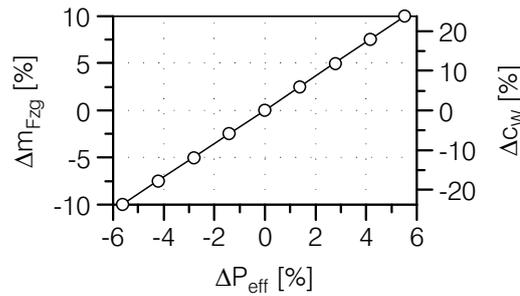


Abbildung 5.29: Zusammenhang zwischen effektiver Motorleistung, der Änderung der Fahrzeugmasse und der Änderung des Luftwiderstandsbeiwertes bei einer 50 km/h-Konstantfahrt

In Abbildung 5.30 ist der Einfluss einer abweichenden effektiven Motorleistung auf die Warmlaufdauer sowie den Kraftstoffverbrauch dargestellt. Über den gesamten Variationsbereich beläuft sich die prozentuale Änderung der Warmlaufdauer auf $\pm 2.3\%$, wobei sich diese erwartungsgemäß mit steigender Lastanforderung verkürzt. Der Kraftstoffverbrauch steigt ebenfalls mit steigender effektiver Motorleistung und verändert sich über den gesamten Variationsbereich um $\pm 2.8\%$.

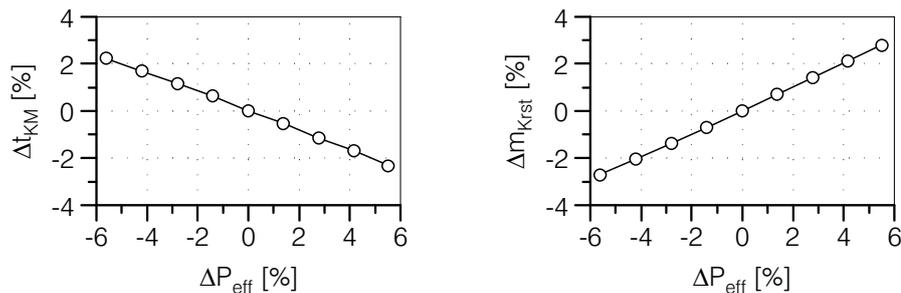


Abbildung 5.30: Einfluss der effektiven Motorleistung auf die Warmlaufdauer und den Kraftstoffverbrauch

Der Einfluss auf die Warmlaufdauer lässt sich mit Blick auf Abbildung 5.31 einerseits durch steigende Wandwärmeströme im Brennraum sowie einen erhöhten Wärmeeintrag über die Auslasskanalwände erklären. Der erhöhte Wärmeaustausch zwischen Abgas und den Auslasskanalwänden lässt sich dabei auf die gestiegenen Abgastemperaturen als Folge der Lastpunktanhebung zurückführen.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass der in Abbildung 5.29 gezeigte Zusammenhang zwischen Fahrzeugmasse, Luftwiderstandsbeiwert und effektiver Leistung sowohl vom Fahrzeuggewicht als auch vom Luftwiderstandsbeiwert des Referenzfahrzeugs und dem zugrunde gelegten Fahrprofil abhängig ist und daher eine Übertragbarkeit der Sensitivitäten aus Abbildung 5.30 und 5.31 auf andere Lastkollektive nicht gegeben ist.

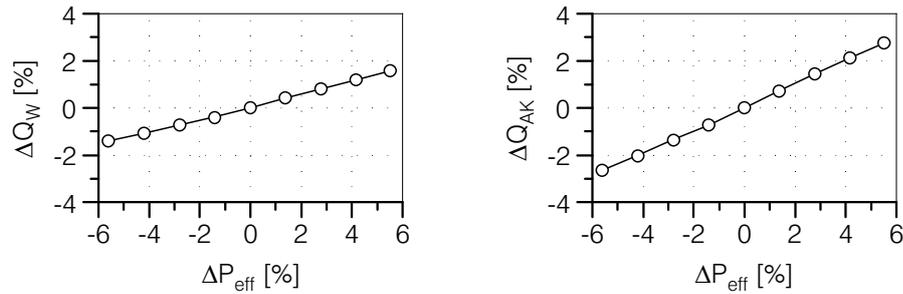


Abbildung 5.31: Einfluss der effektiven Motorleistung auf die kumulierten Wärmeströme im Zylinder und Auslasskanal

5.8 Reibleistung des Verbrennungsmotors

Die Reibleistung, die sich in Abhängigkeit von Motordrehzahl, Motorlast, Temperaturniveau von Motoröl und -struktur sowie der Leistungsaufnahme der Nebenaggregate ergibt, hat außer dem Einfluss auf die eingesetzte Kraftstoffenergie unmittelbare Auswirkungen auf den Wärmeeintrag des Verbrennungsmotors an den verschiedenen Reibpaarungen. Da das Temperaturniveau des Verbrennungsmotors insbesondere bei tiefen Temperaturen den größten Einfluss auf den Reibmitteldruck des Verbrennungsmotors hat [1, 92, 116, 117, 125], ist insbesondere im Kontext einer thermischen Gesamtfahrzeugsimulation die Berechnung dieser Temperaturen (vgl. Kapitel 3.3, 3.4 und 3.5) von essenzieller Bedeutung. Gleichzeitig hat die sich daraus ergebende wärmewirksame Reibleistung einen rekursiven Einfluss auf die zu berechnenden Temperaturen, da sie als direkter Wärmeeintrag im Motorstrukturmodell berücksichtigt wird.

In diesem Kapitel die Sensitivität der Warmlaufdauer und des Kraftstoffverbrauchs hinsichtlich einer Variation des Reibmitteldrucks untersucht. Dazu wird der Variationsparameter var_{pmr} eingeführt und wie folgt definiert:

$$p_{mi} = p_{me} + var_{pmr} \cdot p_{mr} \quad (5.12)$$

Der Variationsparameter var_{pmr} wird dabei von 0.7 bis 1.3 variiert, wobei alle anderen Modelle, die an der Co-Simulation beteiligt sind, unverändert bleiben.

In Abbildung 5.32 ist der Einfluss eines variierenden Reibmitteldrucks auf die prozentuale Änderung der Warmlaufdauer sowie den Kraftstoffverbrauch dargestellt. Die Warmlaufdauer erhöht sich bei einem Variationsparameter von $var_{pmr} = 0.7$ um 9.8% und sinkt linear bis var_{pmr} den Wert 1.3 annimmt. Der Kraftstoffverbrauch steigt bei $var_{pmr} = 1.3$ um +6.8%.

Für die beschleunigte Aufheizung des Verbrennungsmotors mit steigendem Variationsparameter sind zwei Hauptgründe zu nennen. Zunächst erhöht sich der Wärmeeintrag im Motorstrukturmodell (vgl. Abbildung 3.4) in Kolben, Zylinderwand, Ventiltrieb

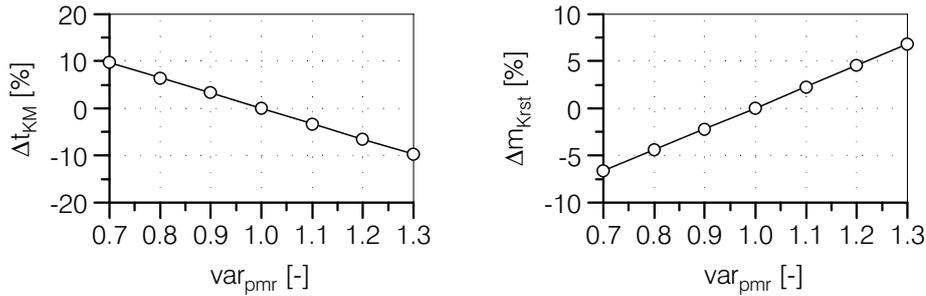


Abbildung 5.32: Einfluss des Reibmitteldrucks auf die Warmlaufdauer und den Kraftstoffverbrauch

und Kurbelwelle. Andererseits geht eine Variation von var_{pmr} gemäß Gleichung 5.12 unmittelbar mit einer Lastpunktverschiebung einher. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 5.33 den Einfluss einer ungenauen Bestimmung des Reibmitteldrucks. Sowohl der berechnete Wandwärmestrom als auch die ausgetauschte Wärmemenge zwischen Abgas und den Auslasskanälen steigen mit den Werten des Variationsparameters. Damit erhöhen sich zusätzlich zur direkt eingebrachten wärmewirksamen Reibleistung die Wärmeeinträge aus der Verbrennung und den Auslasskanälen. Die Erhöhung des Wandwärmestroms sowie der ausgetauschten Wärme in den Auslasskanälen mit steigendem Variationsparameter ist insgesamt als moderat zu bezeichnen. Dafür ist hauptsächlich die Tatsache verantwortlich, dass eine Überbewertung der Reibleistung wie bereits beschrieben mit einer Anhebung der Motorlast einhergeht, dies aber gleichzeitig eine verkürzte Warmlaufphase des Verbrennungsmotors zur Folge hat, was wiederum zu einer schnelleren Abnahme des Reibmitteldrucks führt. Diese konträren Effekte sind bei der Darstellung der relativen Änderungen der Wärmeeinträge in Abbildung 5.33 berücksichtigt.

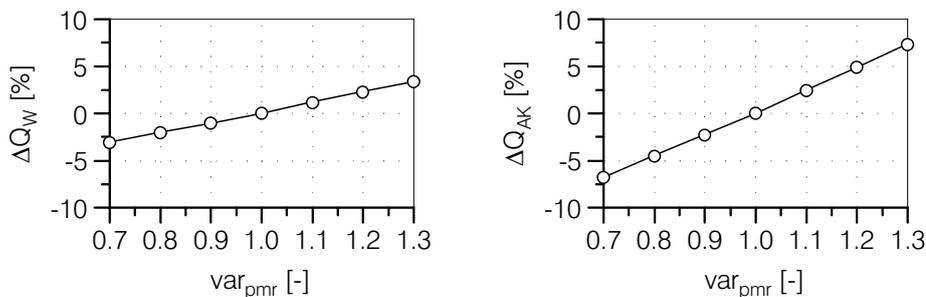


Abbildung 5.33: Einfluss des Reibmitteldrucks auf die kumulierten Wärmeströme im Zylinder und Auslasskanal

An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass die vorgestellte Sensitivitätsanalyse bei einer Start- und Umgebungstemperatur von $+20^\circ\text{C}$ durchgeführt wurde. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit des Reibmitteldrucks ist bei tieferen Starttem-

peraturen ein größerer Einfluss hinsichtlich der Warmlaufdauer und des Kraftstoffverbrauchs zu erwarten. Andererseits handelt es sich hierbei um eine niedriglastige 50 km/h-Konstantfahrt, bei der das Verhältnis zwischen Reibmitteldruck und effektivem Mitteldruck über 0.5 betragen kann. Bei höherlastigen, kundennahen Fahrzyklen ist das Verhältnis des Reibmitteldrucks zum effektiven Mitteldruck und schließlich zum inneren Mitteldruck geringer, so dass sich der Einfluss der Reibleistung mit Blick auf die Warmlaufdauer und den Kraftstoffverbrauch deutlich schmälert.

6 Analyse und Bewertung ausgewählter Thermomanagementmaßnahmen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse zweier Anwendungsbeispiele vorgestellt und diskutiert, die mit Hilfe des in Kapitel 3 beschriebenen Gesamtfahrzeugmodells erzielt worden sind. Dabei steht neben den quantitativen Aussagen über die Vor- und Nachteile der jeweiligen Thermomanagementmaßnahmen auch die Interaktion zwischen den verschiedenen Systemen des Fahrzeugs im Mittelpunkt der Untersuchungen. Dies soll die Tatsache belegen, dass selbst Maßnahmen, die zunächst nur ein System betreffen (z. B. Motorkühlkreislauf oder Fahrzeuginnenraum), nicht autark bewertet werden können, ohne etwaige Rückkopplungen auf benachbarte Systeme zu berücksichtigen.

Die erste untersuchte Thermomanagementmaßnahme erörtert, welche Auswirkungen der Einsatz einer elektrischen Frontscheibenheizung (eFSH) auf das Aufheizverhalten des Innenraums und des Verbrennungsmotors hat. Dabei werden verschiedene Aufheizstrategien im Rahmen des Heizleistungstests VDA 220 untersucht und unter Einbeziehung aller Submodelle hinsichtlich des Warmlaufverhaltens und der Energieeffizienz miteinander verglichen. Die zweite Thermomanagementmaßnahme beschäftigt sich mit der Fragestellung, welche Vorteile hinsichtlich der Warmlaufdauer und des Kraftstoffverbrauchs durch die Integration eines Wärmespeichersystems (WSS) in den Kühlkreislauf erzielt werden kann. Auch hier werden unter bestimmten Randbedingungen verschiedene Warmlaufstrategien diskutiert und unter Berücksichtigung des Fahrzyklus sowie der Umgebungsbedingungen ganzheitlich bewertet.

6.1 Elektrische Frontscheibenheizung

Durch den Einsatz einer elektrisch beheizbaren Frontscheibe ergeben sich neue Freiheitsgrade in der Klimatisierungsregelung, deren Auswirkungen über die Systemgrenze *Fahrzeuginnenraum* hinausgehen. Dies führt zunächst zu Quereinflüssen zwischen verschiedenen thermischen Systemen im Fahrzeug und als Folge dessen zu Rückkopplungen auf das eigentlich zu untersuchende System *Fahrzeuginnenraum*. Dieser Sachverhalt erschwert die Prognose möglicher Vor- und Nachteile der zu untersuchenden Maßnahme und erfordert daher in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses numerische Methoden, die eine Beschreibung des Gesamtsystems erlauben.

In diesem Zusammenhang werden in diesem Kapitel zunächst verschiedene Aufheizstrategien mit dem Einsatz einer elektrischen Frontscheibenheizung untersucht. Dabei zeigt sich, dass die genaue Analyse des Zusammenspiels der beteiligten thermischen Systeme einen wesentlichen Beitrag zur Erhöhung des Systemverständnisses leistet. Des Weiteren ermöglichen die Ergebnisse eine quantitative Bewertung der untersuchten Maßnahme. Im nächsten Schritt wird das Potenzial einer elektrischen Frontscheibenheizung mit einer konventionellen Luftzuheizung über PTC-Elemente verglichen. Das Kapitel schließt mit einer Gegenüberstellung der Ergebnisse, die mit Hilfe der gesamtheitlichen Systembetrachtung unter Verwendung der Methode der Co-Simulation generiert wurden sowie den Ergebnissen, die infolge einer autarken Bewertung des Systems *Fahrzeuginnenraum* erzielt wurden.

6.1.1 Untersuchung verschiedener Aufheizstrategien

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse von drei verschiedenen Aufheizstrategien diskutiert und den Ergebnissen der Basissimulation (Aufheizstrategie B) gegenübergestellt. Die Konfiguration der jeweiligen Aufheizstrategien kann Tabelle 6.1 entnommen werden.

Tabelle 6.1: Übersicht der untersuchten Aufheizstrategien im Heizleistungstest (VDA 220)

	P_{eFSH}	Luftverteilung	Umluftrate
B	0 W	Standard	0 %
1	300 W	Standard	0 %
2	300 W	Optimiert	0 %
3	300 W	Optimiert	50 %

Bei der Aufheizstrategie 1 wird der Frontscheibe eine elektrische Leistung zugeführt. Diese beträgt $P_{eFSH} = 300 \text{ W}$ und wird während des gesamten Fahrzyklus nicht variiert. Hinsichtlich der Luftverteilung im Fahrzeuginnenraum sowie der Umluftrate werden keine Änderungen zur Basissimulation vorgenommen. Bei der Aufheizstrategie 2 wird zusätzlich die Luftverteilung optimiert. Dies bedeutet, dass der Luftanteil, der über die Hauptdefrosterdüsen in den Innenraum gelangt, signifikant reduziert und auf die verbleibenden luftführenden Kanäle umverteilt wird (vgl. Abbildung 3.18). Dabei wird der Luftanteil, der über die Seitendefrosterdüsen in den Innenraum gelangt, nicht verändert. Trotz dieser unkonventionellen Luftverteilung im Fahrzeuginnenraum kann die Beschlagsfreiheit der Frontscheibe gewährleistet werden, da das Temperaturniveau der Frontscheibe durch die elektrische Beheizung angehoben werden kann. Im Rahmen der Aufheizstrategie 3 wird zusätzlich die Umluftrate durch das vordere Klimagerät

auf 50 % angehoben. Dadurch wird eine weitere Steigerung der Innenraumtemperatur angestrebt, da bereits erwärmte Luft aus dem Innenraum mit Frischluft aus der Umgebung gemischt wird und sich somit eine erhöhte Temperatur am Eintritt des Heizungswärmetauschers ergibt. Die drei Aufheizstrategien sowie die Basissimulation haben gemein, dass die direkte Luftzuheizung über PTC-Elemente im Rahmen dieser Untersuchung nicht berücksichtigt wird. Darüber hinaus beträgt der Umluftanteil durch das hintere Klimagerät prinzipbedingt stets 100 % (siehe Abbildung 3.16).

In Abbildung 6.1 sind die Temperaturentwicklungen im Fahrzeuginnenraum sowohl absolut als auch als Differenz zur Basissimulation dargestellt. Durch den Einsatz einer elektrischen Frontscheibenheizung, ohne dass weitere Eingriffe des Klimasteuergerätes erfolgen (Strategie 1), ist die Veränderung der Innenraumtemperatur marginal und beträgt nach 30 Minuten des Heizleistungstests 0.6 K. Infolge einer optimierten Luftverteilung (Strategie 2) kann die Innenraumtemperatur insgesamt um 3.5 K angehoben werden. Kombiniert man diese beiden Maßnahmen mit einer Umluftrate von

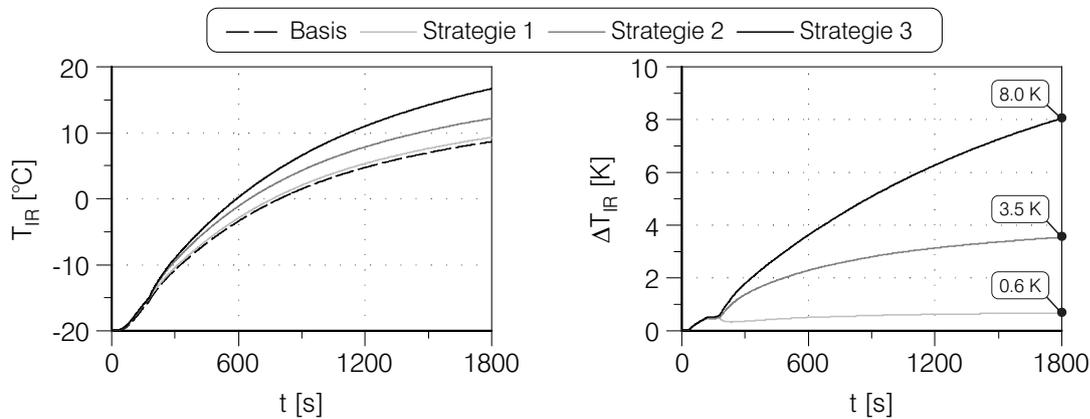


Abbildung 6.1: Temperaturentwicklung im Fahrzeuginnenraum für verschiedene Aufheizstrategien

50 %, kann eine weitere Erhöhung des Innenraumtemperaturniveaus erzielt werden. Bei der Untersuchung von Strategie 3 ergibt sich nach 30 Minuten eine Steigerung der Innenraumtemperatur um 8.0 K im Vergleich zur Basissimulation. Mit Blick auf das Verhalten der verschiedenen Innenraumtemperaturentwicklungen kann bereits vor der Analyse der Kausalitäten festgehalten werden, dass der alleinige Einsatz einer Frontscheibenheizung ohne entsprechenden Funktionsanpassungen im Klimasteuergerät nur einen theoretischen Vorteil mit sich bringt, der hinsichtlich des Behaglichkeitsempfindens der Fahrzeuginsassen nicht von Bedeutung ist.

Im Folgenden wird auf die Ursache der vorgestellten Innenraumtemperaturentwicklungen eingegangen. Hierzu zeigt Abbildung 6.2 die übertragenen Wärmeströme am vorderen sowie hinteren Heizungswärmetauscher und Abbildung 6.3 die Kühlmitteltemperaturentwicklung im Vorlauf des Heizungskreises für den Basisfall sowie für die

drei untersuchten Aufheizstrategien unter Einsatz der elektrischen Frontscheibenheizung. Im Falle der Aufheizstrategie 1 steigt der übertragene Wärmestrom am vorderen Heizungswärmetauscher um 35 W und am hinteren Heizungswärmetauscher um 2 W. Der Unterschied beim vorderen Wärmetauscher kann durch die leicht erhöhte Kühlmittelvorlauftemperatur erklärt werden, die aus der gestiegenen Leistungsaufnahme des Generators und damit erhöhter Motorlast resultiert. Die Erhöhung der Vorlauftemperatur ist gleichermaßen am hinteren Heizungswärmetauscher feststellbar. Die Auswirkungen auf den übertragenen Wärmestrom sind jedoch geringer, da das hintere Klimagerät stets mit einer Umluftrate von 100 % betrieben wird. Als Folge bleibt die Eintrittstemperaturdifferenz am hinteren Heizungswärmetauscher aufgrund der steigenden Innenraumtemperatur auf ähnlichem Niveau. Da sich sowohl die Massenströme des Kühlmittels als auch der Luft durch den Heizungswärmetauscher nicht ändern, gilt dies auch für den übertragenen Wärmestrom. Bei der Aufheizstrategie 2 steigt

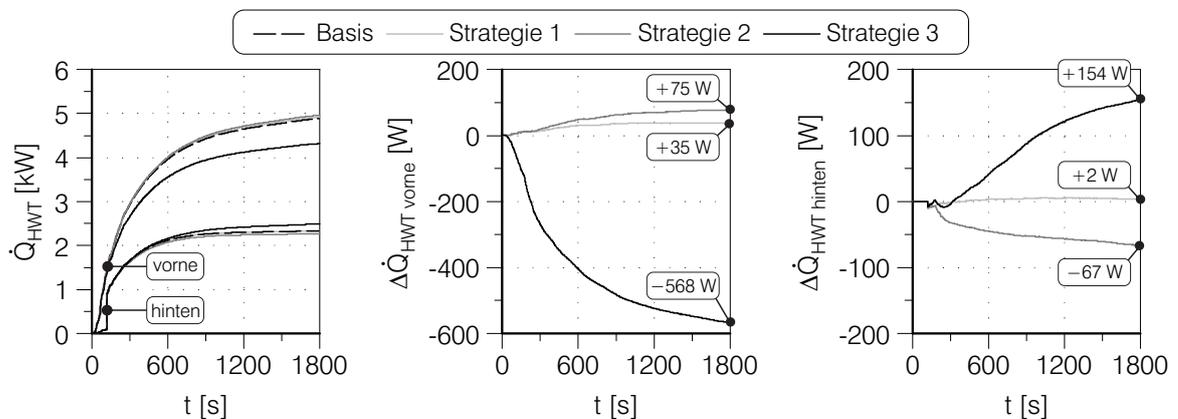


Abbildung 6.2: Übertragener Wärmestrom am vorderen und hinteren Heizungswärmetauscher für verschiedene Aufheizstrategien

der am vorderen Heizungswärmetauscher übertragene Wärmestrom um 75 W, wobei der Wärmestrom am hinteren Wärmetauscher ein entgegengesetztes Verhalten zeigt und im Vergleich zur Basissimulation um 67 W geringer ist. Dabei bedingt die nach 30 Minuten um 1.1 K höhere Vorlauftemperatur am vorderen Heizungswärmetauscher eine Erhöhung des übertragenen Wärmestroms. Da aufgrund der geänderten Luftverteilung die Innenraumtemperatur im Fahrzeug um 3.5 K steigt (vgl. Abbildung 6.1), ist der Temperaturanstieg der vom hinteren Klimagerät angesaugten Luft stets höher als die Anhebung der Kühlmittelvorlauftemperatur des Heizungswärmetauschers. Dadurch sinkt die Eintrittstemperaturdifferenz am hinteren Heizungswärmetauscher, was folglich zu einer leicht geringeren Wärmeabnahme führt. Im Umkehrschluss führt die geringere Wärmeabnahme am hinteren Heizungswärmetauscher zu einem geringen Temperaturabfall des Kühlmittels, so dass dies insgesamt zu einer schnelleren Aufheizung des Kühlmittels und damit höheren Vorlauftemperaturen im vorderen Heizungswärmetauscher führt. Der übertragene Wärmestrom am vorderen Heizungswärmetau-

scher ist im Vergleich zur Basissimulation nach 30 Minuten bei der Aufheizstrategie 3 um 568 W geringer. Der Wärmestrom am hinteren Heizungswärmetauscher steigt jedoch um bis zu 154 W und zeigt damit entgegengesetztes Verhalten. Gleichzeitig kann Abbildung 6.3 entnommen werden, dass die Kühlmittelvorlaufstemperatur im Heizungskreis nach 30 Minuten 8.9 K höher ist. Dass trotz dieser signifikant höheren Vorlaufstemperatur des Kühlmittels dennoch ein deutlich geringerer Wärmestrom am vorderen Heizungswärmetauscher feststellbar ist, muss demnach auf die Erhöhung der Umluftrate auf 50 % im vorderen Klimagerät zurückgeführt werden. Dies erweist sich als plausibel, da aufgrund der Teilrezirkulation der Innenraumluft die luftseitige Mischungstemperatur vor dem vorderen Heizungswärmetauscher ansteigt und dadurch die Eintrittstemperaturdifferenz am vorderen Heizungswärmetauscher sinkt. Die Tat-

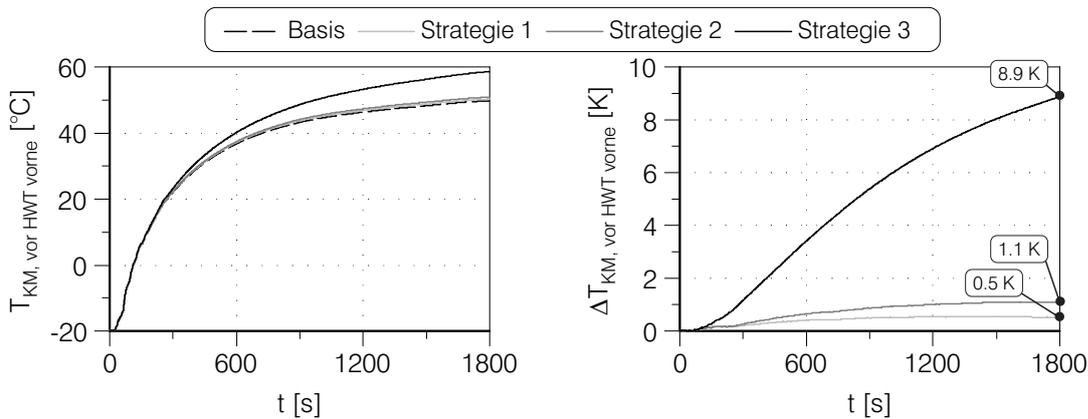


Abbildung 6.3: Temperaturentwicklung des Kühlmittels im Vorlauf des vorderen Heizungswärmetauschers für verschiedene Aufheizstrategien

sache, dass am hinteren Heizungswärmetauscher der übertragene Wärmestrom steigt, legt die Vermutung nahe, dass die Eintrittstemperaturdifferenz ebenfalls steigt. Bei näherer Betrachtung der Temperaturverläufe der Innenraumluft sowie der Kühlmittelvorlaufstemperatur im Heizungskreis kann dies jedoch nicht bestätigt werden. Stattdessen hat der insgesamt schnellere Warmlauf der Aufheizstrategie 3 eine schnellere Reduktion der Viskosität des Kühlmittels zur Folge, die bei gleicher Wasserpumpendrehzahl einen höheren Kühlmitteldurchsatz durch den Heizungswärmetauscher erlaubt. Dieser Effekt kompensiert die um nur 0.5 K geringere Eintrittstemperaturdifferenz über, so dass bei gleichem Luftdurchsatz ein höherer Wärmestrom übertragen werden kann. Dieses Beispiel zeigt die Relevanz der in Kapitel 3.5.1 vorgestellten Modellierung der Kühlkreislaufhydraulik, bei der großer Wert auf die Abbildung der Temperaturabhängigkeit der hydraulischen Druckverlustberechnung gelegt wurde.

Um die bis hierher aufgestellten Hypothesen zu bestätigen, folgt eine Energieflussanalyse innerhalb des Klimatisierungspfades. Dabei wird die Basissimulation mit der Aufheizstrategie 3 verglichen, in der die elektrische Frontscheibenheizung und optimierte

6 Analyse und Bewertung ausgewählter Thermomanagementmaßnahmen

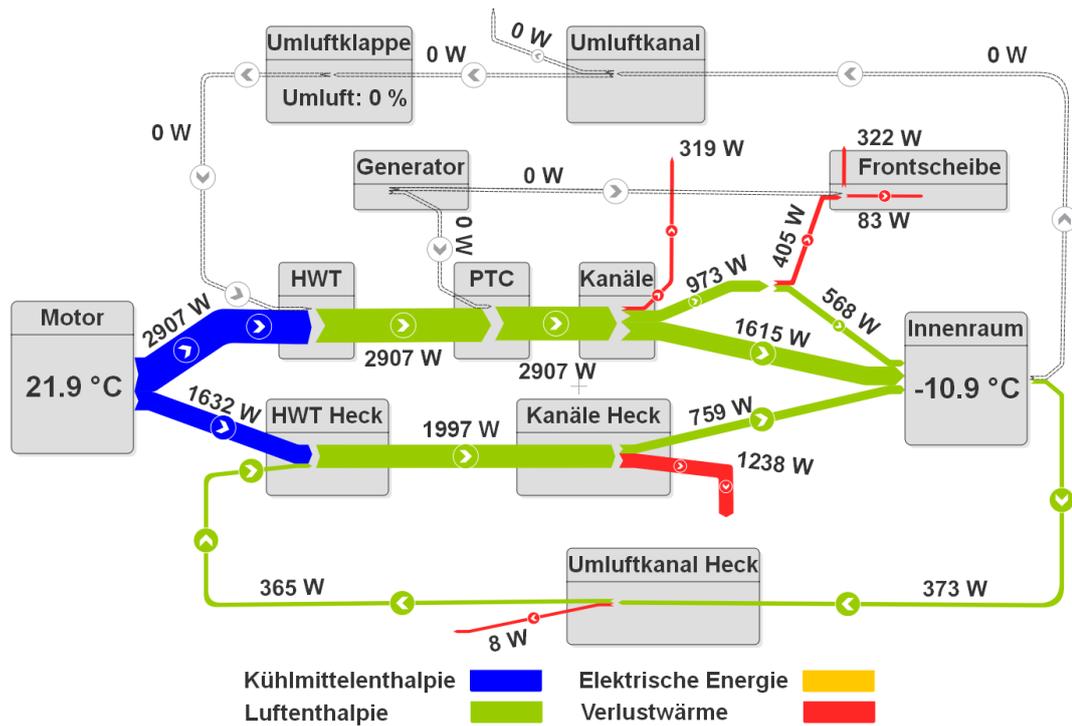


Abbildung 6.4: Energieflüsse im Klimatisierungspfad während des Heizleistungstests (VDA 220) mit **Aufheizstrategie B** zum Zeitpunkt $t=300\text{ s}$

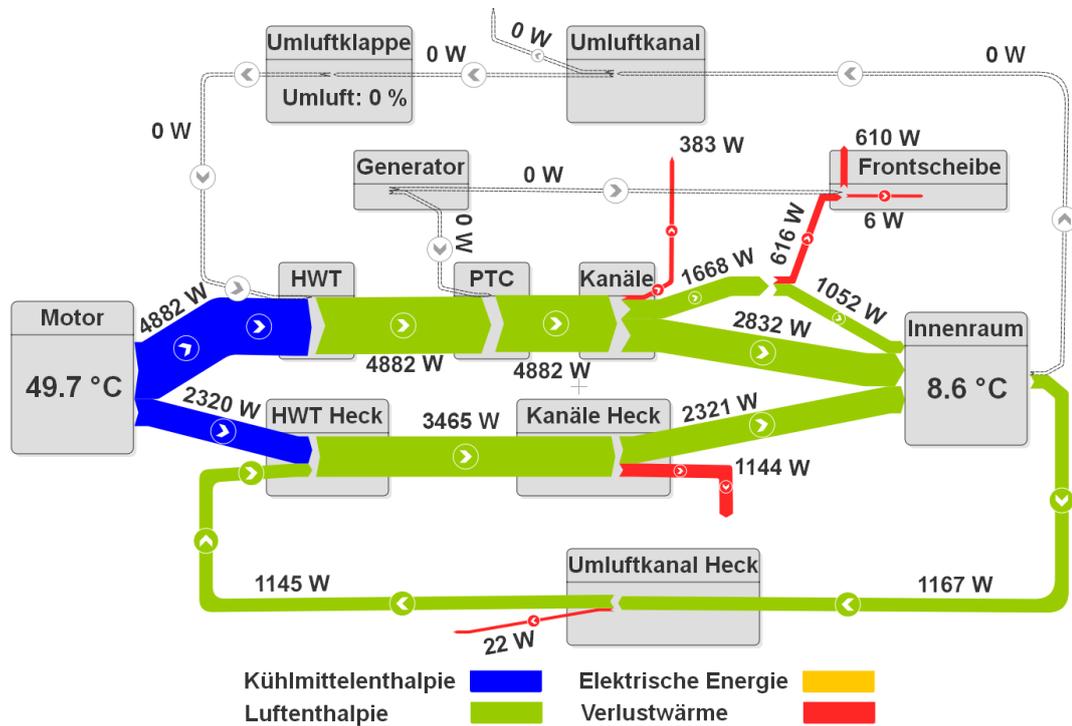


Abbildung 6.5: Energieflüsse im Klimatisierungspfad während des Heizleistungstests (VDA 220) mit **Aufheizstrategie B** zum Zeitpunkt $t=1800\text{ s}$

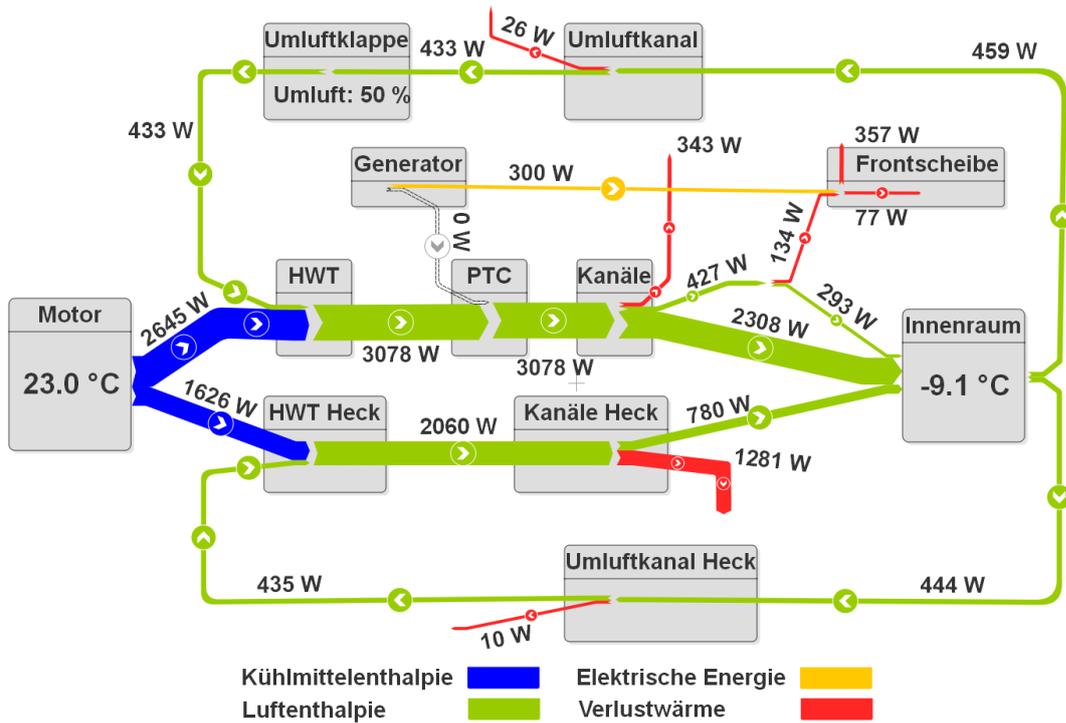


Abbildung 6.6: Energieflüsse im Klimatisierungspfad während des Heizleistungstests (VDA 220) mit **Aufheizstrategie 3** zum Zeitpunkt $t=300\text{ s}$

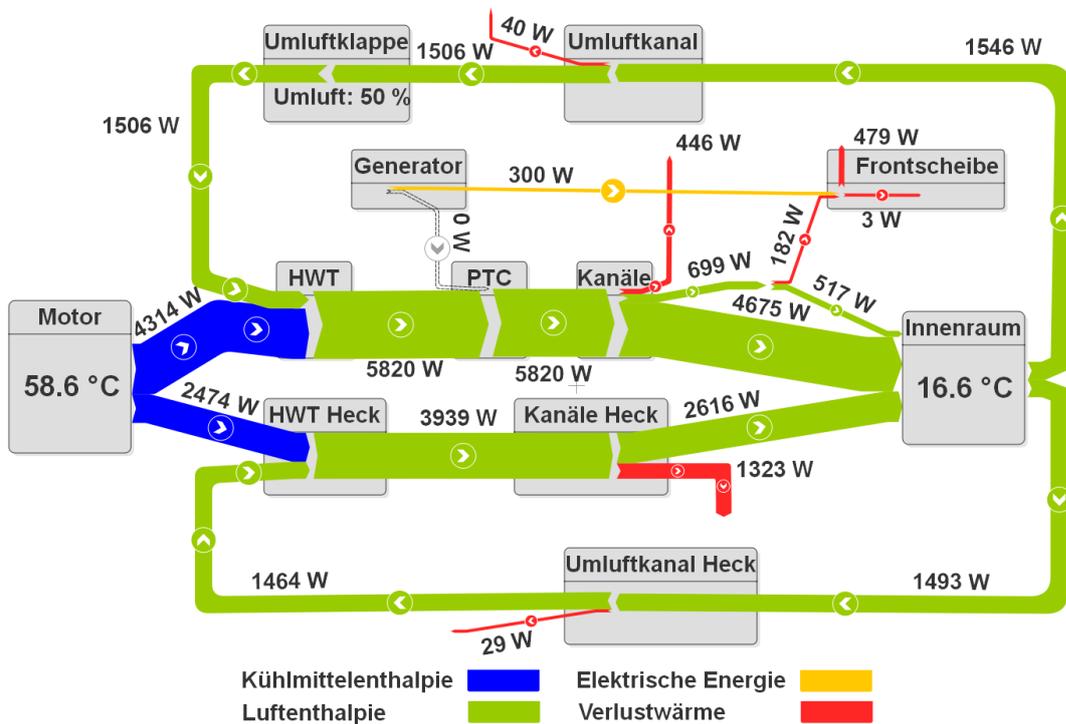


Abbildung 6.7: Energieflüsse im Klimatisierungspfad während des Heizleistungstests (VDA 220) mit **Aufheizstrategie 3** zum Zeitpunkt $t=1800\text{ s}$

Luftverteilung mit einer Teilumluftstrategie kombiniert wurde. In diesem Zusammenhang zeigen die Abbildungen 6.4 und 6.5 sämtliche Energieflüsse im Klimatisierungspfad für die beiden Zeitpunkte $t = 300\text{ s}$ und $t = 1800\text{ s}$ für die Basissimulation, wohingegen in den Abbildungen 6.6 und 6.7 für die gleichen Zeitpunkte die Ergebnisse der Aufheizstrategie 3 dargestellt sind. Die drei wesentlichen Unterschiede zwischen der Basissimulation und der Aufheizstrategie 3 lassen sich deutlich bei der Gegenüberstellung der Energieflussanalyse beider Betriebsführungen erkennen. Während der Generator bei aktiver Frontscheibenheizung 300 W zusätzlich zur Verfügung stellen muss, entfällt diese elektrische Zusatzleistung in der Basissimulation. Des Weiteren sind die Auswirkungen einer veränderten Luftführung im Innenraum zu erkennen. So beträgt der Luftenthalpiestrom, der die Hauptdefrostdüsen in Richtung Frontscheibe verlässt 973 W bzw. 1668 W nach 300 bzw. 1800 Sekunden, wohingegen dieser Enthalpiestrom mit reduziertem Defrosteranteil auf 427 W bzw. 699 W gesenkt wird. In Kombination mit dem zusätzlichen Wärmeeintrag infolge der direkten Beheizung der Frontscheibe führt dies dazu, dass der Luftenthalpiestrom, der an der Innenseite der Frontscheibe vorbeiströmt, weniger Wärme an die Frontscheibe abgibt. Dies ergibt sich aus der Tatsache, dass durch die elektrische Beheizung der Frontscheibe die Temperaturen auf der Scheibeninnenseite auf ähnlichem Niveau gehalten werden können, was hinsichtlich der Beschlagsgefahr zwingend notwendig ist. Einen weiteren wesentlichen Unterschied stellt die Teilrezirkulation der Innenraumluft im vorderen Klimatisierungspfad dar. Abzüglich der Wärmeverluste, die sich im vorderen Umluftkanal ergeben, können durch diese Maßnahme 433 W nach 5 Minuten bzw. 1506 W nach 30 Minuten rekupe-riert werden. Als Folge ergibt sich eine höhere Mischungstemperatur der Luft vor dem vorderen Heizungswärmetauscher, die zu einer geringeren Wärmeabnahme des Kühlmittels aufgrund der insgesamt sinkenden Eintrittstemperaturdifferenz führt. Bezogen auf die Umgebungstemperatur von -20 °C ergibt sich aufgrund der aufgeführten Gründe ein höherer Luftenthalpiestrom nach dem Heizungswärmetauscher. Als Folge kann sowohl das Temperaturniveau des Verbrennungsmotors als auch des Fahrzeuginnenraums gleichzeitig angehoben werden.

Diese Gegenüberstellung der Energieflussanalysen beider Aufheizstrategien verdeutlicht die vorab beschriebenen Effekte innerhalb des Systems sowie die Interaktion mit dem Verbrennungsmotor. Darüber hinaus unterstreicht dieses Anwendungsbeispiel die Notwendigkeit einer gesamtheitlichen Analyse des komplexen thermischen Systems *Gesamtfahrzeug*. Dies führt zunächst zu einer Steigerung des Systemverständnisses und ermöglicht dadurch bereits in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses eine virtuelle Vorauslegung energieeffizienter Warmlaufstrategien.

Insgesamt kann festgehalten werden, dass der Betrieb der elektrischen Frontscheibenheizung nicht direkt Einfluss auf die Temperaturerhöhung im Innenraum hat. Vielmehr gewährleistet die Beheizung der Frontscheibe die sicherheitsrelevante Beschlagsfreiheit und erlaubt zusätzlich eine Reduktion der wärmeverlustrreichen Defrosterströmung so-

wie die Rezirkulation bereits erwärmter Luft aus dem Innenraum. Als Folge dessen wird der Warmlauf des Verbrennungsmotors beschleunigt, da dem Kühlmittel ein geringerer Wärmestrom entzogen wird. Dieser Sachverhalt wird im Folgenden hinsichtlich der Energieeffizienz der Aufheizstrategien näher betrachtet.

Dazu ist in Abbildung 6.8 der zeitliche Verlauf des Reibmitteldrucks mit und ohne Berücksichtigung der Antriebsleistung der Nebenaggregate dargestellt. Mit aktivierter Frontscheibenheizung ist $p_{mr,mitNA}$ durchweg höher im Vergleich zur Basissimulation. Beide Verläufe haben gemein, dass sie zwei instantane Abfälle aufweisen, die in den Verläufen von $p_{mr,ohneNA}$ nicht auftauchen. Dabei handelt es sich bei $t = 390$ s um das Abschalten der sechs Glühstifte mit einer Leistungsaufnahme von 231 W sowie um das Abschalten der Heckscheibenheizung nach $t = 600$ s, die bis dato mit einer elektrischen Leistung von 396 W versorgt wurde. Der tribologische Anteil des Reibmitteldrucks $p_{mr,ohneNA}$ ist während der Aufheizstrategie 3 durchweg geringer, verglichen mit der Basissimulation. Dies ergibt sich aus der insgesamt schnelleren Aufheizung des Verbrennungsmotors trotz des damit einhergehenden geringeren Wärmeeintrags durch den wärmewirksamen Anteil der Reibung. Folglich kann die zusätzliche Last

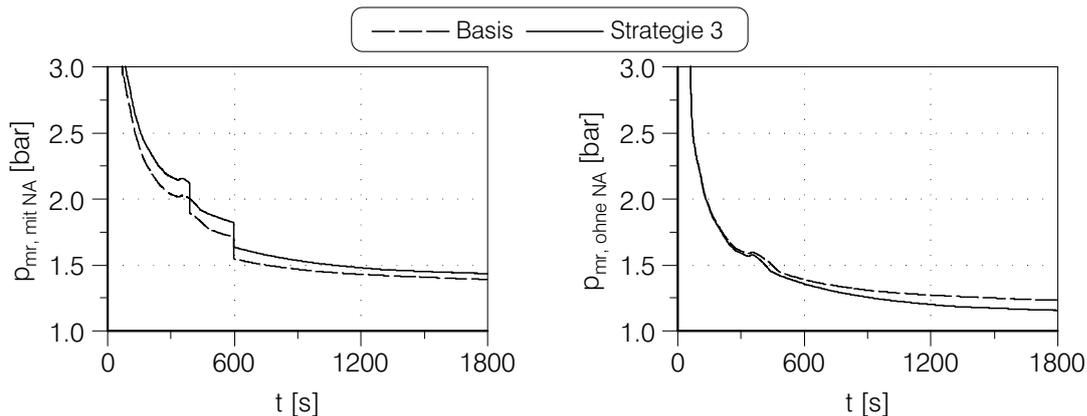


Abbildung 6.8: Reibmitteldruck mit (links) und ohne (rechts) Berücksichtigung der Nebenaggregate für die **Aufheizstrategien B** und **3** im Heizleistungstest (VDA 220)

des Generators aufgrund der aktivierten Frontscheibenheizung nicht durch die insgesamt schnellere Aufheizung des Verbrennungsmotors aufgrund der geringeren Wärmeabnahme am vorderen Heizungswärmetauscher kompensiert werden. Dennoch führen diese Zusammenhänge während der Aufheizstrategie 3 zu einer energetisch günstigeren Prozessführung verglichen mit den Aufheizstrategien 1 und 2, in denen die Leistungsaufnahme der Frontscheibenheizung auf gleichem Niveau liegt, die Aufheizung des Verbrennungsmotors jedoch aufgrund der nicht umgesetzten Teilumluftstrategie deutlich langsamer ist (vgl. Abbildung 6.3).

In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 6.9 den auf die Basissimulation bezogenen prozentualen Kraftstoffmehrverbrauch der in Tabelle 6.1 vorgestellten Aufheizstrategien. Der Betrieb einer elektrischen Frontscheibenheizung ohne Berücksichtigung weiterer Maßnahmen im Klimasteuergerät (Aufheizstrategie 1) führt nach Abbildung 6.1 zu einer marginalen Anhebung der Innenraumtemperatur ($\Delta T_{IR} = 0.6 \text{ K}$) sowie einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs um 1.80%. Durch die Anpassung der Luftvertei-

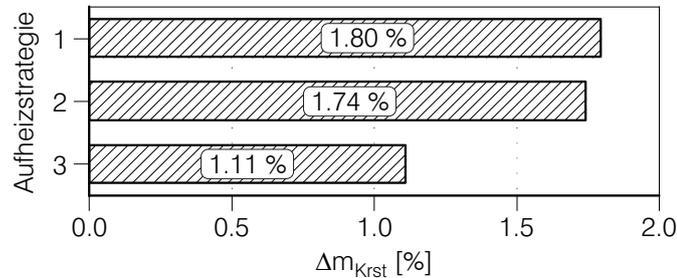


Abbildung 6.9: Kraftstoffmehrverbrauch der **Aufheizstrategien 1, 2** und **3** im Heizleistungstest (VDA 220)

lung im Innenraum kann die Innenraumtemperatur um 3.5 K bei einem Kraftstoffmehrverbrauch von 1.74 % angehoben werden, wobei sich die marginale Differenz im Kraftstoffverbrauch zwischen den ersten beiden Aufheizstrategien auf die geringfügigen Änderungen des Aufheizverhaltens des Verbrennungsmotors zurückführen lässt. Durch Kombination der vorab beschriebenen Maßnahmen mit einer Anhebung der Teilumluft rate auf 50 % steigt im Heizleistungstest VDA 220 die Innenraumtemperatur nach 30 Minuten um 8.0 K und der Verbrauch lediglich um 1.11 %. Es kann zusammengefasst werden, dass Aufheizstrategie 3 den besten Kompromiss zwischen einer beschleunigten Aufheizung des Fahrzeuginnenraums und gleichzeitig geringsten Verbrauchs nachteilen darstellt.

6.1.2 Vergleich der elektrischen Frontscheibenheizung mit einer konventionellen Luftzuheizung

Nachdem im vorherigen Kapitel verschiedene Aufheizstrategien unter Einsatz einer elektrischen Frontscheibe miteinander verglichen wurden, folgt in diesem Abschnitt eine Gegenüberstellung mit einer konventionellen Luftzuheizung mittels PTC-Elementen. Dabei liegt der Fokus auf dem thermischen Komfort sowie auf der Energieeffizienz beider Maßnahmen.

In Tabelle 6.2 sind die zu untersuchenden Aufheizstrategien dargestellt. Neben der Basissimulation und der bereits vorgestellten Aufheizstrategie 3, bei der die Kombination einer elektrischen Frontscheibenheizung mit optimierter Luftverteilung im Innenraum

und einer Umluftrate von 50 % die besten Ergebnisse geliefert hat, werden die Aufheizstrategien 4 und 5 untersucht. Bei den Aufheizstrategien 4 und 5 ist die Frontscheibenheizung deaktiviert. Zur Vermeidung von sicherheitskritischem Scheibenbeschlag darf der Luftmassenstrom, der über die Defrosterdüsen in den Innenraum gelangt, nicht reduziert werden, so dass die Luftverteilung im Vergleich zur Basissimulation unverändert bleibt. Darüber hinaus wird in beiden Aufheizstrategien das Klimagerät ohne Umluft betrieben, um die Scheibenbeschlagsgefahr auf minimalem Niveau zu halten. Der einzige Unterschied zur Basissimulation liegt damit in der Leistungsaufnahme der PTC-Elemente, die unmittelbar nach dem Heizungswärmetauscher im Luftpfad des Klimatisierungssystems angeordnet sind (vgl. Abbildung 3.16).

Tabelle 6.2: Vergleich der Aufheizkonfigurationen mit elektrischer Frontscheibenheizung und luftseitigem PTC-Element im Heizleistungstest (VDA 220)

	P_{PTC}	P_{eFSH}	Luftverteilung	Umluftrate
B	0 W	0 W	Standard	0 %
3	0 W	300 W	Optimiert	50 %
4	300 W	0 W	Standard	0 %
5	<i>Regelung: $T_{\text{IR},5} = T_{\text{IR},3}$</i>	0 W	Standard	0 %

Bei der Aufheizstrategie 4 beträgt die Leistungsaufnahme der PTC-Elemente über die gesamte Zyklusdauer 300 W. Das bedeutet, dass die aufgrund der Klimatisierung zusätzlich aufzuwendende elektrische Energie identisch ist, so dass die zeitlichen Verläufe der Generatorleistung bei den Aufheizstrategien 3 und 4 exakt übereinstimmen. Demnach gilt für die Aufheizstrategie 4:

$$P_{\text{PTC},4} = P_{\text{eFSH},3} \quad (6.1)$$

Bei der Aufheizstrategie 5 hingegen soll die Bedingung gleichen thermischen Komforts erfüllt werden, indem die zeitlichen Verläufe der Innenraumtemperatur bei Aufheizstrategie 3 und 5 deckungsgleich sind. Demnach gilt mit Einführung der Aufheizstrategie 5 folgender Zusammenhang:

$$T_{\text{IR},5}(t) = T_{\text{IR},3}(t) \quad (6.2)$$

Damit die in Gleichung 6.2 geforderte Bedingung über den gesamten Zyklus erfüllt werden kann, wird ein geschlossener Regelkreis (PID-Regler in Parallelschaltung) entwickelt und im virtuellen Klimatisierungssteuergerät implementiert. In diesem Zusammenhang stellt die Differenz aus Soll- und Ist-Innenraumtemperatur die Regelgröße dar, wobei die elektrische Leistungsaufnahme der PTC-Elemente $P_{\text{PTC}}(t)$ die Stellgröße repräsentiert. Hierzu zeigt Abbildung 6.10 den zusätzlichen elektrischen Energiebedarf bei den Aufheizstrategien 3, 4 und 5 für den zugrunde gelegten Zyklus. Die

elektrische Leistungsaufnahme der elektrisch beheizten Frontscheibe (Strategie 3) und der PTC-Elemente in Strategie 4 sind gemäß Gleichung 6.1 identisch und liegen bei 300 W. Damit die Bedingung aus Gleichung 6.2 nicht verletzt wird, wird in Aufheizstrategie 5 die Leistungsaufnahme der PTC-Elemente durch den PID-Regler erhöht. Am Ende des 30-minütigen Zyklus beträgt die elektrische Leistungsaufnahme 1794 W.

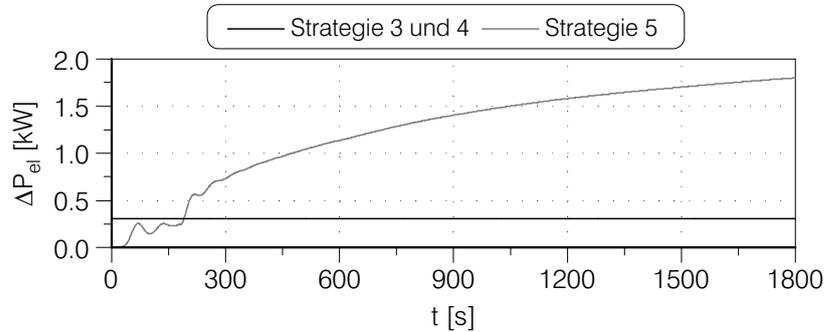


Abbildung 6.10: Zusätzlicher elektrischer Energiebedarf bei den **Aufheizstrategien 3, 4** und **5** im Heizleistungstest (VDA 220)

Abbildung 6.11 zeigt die Temperaturentwicklung im Fahrzeuginnenraum für die Aufheizstrategien mit elektrischer Frontscheibenheizung sowie luftseitigem PTC-Element im Vergleich zur Basissimulation. Gemäß Gleichung 6.2 sind die Innenraumtemperaturverläufe der Aufheizstrategien 3 und 5 identisch. Zu Beginn des Heizleistungstests ist die Innenraumtemperatur beim Einsatz des luftseitigen PTC-Zuheizers in Strategie 4 im Vergleich zu den Strategien 3 und 5 sowie der Basissimulation höher. Das

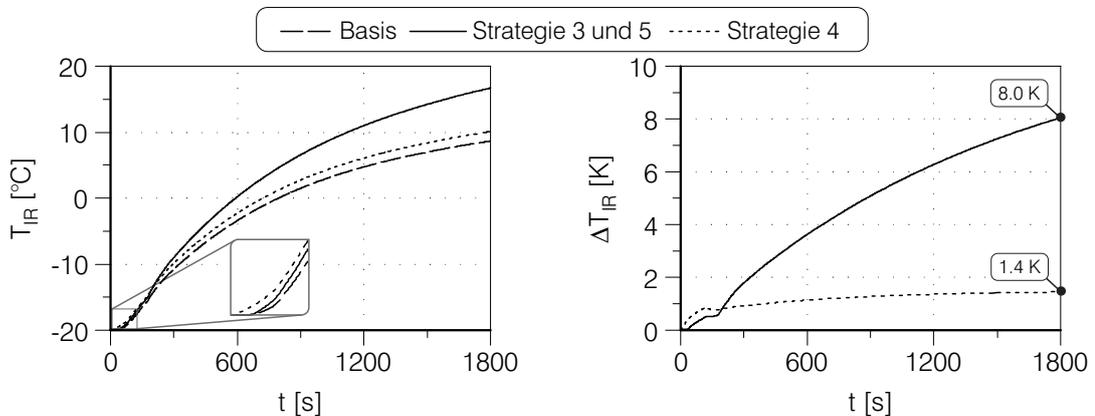


Abbildung 6.11: Temperaturentwicklung im Fahrzeuginnenraum bei Einsatz einer elektrischen Frontscheibenheizung verglichen mit einer energieäquivalenten Bestromung eines luftseitigen PTC-Zuheizers

thermische Gesamtfahrzeugmodell bildet damit die Tatsache ab, dass es sowohl im Kühlkreislauf als auch im Klimatisierungspfad thermische Trägheiten gibt. Beim Einsatz einer luftseitigen Zuheizung kann jedoch sehr schnell die kalte Umgebungsluft

erwärmt und über die luftführenden Kanäle dem Innenraum zugeführt werden. Nach 30 Minuten wird mit der Strategie 3 bzw. 5 eine um 8.0 K höhere Innenraumtemperatur im Vergleich zur Basis erreicht. Beim Einsatz der luftseitigen PTC-Zuheizung mit einer konstanten elektrischen Leistung von 300 W beträgt der Temperaturvorteil nur 1.4 K. Demnach beträgt der Innenraumtemperaturunterschied zwischen Strategie 3 und 4 trotz gleicher Zusatzlast des Generators 6.6 K.

Mit Blick auf die übertragenen Wärmeströme beider Heizungswärmetauscher wird deutlich, dass die insgesamt vom Kühlmittel abgegebene Wärmemenge beim Betrieb mit PTC-Zuheizer in Aufheizstrategie 4 höher ist im Vergleich zu Strategie 3. Hierzu zeigt Abbildung 6.12 die Differenzen der an beiden Heizungswärmetauschern übertragenen Wärmeströme. Die Ursache für die gezeigten Verläufe bei aktiver elektrischer Frontscheibenheizung wurde bereits in Kapitel 6.1.1 diskutiert. Bei der Aufheizstrategie 4 hingegen arbeitet das vordere Klimagerät im Frischluftbetrieb. Der leicht erhöhte Wärmestrom von 47 W resultiert demnach zum größten Teil aus der gestiegenen Motorlast. Die Tatsache, dass nach 30 Minuten am hinteren Wärmetauscher 16 W weniger übertragen werden, kann auf die leicht gestiegene Innenraumtemperatur zurückgeführt werden, die nach Abzug der Wärmeverluste im umluftführenden Kanal der Lufttrittstemperatur in den hinteren Wärmetauscher entspricht. Bei Aufheizstrategie 5 ist die PTC-Leistung deutlich höher im Vergleich zu Aufheizstrategie 4, da die zu erreichende Innenraumtemperatur höher ist. Demnach steigt die Generatorlast und schließ-

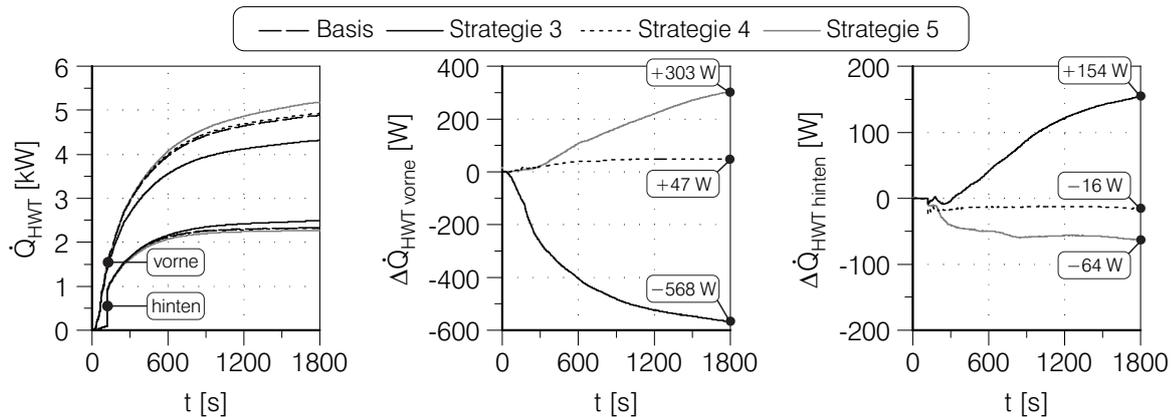


Abbildung 6.12: Übertragener Wärmestrom am vorderen und hinteren Heizungswärmetauscher bei Einsatz einer elektrischen Frontscheibenheizung verglichen mit Aufheizstrategien unter Einsatz luftseitiger PTC-Elemente

lich der innere Mitteldruck, was zu höheren Wandwärmeströmen und Abgastemperaturen führt und somit der Wärmeeintrag in das Kühlmittel steigt. Aus diesem Grund wird im Vergleich zur Basissimulation nach 30 Minuten ein um 303 W höherer Wärmestrom am vorderen Heizungswärmetauscher übertragen. Aufgrund der insgesamt sinkenden Eintrittstemperaturdifferenz am hinteren Heizungswärmetauscher sinkt an dieser Stelle der übertragene Wärmestrom geringfügig.

In Abbildung 6.13 sind die Vorlauftemperaturen des Kühlmittels im Heizungskreis dargestellt. Die zusätzliche Motorlast bewirkt in Kombination mit der insgesamt leicht erhöhten Wärmeabnahme an den Heizungswärmetauschern eine um 0.7 K höhere Vorlauftemperatur beim Einsatz des PTC-Zuheizers mit konstanter Leistungsaufnahme von 300 W. Bei der Aufheizstrategie 5 steigt die Kühlmitteltemperatur im Vorlauf des Heizungswärmetauschers aufgrund der noch höheren PTC-Leistung um bis zu 4.3 K. Berücksichtigt man zusätzlich die Differenz in der Vorlauftemperatur zwischen den

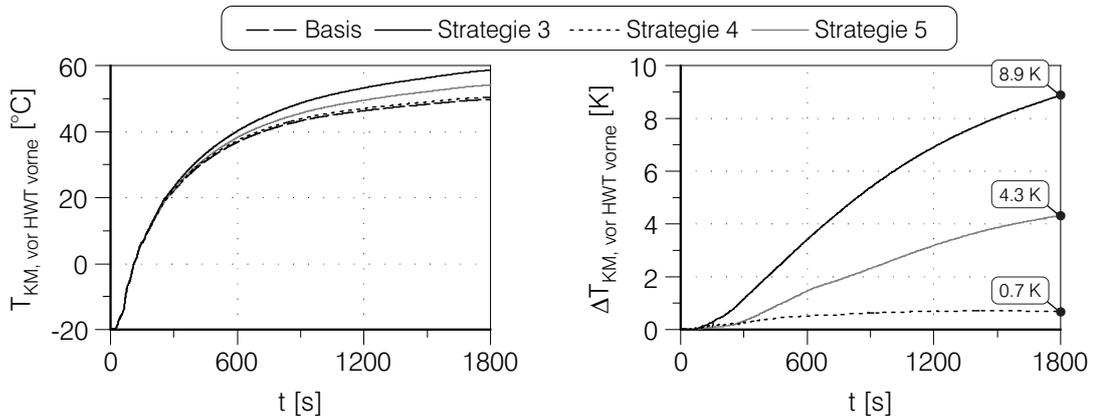


Abbildung 6.13: Temperaturentwicklung des Kühlmittels im Vorlauf des vorderen Heizungswärmetauschers bei Einsatz einer elektrischen Frontscheibenheizung verglichen mit Aufheizstrategien unter Einsatz luftseitiger PTC-Elemente

beiden Aufheizstrategien 3, 4 und 5, wird deutlich, dass das Motortemperaturniveau insgesamt schneller ansteigt, wenn die Innenraumaufheizung mit optimierter Luftverteilung und Teilumluft betrieben wird.

Insgesamt ergibt sich bei Aufheizstrategie 3 ein Kraftstoffverbrauchsnachteil von 1.11 %, der sich beim Einsatz einer luftseitigen Zuheizung (Strategie 4) auf 1.77 % verschlechtert, wie in Abbildung 6.14 zu sehen ist. Dabei ist der Verbrauchsunterschied zwischen Aufheizstrategie 3 und 4 auf das unterschiedliche Warmlaufverhalten und den damit einhergehenden Unterschieden in der Entwicklung der Reibleistung zurückzuführen. Obwohl die Leistungsaufnahme des Generators um den gleichen Betrag erhöht wird, ergibt sich demnach für die Aufheizstrategie 3 im Vergleich zur Aufheizstrategie 4 ein um 0.66 %-Punkte geringerer Kraftstoffverbrauch bei einer gleichzeitig um 6.6 K höheren Innenraumtemperatur nach der 30-minütigen 50 km/h-Konstantfahrt im Heizleistungstest VDA 220. Der Kraftstoffmeherverbrauch bei Aufheizstrategie 5 beträgt 9.12 %. Diese Tatsache ist hauptsächlich auf die zusätzliche elektrische Last der PTC-Elemente zurückzuführen, was insbesondere beim Durchfahren schwachlastiger Zyklen zu größeren Auswirkungen hinsichtlich der relativen Änderung des Kraftstoffverbrauchs führt. Gleichzeitig kann im Hinblick auf die virtuelle Vorauslegung energieeffizienter Aufheizstrategien festgehalten werden, dass unter der Bedingung gleichen

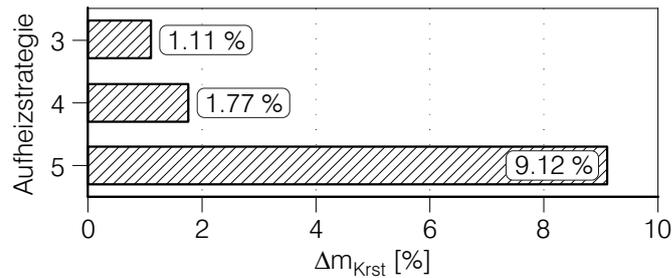


Abbildung 6.14: Kraftstoffmehrverbrauch der **Aufheizstrategien 3, 4 und 5** im Heizleistungstest (VDA 220)

thermischen Komforts bei einem Warmlauf aus -20°C der Kraftstoffverbrauch im VDA 220 unter Einsatz einer elektrischen Frontscheibenheizung mit geänderter Luftverteilung und Teilumluftstrategie von einem Mehrverbrauch von 9.12 % auf 1.11 % um 8.01 %-Punkte gesenkt werden kann.

6.1.3 Autarke Bewertung der elektrischen Frontscheibenheizung

Bei den bislang gezeigten Untersuchungen verschiedener Aufheizstrategien, sei es mit einer Frontscheibenheizung oder mit einer luftseitigen Zuheizmaßnahme, war ausnahmslos eine Interaktion mit dem Motorkühlkreislauf zu erkennen. Zum einen führt eine Erhöhung der Leistungsaufnahme des Generators zu einer Betriebspunktverschiebung des Verbrennungsmotors, zum anderen hat der Teilumluftbetrieb am vorderen Klimagerät Auswirkungen auf die Eintrittstemperaturdifferenz am Heizungswärmetauscher. Dies wiederum beeinflusst den übertragenen Wärmestrom, so dass sich andere Kühlmittelaustrittstemperaturen am Heizungswärmetauscher ergeben, die einen maßgeblichen Einfluss auf das Warmlaufverhalten des Verbrennungsmotors haben. Dieser Effekt kann bei einem 4-zonigen Klimatisierungssystem auch dann zum Tragen kommen, wenn sich das vordere Klimagerät stets im Frischluftbetrieb befindet, jedoch Maßnahmen im Innenraum (Wärmeisolierung, Änderungen der Luftführung, etc.) bewertet werden sollen, die eine Veränderung der Temperaturentwicklung bewirken. Da sich das hintere Klimagerät stets im Umluftbetrieb befindet, führt eine Änderung der angesaugten Innenraumtemperatur stets zu einer Veränderung der Wärmeabgabe des Kühlmittels und damit zu einer Verschiebung des Motortemperaturniveaus. Die aufgeführten Zusammenhänge lassen erahnen, dass eine autarke Bewertung einzelner Systeme insbesondere hinsichtlich Maßnahmen, die den Wärmehaushalt eines Fahrzeugs betreffen, kaum sinnvoll ist. Untersucht wurde dies bislang jedoch nicht.

Aus diesem Grund werden in diesem Abschnitt die Auswirkungen einer autarken Bewertung von Maßnahmen, die das Warmlaufverhalten des Fahrzeugs beeinflussen, analysiert und mit den Ergebnissen verglichen, die im Rahmen einer ganzheitlichen Co-

Simulation generiert wurden. Dazu wird das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte und in Kapitel 3.7 vorgestellte Modell des Klimatisierungspfades und Fahrzeuginnenraums zugrunde gelegt. Die physikalische Beschreibung innerhalb des Systems bleibt unangetastet, jedoch werden die Modelleintrittsgrößen von der Co-Simulationsplattform entkoppelt. Stattdessen erfolgt die Vorgabe der Zustandsvektoren (T, p, φ) sowie der Kühlmittelmassenströme vor beiden Heizungswärmetauschern, Umgebungsbedingungen, Fahrzeuggeschwindigkeit, Gebläse- und Luftklappensteuerungen manuell. Die aufgezählten Randbedingungen werden im Folgenden der Basissimulation entnommen. Im industriellen Entwicklungsumfeld könnte man auf die Basismessung zurückgreifen, sofern diese für das zu untersuchende Fahrzeug bereits experimentell ermittelt wurde. Aufgrund der sehr guten Übereinstimmung der Basissimulation mit der im Klimawindkanal durchgeführten Fahrzeugmessung (vgl. Kapitel 4.3), wird zugunsten einer besseren Vergleichsgrundlage auf die Simulationsergebnisse zurückgegriffen.

Ausgehend von der Vorgabe der Simulationsergebnisse, die für den Basiszustand ermittelt wurden, soll die Aufheizstrategie 3 (vgl. **B** und **3** in Tabelle 6.1) im Rahmen einer autarken Betrachtung des Innenraummodells untersucht werden. Dazu wird die elektrische Last von 300 W als Parameter vorgegeben. Gleiches gilt für die Vorgabe der Luftverteilung im Innenraum sowie der Umluftklappenposition zur Darstellung der Umluftrate von 50 %.

Hierzu zeigt Abbildung 6.15 die berechneten Temperaturverläufe im Fahrzeuginnenraum für die unterschiedlichen Simulationmethoden. Der Temperaturverlauf, der sich

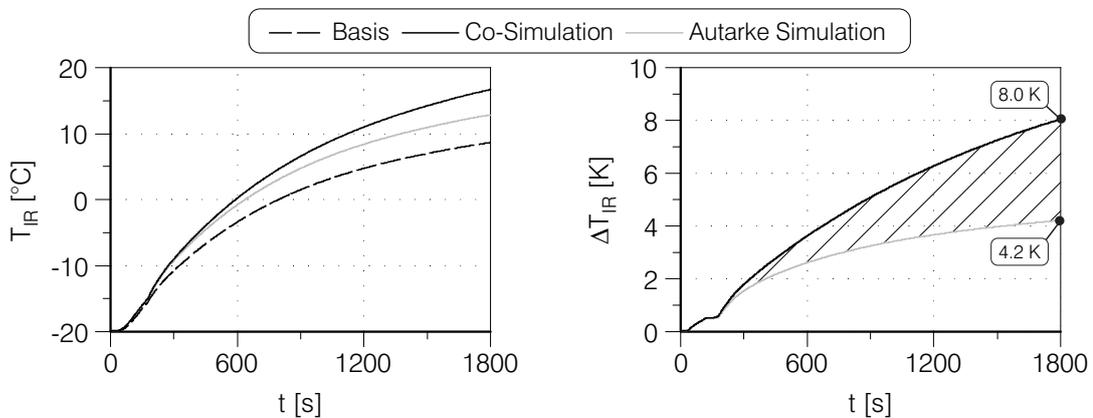


Abbildung 6.15: Temperaturentwicklung im Fahrzeuginnenraum als Ergebnis einer ganzheitlichen Co-Simulation verglichen mit einer autarken Betrachtung des Systems *Fahrzeuginnenraum*

infolge einer ganzheitlichen Betrachtung im Rahmen einer Co-Simulation ergibt und nach 30 Minuten eine Temperaturerhöhung von 8.0 K im Vergleich zum Basiszustand aufweist, ist bereits aus Abbildung 6.1 bekannt. Bei einer von den benachbarten Systemen isolierten Betrachtung der Fahrzeugklimatisierung ergibt sich eine Innenraum-

temperatur, die 4.2 K oberhalb der Temperatur aus der Basissimulation liegt. Die schraffierte Fläche zwischen den berechneten Temperaturdifferenzen zeigt, dass der Fehler kontinuierlich ansteigt, bis dieser nach 30 Minuten 3.8 K beträgt.

Die Ursache für einen Fehler dieser Größenordnung bei der Berechnung der Innenraumtemperatur kann nur mit eklatanten Unterschieden der berechneten zu- oder abgeführten Wärmemengen begründet werden. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 6.16 die übertragenen Wärmeströme sowie deren Differenzen zur Basissimulation an beiden Heizungswärmetauschern. Es wird deutlich, dass im Rahmen einer autarken Betrachtung des Innenraummodells ohne Berücksichtigung jeglicher Rückkopplungen mit dem Motorkühlkreislauf die Wärmeübertragung am vorderen Wärmetauscher zu gering bewertet wird. Dabei steigt die Differenz zum Wärmestromverlauf im Vergleich zur Co-Simulation kontinuierlich an. Dies liegt maßgeblich darin begründet, dass die

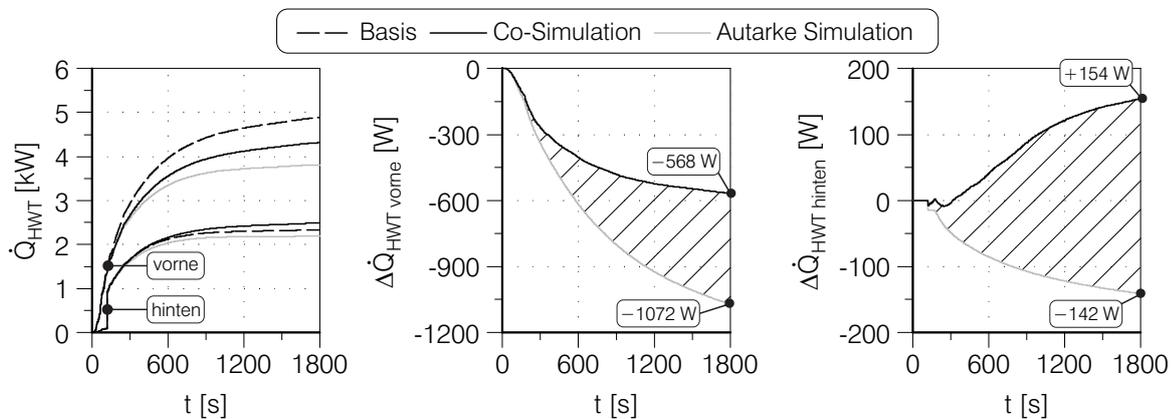


Abbildung 6.16: Übertragener Wärmestrom am vorderen und hinteren Heizungswärmetauscher als Ergebnis einer ganzheitlichen Co-Simulation verglichen mit einer autarken Betrachtung des Systems *Fahrzeuginnenraum*

Vorlauftemperaturen des Kühlmittels im Heizkreis zu gering sind. Das Defizit in der Vorlauftemperatur des Kühlmittels entspricht dabei exakt der im rechten Diagramm der Abbildung 6.3 dargestellten Temperaturdifferenz der Aufheizstrategie 3, da bei der autarken Bewertung die Kühlmittelvorlauftemperatur der Basissimulation zugrunde gelegt werden muss. Somit finden jegliche Informationen, die aufgrund der Interaktion zwischen der Wärmeabnahme am Heizungswärmetauscher und dem Wärmeeintrag in das Kühlmittel durch den Verbrennungsmotor auftreten, keine Berücksichtigung. Die Tatsache, dass die Teilumluftstrategie höhere Lufteintrittstemperaturen in den vorderen Heizungswärmetauscher bedingt und dadurch dem Kühlmittel weniger Wärme entzogen wird, was wiederum zu steigenden Kühlmittelvorlauftemperaturen führt, kann demnach nicht abgebildet werden. Die Gründe für eine im Vergleich zur Basissimulation erhöhte Wärmeübertragung am hinteren Wärmetauscher wurden bereits in Kapitel 6.1.1 diskutiert, wobei diese Ergebnisse im Rahmen einer Co-Simulation erzielt

wurden. Da bei der autarken Bewertung neben der Vorgabe der Kühlmittleintrittstemperatur des hinteren Heizungswärmetauscher auch der Kühlmittelmassenstrom vorgegeben wurde, kann ein thermischer Einfluss auf die Kühlkreislaufhydraulik im hinteren Heizungskreis ausgeschlossen werden. Unter Einbeziehung dieser Randbedingung ist ausschließlich die Änderung der Innenraumtemperatur für eine reduzierte Wärmeübertragung am hinteren Heizungswärmetauscher verantwortlich. Das hintere Gebläse saugt stets Luft aus dem Innenraum an, was bei gleichbleibenden Kühlmittelvorlauftemperaturen und schneller ansteigenden Innenraumtemperaturen zu einer sinkenden Eintrittstemperaturdifferenz am hinteren Heizungswärmetauscher führt.

Diese Untersuchung zeigt deutlich, dass aufgrund der engen Vernetzung und ständigen Interaktion aller im Fahrzeug beteiligten Systeme eine von den benachbarten Systemen isolierte Bewertung einzelner Systeme nicht sinnvoll ist. Darüber hinaus ist in vielen Fällen nicht erkennbar, ob eine autarke Simulation die Effekte einer untersuchten Maßnahme über- oder unterbewertet oder gar Interaktionen mit benachbarten thermischen Systemen zu einer Neutralisierung potentieller CO₂-Reduktionsmaßnahmen führen. So würde in dem betrachteten Fall ohne Berücksichtigung des Gesamtsystems die berechnete Innenraumtemperatur zu gering prognostiziert. Andererseits würde bei einer anschließenden Analyse des Kraftstoffverbrauchsvorteils dieser zu hoch eingestuft, da die abgenommenen Wärmemengen am Heizungswärmetauscher im Rahmen einer autarken Bewertung zu niedrig berechnet würden, was zu einer zusätzlichen, nicht nachweisbaren Verkürzung der Warmlaufdauer und damit schnelleren Reduktion des Reibmitteldrucks führen würde.

6.2 Wärmespeichersystem

Durch den Einsatz eines Wärmespeichersystems im Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors besteht die Möglichkeit einer bedarfsgerechten¹ Wärmezufuhr. Als Folge ergibt sich eine beschleunigte Aufheizung des Verbrennungsmotors, die mit Blick auf Abbildung 1.1 zu einer Reduzierung des Kaltstartmehrverbrauchs führt. Im Rahmen der folgenden Untersuchungen wird das Ziel verfolgt, die möglichen Vorteile eines Wärmespeichersystems hinsichtlich des Aufheizverhaltens und Kraftstoffverbrauchs zu quantifizieren. Aus diesem Grund wird das Kühlkreislaufmodell um einen Wärmespeicher sowie zusätzlich benötigte Verschlauchungen ergänzt. Dies geht mit einer Erhöhung des Kühlkreislaufvolumens um 1508 cm³ einher. Darüber hinaus wird infolge der Integration des Wärmespeichersystems eine Anhebung der Fahrzeuggesamtmasse um 15 kg angenommen, die bei der Berechnung der Radantriebsleistung (vgl. Kapitel 3.8) entsprechend berücksichtigt wird.

¹Die Bezeichnung *bedarfsgerecht* bezieht sich in diesem Zusammenhang nicht nur auf den zeitlichen Verlauf, sondern auch auf die Position der Wärmezufuhr innerhalb des Kühlkreislaufs, sofern entsprechende Ventile im Kühlkreislauf vorgesehen werden.

Angelehnt an Abbildung 4.1 ist die Position des Wärmespeichersystems im hydraulischen Kühlkreislaufmodell identisch mit jener des Hochvolt-PTC im Versuchsfahrzeug. Ist im Rahmen der numerischen Untersuchungen der Wärmespeicher aktiv, leitet das Ventil vor dem Wärmespeichersystem den gesamten Kühlmittelmassenstrom ($\dot{m}_{KM,HWT} + \dot{m}_{KM,HWTF} + \dot{m}_{GÖK}$) durch den Wärmespeicher. Das Ventil nach dem Wärmespeichersystem ist so gestellt, dass sich der Kühlmittelstrom mit dem Rücklauf vom Abgasrückführungskühler vermischt und von der Wasserpumpe angesaugt wird.

6.2.1 Untersuchung verschiedener Aufheizstrategien

Im Rahmen der Untersuchungen eines Wärmespeichersystems werden in diesem Kapitel verschiedene Aufheizstrategien untereinander bewertet, die jedoch wesentliche Randbedingungen gemein haben. So wird für die Simulationen der IRFZ (vgl. Kapitel 4.2) als Fahrprofil zugrunde gelegt. Des Weiteren wird das thermische Gesamtfahrzeugmodell auf die Umgebungstemperatur von $+20^\circ\text{C}$ initialisiert. Bei der Basissimulation, bei der kein zusätzlicher Wärmeeintrag in den Kühlkreislauf über das Wärmespeichersystem berücksichtigt wird, erfolgt von Beginn der Thermostatöffnung bis zum Ende des Zyklus eine Wärmeabnahme von 862 kJ über den Hauptwasserkühler. Es folgt die Annahme, dass nach einem mehrstündigen Abstellen des Fahrzeugs bis zum wiederholten Durchfahren des gleichen Zyklus dem Kühlkreislauf 600 kJ zur Verfügung gestellt werden können. Im Niedertemperaturbereich (Phasenumwandlungstemperatur $< 89^\circ\text{C}$) entspricht dieses Speichervermögen nach heutigem Stand der Forschung [56] einem Latentwärmespeicher mit nicht toxischen Salzhydraten geringer Korrosivität (z. B. Natriumhydroxid-Monohydrat, Natriumacetat-Trihydrat oder Gemische von Magnesiumnitrat-Hexahydrat und Magnesiumchlorid-Hexahydrat) mit einer Masse von $2.2 - 3.7\text{ kg}$ bzw. Volumen von $1.1 - 2.9\text{ dm}^3$. Bezogen auf das Speichervermögen sensibler Wärme des Kühlmittels ist dies energieäquivalent zu einer Kühlmittelmasse von 2.7 kg bzw. zu einem Kühlmittelvolumen von 2.6 dm^3 mit einem Temperaturunterschied zur Umgebung von 60 K . Untersuchungen in [23] haben für Kühlmittel-Wärmespeicher dieses Volumens gezeigt, dass die Temperaturabsenkung des Kühlmittels bei einem abgestellten Fahrzeug nach 8 Stunden etwa 10 K beträgt.

Der zeitliche Verlauf dieser Wärmezufuhr sowie deren Auswirkungen auf das Gesamtsystem sollen im Rahmen dieser Untersuchungen näher betrachtet werden. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 6.17 vier synthetische Wärmestromprofile, deren Gesamtenergiezufuhr jeweils 600 kJ beträgt. Die Wärmestromprofile sind dadurch charakterisiert, dass die Änderung des Wärmestroms $\frac{d\dot{Q}_{WSS}}{dt} = 0.1\text{ kW/s}$ zu Beginn der Zuheizung identisch ist, jedoch die jeweiligen maximalen Wärmeströme \dot{Q}_{max} sich unterscheiden und auf $1, 2, 4, \text{ und } 8\text{ kW}$ begrenzt werden. Dementsprechend ergeben sich

unterschiedliche Zeitpunkte bis zum Erreichen der Gesamtenergiezufuhr, die sich bei den zugrunde gelegten Wärmestromprofilen zu 608, 313, 173 und 121 s ergeben.

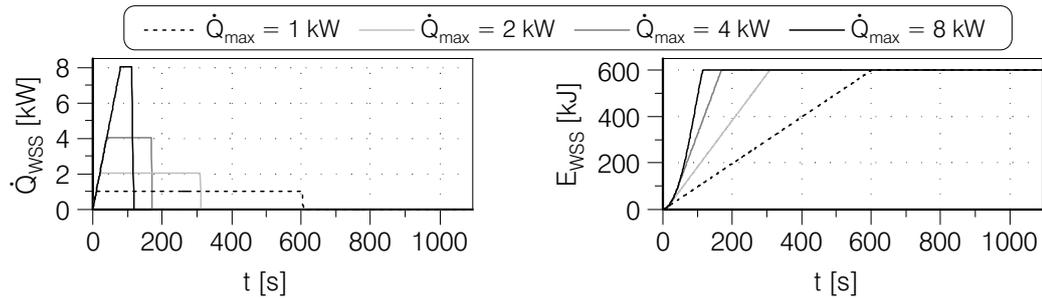


Abbildung 6.17: Leistungszufuhr und integrale Energiezufuhr bei gleicher Gesamtenergiemenge

Berücksichtigt man zusätzlich die Tatsache, dass aufgrund der schnelleren Aufheizung, die grundsätzlich bei allen vier Aufheizstrategien zu erwarten ist, eine Verringerung der Motorlast eintritt, verändert sich die Differenz der insgesamt zu- und abgeführten Wärmemengen, mit denen das Gesamtsystem beaufschlagt wird. Dazu zeigt Abbildung 6.18 die resultierende zusätzliche Wärmezufuhr, die das System im Vergleich zur Basissimulation erfährt, wenn die über das Wärmespeichersystem eingebrachte Energiemenge von 600 kJ um folgende Änderungen in der Energiebilanz reduziert wird:

- Reduzierter Wandwärmestrom aufgrund sinkender Motorlast
- Reduzierter Wärmeaustausch zwischen Abgas und Auslasskanal aufgrund sinkender Motorlast und damit sinkenden Abgastemperaturen
- Erhöhte Konvektionsverluste an der Oberfläche des Verbrennungsmotors aufgrund beschleunigter Aufheizung

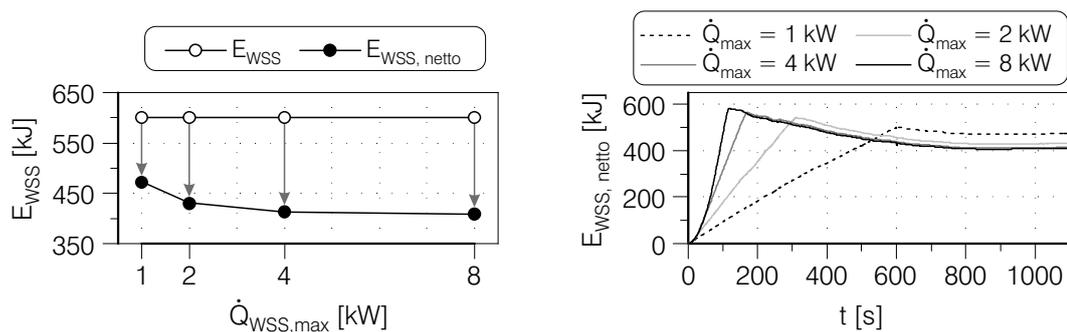


Abbildung 6.18: Energiezufuhr verschiedener Aufheizstrategien unter Berücksichtigung veränderter Wandwärmeströme, Wärmeaustausch im Auslasskanal sowie an der Motoroberfläche

Folglich ergibt sich eine als $E_{WSS,netto}$ bezeichnete Energiezufuhr, die aufgrund der zeitlichen Abfolge der oben beschriebenen Einflüsse in Abhängigkeit von $\dot{Q}_{WSS,max}$ unterschiedliche Endwerte erreicht.

In Abbildung 6.19 sind die Temperaturverläufe des Kühlmittels sowie die Differenzen bezüglich des Temperaturverlaufs der Basissimulation für die verschiedenen Aufheizstrategien über der Zeit dargestellt. Es ist zu erkennen, dass zu Beginn des Zyklus die Temperaturerhöhung mit steigenden maximalen Wärmeströmen des Wärmespeichers zunimmt. Sobald die Wärmestromzufuhr unterbunden ist, sinkt die Kühlmitteltemperaturdifferenz, da zu jedem Zeitpunkt die Energiebilanz erfüllt wird. Als Folge ist zu erkennen, dass die Kühlmitteltemperaturen ab 495 s mit steigenden Werten von $\dot{Q}_{WSS,max}$ geringer werden.

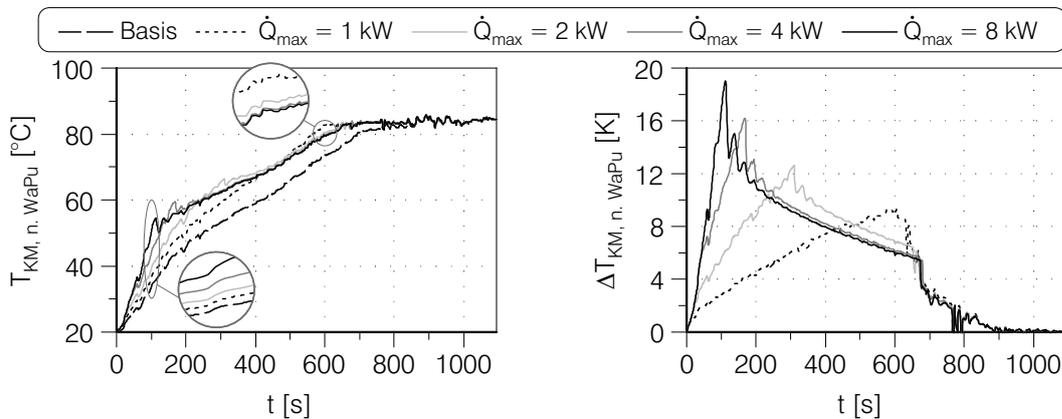


Abbildung 6.19: Kühlmitteltemperaturverlauf für verschiedene Aufheizstrategien und Kühlmitteltemperaturdifferenz im Vergleich zur Basissimulation am Beispiel des IRFZ

Mit großer Ähnlichkeit zum charakteristischen Verlauf der Kühlmitteltemperamentwicklung verhalten sich die Motoröltemperaturen in Abhängigkeit der Aufheizstrategie, wie Abbildung 6.20 zu entnehmen ist. Als Unterschiede seien hier angemerkt, dass einerseits das Niveau der Temperaturerhöhung geringer ausfällt und andererseits diese mit einem zeitlichen Versatz einhergeht. Dies ist dadurch begründet, dass bei der Kühlmitteltemperatur infolge der direkten Wärmezufuhr eine zügigere Resonanz eintritt als bei dem Motoröl, welches primär indirekt aufgrund steigender Motorstrukturtemperaturen seine Temperaturerhöhung erfährt. Diese Tatsache ist insbesondere im Hinblick auf die Auswirkungen bezüglich der Reibleistung des Verbrennungsmotors von Interesse, da diese von den auftretenden Scherspannungen innerhalb des Motoröls und damit von der temperaturabhängigen Viskosität des Motoröls dominiert wird.

Die Auswirkungen der schneller ansteigenden Motortemperatur auf den Reibmittel- druck zeigt Abbildung 6.21 für die verschiedenen Aufheizstrategien. Dargestellt sind

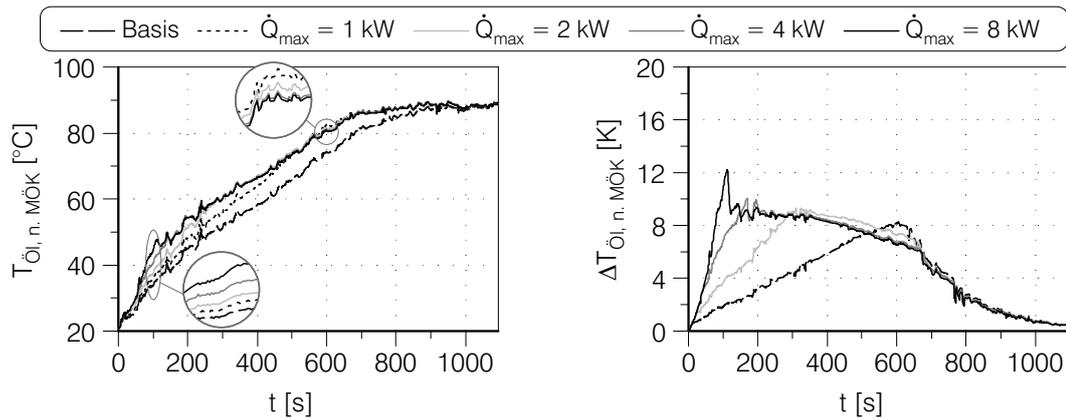


Abbildung 6.20: Motoröltemperaturverlauf für verschiedene Aufheizstrategien und Motoröltemperaturdifferenz im Vergleich zur Basissimulation am Beispiel des IRFZ

sowohl die absoluten Werte als auch die Differenzen, die sich auf die Basissimulation ohne zusätzliche Wärmezufuhr beziehen. Mit steigenden maximalen Wärmeströmen und gleichzeitig kürzeren Zuheizdauern ist eine größere Reduktion des Reibmitteldrucks in der ersten Hälfte des Zyklus zu erkennen. Dieser Effekt kehrt sich nach 545 s um, so dass die Reibleistungsreduktion mit höheren Zuheizdauern bei geringeren Wärmeströmen leicht höher ist. Die Unterschiede der Reibleistungsreduktion zwischen den

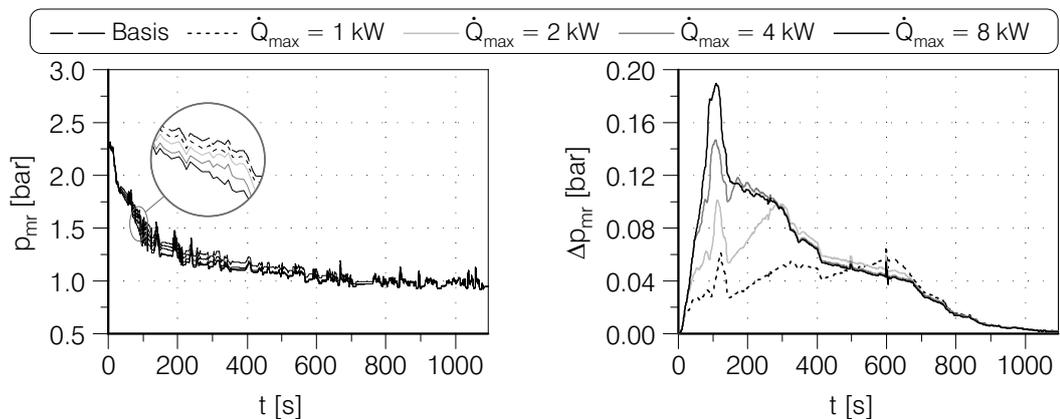


Abbildung 6.21: Einfluss der Aufheizstrategie auf den Reibmitteldruck am Beispiel des IRFZ

jeweiligen Aufheizstrategien steigen zu Beginn des Warmlaufs an und erreichen bei etwa 110 s ihr Maximum. Ab diesem Zeitpunkt nehmen die Unterschiede der Reibleistungsreduktion kontinuierlich mit dem steigenden Temperaturniveau des Motoröls ab. Dieser Sachverhalt hängt maßgeblich damit zusammen, dass identische Temperaturunterschiede bei unterschiedlichen Temperaturniveaus des Motoröls zu unterschiedlichen Viskositätsdifferenzen und schließlich zu unterschiedlichen Differenzen im Reibmittel-

druck führen. Dies ist die Folge des nichtlinearen Verhaltens der Ölviskosität bezüglich der Temperatur und im betrachteten Temperaturbereich stets $\frac{d\eta}{dT} < 0 \wedge \frac{d^2\eta}{dT^2} > 0$ gilt und damit die Temperatursensitivität der Ölviskosität mit steigenden Temperaturen geringer wird.

In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 6.22 den Kraftstoffverbrauchsvorteil über der Zeit sowie die prozentuale Änderung der CO₂-Emissionen für die verschiedenen Aufheizstrategien. Aufgrund der zuvor beschriebenen unterschiedlichen Entwicklungen des Reibmitteldrucks steigt mit größeren Werten von $\dot{Q}_{WSS,max}$ der Kraftstoffverbrauchsvorteil. Der Zeitpunkt der maximalen Kraftstoffverbrauchsreduktion befindet sich bei $t = 836$ s und nimmt von dort an leicht ab. Zu diesem Zeitpunkt ist das Thermostat sowohl bei der Basissimulation als auch bei den untersuchten Aufheizstrategien geöffnet. Das Motortemperaturniveau (vgl. Abbildung 6.19 und 6.20) liegt allerdings noch geringfügig über der Basissimulation ohne integriertem Wärmespeichersystem. Demzufolge wird zu diesem Zeitpunkt in Abbildung 6.21 ein leicht geringerer Reibmitteldruck ausgewiesen. Die Tatsache, dass trotz dieser Beobachtung der momentane Kraftstoffverbrauch bei $t = 836$ s identisch ist und im weiteren Verlauf leicht zunimmt, ist auf die gestiegene Gesamtfahrzeugmasse zurückzuführen, die mit der Integration des Wärmespeichersystems einhergeht.

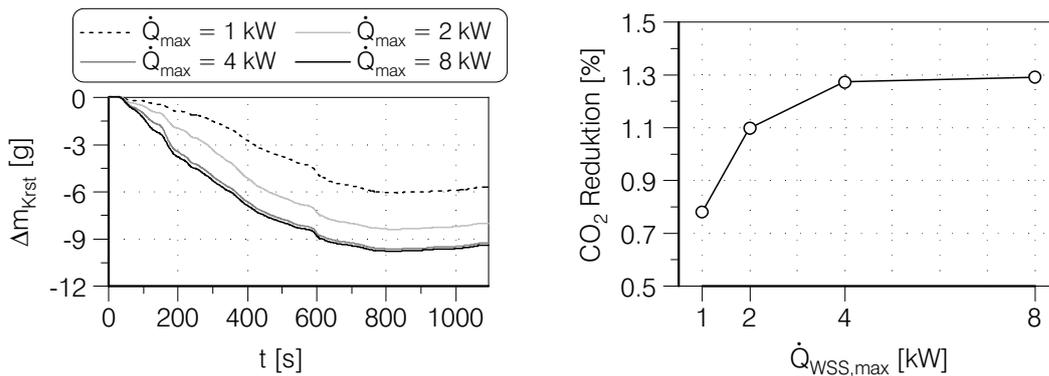


Abbildung 6.22: Einfluss der Aufheizstrategie auf die Kraftstoffverbrauchs- und CO₂-Reduktion am Beispiel des IRFZ

Die über den gesamten innerstädtischen Realfahrzyklus erreichten CO₂-Reduktionspotenziale steigen mit höheren Werten von $\dot{Q}_{WSS,max}$ an. Bei einer maximalen Zuheizrate von 1 kW bis zum Zeitpunkt $t = 608$ s beträgt die CO₂-Reduktion 0,78 %, wohingegen bei der maximalen Zuheizrate von 8 kW über eine Dauer von $t = 121$ s die CO₂-Reduktion mit 1,29 % beziffert werden kann. Unter Anbetracht der Tatsache, dass trotz steigender maximaler Zuheizraten der Netto-Wärmeeintrag in das thermische System abfällt (vgl. Abbildung 6.18) und gleichzeitig ein höheres CO₂-Reduktionspotenzial ausgewiesen werden kann, verdeutlicht, dass nicht nur die insgesamt zugeführte Wär-

me entscheidend ist. Ebenso nimmt der zeitliche Verlauf der Wärmezufuhr eine zentrale Rolle bei der Bewertung der zugrunde gelegten Aufheizstrategien ein.

Darüber hinaus zeigt das rechte Diagramm aus Abbildung 6.22, dass hinsichtlich des CO₂-Reduktionspotenzials nur ein marginaler Unterschied zwischen der Aufheizstrategie $\dot{Q}_{WSS,max} = 4 \text{ kW}$ und $\dot{Q}_{WSS,max} = 8 \text{ kW}$ feststellbar ist. Zwar zeigt Abbildung 6.21 zu Beginn des Zyklus mit höheren Zuheizraten eine ausgeprägtere Reduktion des Reibmitteldrucks, jedoch übersteigt die Aufheizstrategie mit einer maximalen Aufheizrate von 4 kW das Motortemperaturniveau, das mit einer maximalen Aufheizrate von 8 kW erreicht wird, so dass ab $t = 166 \text{ s}$ bis zum Ende des Zyklus der Reibmitteldruck im Vergleich zur Simulation mit $\dot{Q}_{WSS,max} = 8 \text{ kW}$ geringfügig geringer ist. Der maximal erzielbare Kraftstoffverbrauchsvorteil bei den zugrunde gelegten Umgebungsbedingungen und dem Fahrzyklus ist damit identifiziert.

Diese Ausführungen unterstreichen die Notwendigkeit einer simultanen Berechnung aller relevanten Systeme im Fahrzeug, da vorab nicht unmittelbar ersichtlich ist, welchen Einfluss die Interaktion zwischen den beteiligten Systemen bei der Bewertung einzelner Thermomanagementmaßnahmen hat. Die Methode der Co-Simulation erfüllt dabei die Anforderungen zur Bewertung des instationären Verhaltens thermischer Systeme.

6.2.2 Einfluss des Fahrzyklus

Die bisherigen Untersuchungen verschiedener Aufheizstrategien basieren auf dem innerstädtischen Realfahrzyklus (IRFZ). In diesem Kapitel erfolgt eine Bewertung des Wärmespeichersystems im NEFZ sowie ein Vergleich mit den Ergebnissen, die innerhalb des IRFZ erzielt wurden. Die Umgebungs- und Fahrzeugstarttemperatur betragen dabei +20 °C. Die gewählte Aufheizstrategie hat eine maximale Zuheizrate von $\dot{Q}_{WSS,max} = 8 \text{ kW}$, wobei die Energieabgabe des Wärmespeichers 600 kJ beträgt. Für diese Aufheizstrategie konnte bereits in Kapitel 6.2.1 das größte Potenzial hinsichtlich der Energieeffizienz nachgewiesen werden.

In Abbildung 6.23 ist der Kühlmitteltemperaturverlauf sowie die Kühlmitteltemperaturdifferenz unter Verwendung des Wärmespeichersystems bezüglich des jeweiligen Fahrzyklus dargestellt. Zunächst kann eine schnellere Aufheizung des Motorkühlmittels im IRFZ im Vergleich zum NEFZ festgestellt werden. Unter Berücksichtigung von Tabelle 4.1 sowie Abbildung 4.3, aus der ersichtlich wird, dass es sich beim IRFZ um einen dynamischeren Fahrzyklus handelt, ist das unterschiedliche Aufheizverhalten beider Fahrzyklen erklärbar. Ein erhöhter Wärmeeintrag über die Brennraumwände und Auslasskanäle aufgrund höherer Motorlasten sowie ein erhöhter Wärmeeintrag infolge der gestiegenen Reibung aufgrund höherer Motordrehzahlen tragen dabei wesentlich zu einer beschleunigten Aufheizung bei. Die Änderung der Kühlmitteltemperatur am Austritt der Wasserpumpe unter Einsatz eines Wärmespeichers ist bis zum

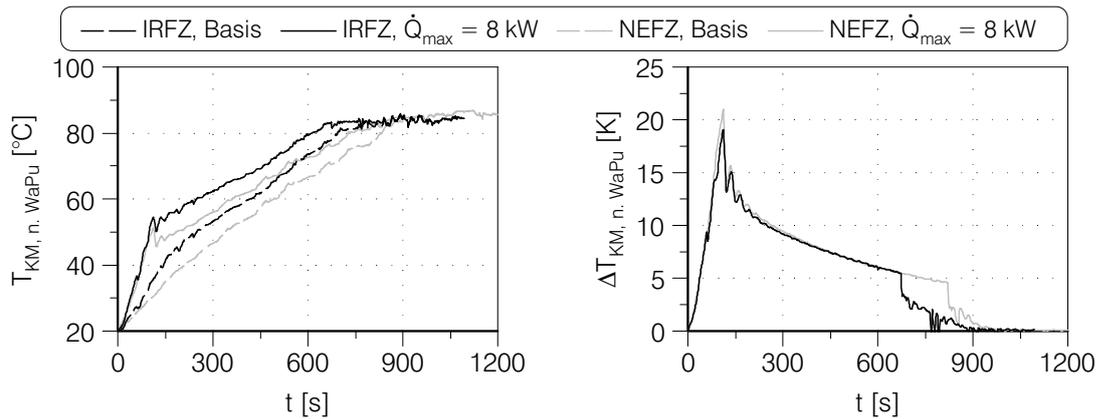


Abbildung 6.23: Kühlmittemperaturverlauf für verschiedene Fahrzyklen und Kühlmittemperaturdifferenzen im Vergleich zur jeweiligen Basissimulation

Zeitpunkt der Thermostatöffnung nahezu identisch. Die Tatsache, dass bei gleicher Wärmezufuhr jedoch unterschiedlichen Kühlmittelvolumenströmen durch das Wärmespeichersystem die Austrittstemperaturen unterschiedlich sind, ist nach weiteren turbulenten Quervermischungen des Kühlmittels aus anderen Teilen des Kühlkreislaufs bis zum Austritt an der Wasserpumpe kaum feststellbar. Der zusätzliche Wärmeeintrag in den Kühlkreislauf erhöht demnach das Temperaturniveau des Verbrennungsmotors in ähnlichem Maße.

Auswirkungen eines kühlmitteleitigen Wärmespeichersystems auf die Entwicklung der Motoröltemperatur sind vorhanden, jedoch im Vergleich zur Änderung des Kühlmittemperaturverlaufs geringer ausgeprägt (vgl. Kapitel 6.2.1). Den Einfluss des zugrunde gelegten Fahrzyklus auf die Öltemperaturdifferenz zeigt Abbildung 6.24.

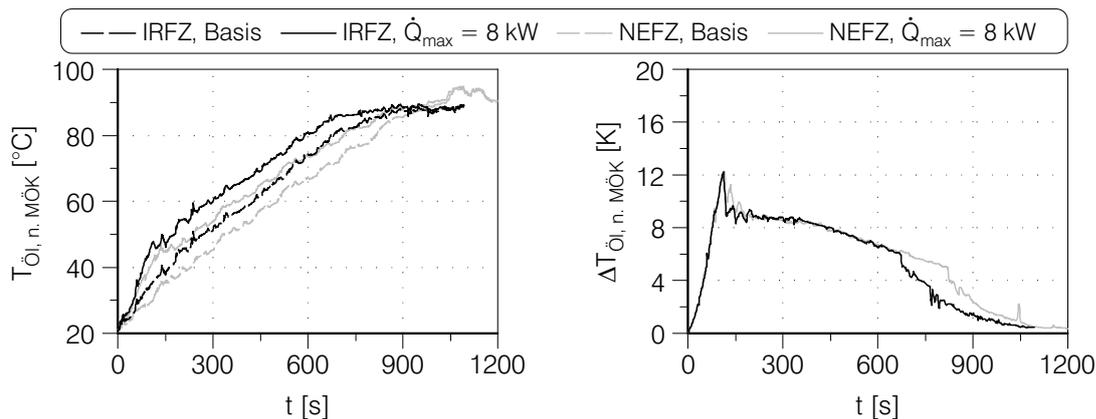


Abbildung 6.24: Motoröltemperaturverlauf für verschiedene Fahrzyklen und Motoröltemperaturdifferenzen im Vergleich zur jeweiligen Basissimulation

Einerseits ist beim IRFZ die Motoröltemperatur über nahezu der gesamten Zyklusdauer höher, verglichen mit den Temperaturverläufen im NEFZ, andererseits zeigt die Entwicklung der Öltemperatur bei der untersuchten Aufheizstrategie nahezu keine Abhängigkeit bezüglich des Fahrzyklus.

Die Auswirkungen des Fahrzyklus und damit einhergehenden unterschiedlichen Entwicklungen der Motoröltemperaturen auf die zeitliche Entwicklung der Reibleistung ist in Abbildung 6.25 dargestellt. Es kann festgehalten werden, dass die absolute Reduktion des Reibmitteldrucks im NEFZ größer ist im Vergleich zum IRFZ, obwohl bis zum Zeitpunkt der Thermostatöffnung nur marginale Unterschiede in den Motoröltemperaturdifferenzen zwischen den beiden Zyklen zu erkennen sind. Die Unterschiede in der Reduktion des Reibmitteldrucks lassen sich jedoch dadurch erklären, dass die Änderungen der Motoröl- und Strukturtemperaturen auf unterschiedlichen Temperaturniveaus festzustellen sind. Eine Temperaturerhöhung auf einem insgesamt geringeren Temperaturniveau, wie sie beim NEFZ im Vergleich zum IRFZ auftreten, führen demnach zu größeren Vorteilen hinsichtlich des Reibmitteldrucks.

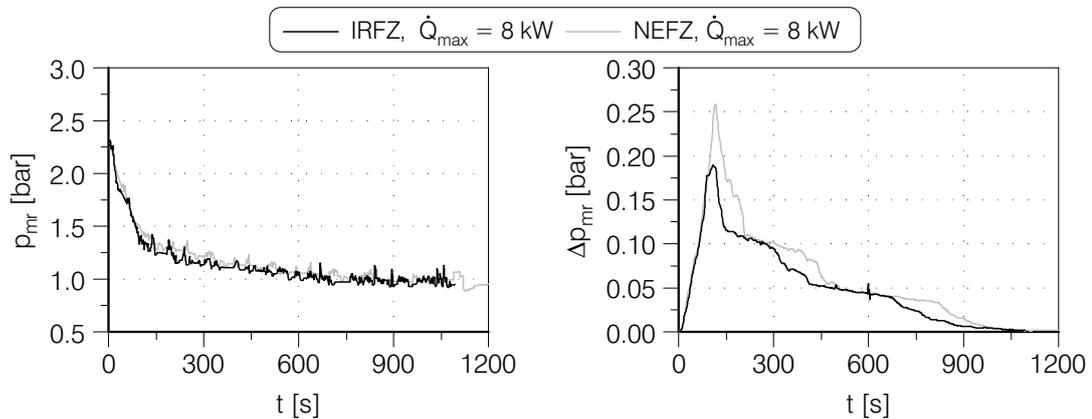


Abbildung 6.25: Einfluss des Fahrzyklus auf den Reibmitteldruck und die Reibmitteldruckdifferenzen zur jeweiligen Basissimulation

Für eine abschließende Bewertung der Abhängigkeit der Energieeffizienz hinsichtlich des Fahrzyklus unter Verwendung eines Wärmespeichersystems zeigt Abbildung 6.26 die absolute Kraftstoffersparnis in beiden Fahrzyklen, bezogen auf die jeweiligen Basissimulationen ohne Wärmespeichersystem sowie die erzielbaren CO_2 -Ersparnisse in Abhängigkeit aller untersuchten Aufheizstrategien. Die bereits festgestellte Reduktion des Reibmitteldrucks ist in den Verläufen der Kraftstoffverbrauchsdifferenz zu erkennen. Die maximale Kraftstoffverbrauchsreduktion tritt beim NEFZ zu späteren Zeitpunkten auf, da die Thermostatöffnung später erfolgt. Aufgrund der insgesamt leicht höheren Fahrwiderstände, die aus der höheren Gesamtfahrzeugmasse resultieren, sinkt der Kraftstoffverbrauchsvorteil im letzten Abschnitt beider Fahrzyklen. Mit Blick auf die über den gesamten Zyklus feststellbare prozentuale CO_2 -Reduktion sind

nur geringfügige Änderungen zwischen beiden Zyklen erkennbar. Am Beispiel der Aufheizstrategie mit $\dot{Q}_{WSS,max} = 8 \text{ kW}$ beträgt die eingesparte Kraftstoffmasse im IRFZ 9.4 g, wohingegen diese im NEFZ einen Wert von 11.3 g annimmt. Die prozentuale CO_2 -Reduktion beträgt im NEFZ aufgrund des insgesamt höheren kumulierten Kraftstoffverbrauchs 1.27% und ist damit verglichen mit der CO_2 -Reduktion im IRFZ, die mit 1.29% beziffert werden kann, auf ähnlichem Niveau. Es fällt auf, dass sich die prozentuale CO_2 -Reduktion beider Zyklen bei der Aufheizstrategie mit $\dot{Q}_{WSS,max} = 4 \text{ kW}$ unterscheiden, wohingegen die Unterschiede bei den restlichen drei Aufheizstrategien marginal sind. Eine genauere Analyse dieser Tatsache führt zu dem Ergebnis, dass im NEFZ bei dieser Aufheizstrategie der asymptotische Endwert des maximalen Einsparpotenzials noch nicht erreicht ist. Dies liegt darin begründet, dass die Reibleistungsreduktion bei höheren Zuheizraten (8 kW) zu Beginn des NEFZ im Vergleich zu einer länger anhaltenden Zuheizrate bei 4 kW dominiert. Da sich der Verbrennungsmotor beim Durchfahren des NEFZ während der Aufheizphase stets auf einem geringeren Temperaturniveau verglichen mit dem IRFZ befindet, kann insbesondere zu Beginn des Zyklus von höheren Zuheizraten und damit höheren Motoröl- und Strukturtemperaturen profitiert werden.

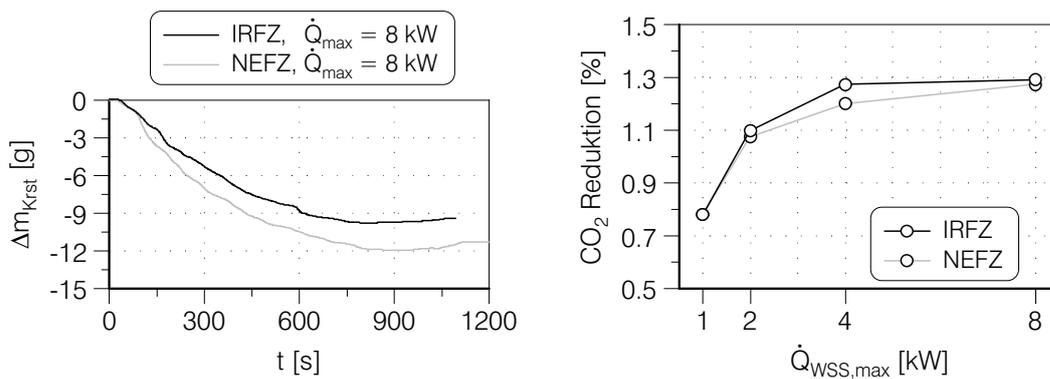


Abbildung 6.26: Einfluss des Fahrzyklus auf die Kraftstoffverbrauchs- und CO_2 -Reduktion

Abschließend kann festgehalten werden, dass die erreichbaren Vorteile hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrades nur geringfügig von den im Rahmen dieser Arbeit zugrunde gelegten Fahrzyklen abhängig sind. Eine absolute Betrachtung der insgesamt eingesparten Kraftstoffmasse führt jedoch zu dem Ergebniss, dass diese im NEFZ um 20% höher ist im Vergleich zum IRFZ.

6.2.3 Einfluss der Starttemperatur

In den vorherigen Kapiteln wurde der Einfluss verschiedener Aufheizstrategien sowie Fahrzyklen auf das Aufheizverhalten und die Energieeffizienz durch den Einsatz eines

Wärmespeichersystems untersucht. Sämtliche Untersuchungen hatten dabei gemein, dass sie unter identischen Umgebungsbedingungen durchgeführt wurden. Das thermische Gesamtfahrzeugmodell wurde stets auf die vorgegebene Umgebungstemperatur von $+20\text{ °C}$ initialisiert. In diesem Abschnitt werden Untersuchungen vorgestellt, bei denen die Umgebungstemperatur und damit auch die Fahrzeugstarttemperatur auf -20 °C abgesenkt wurde. Von besonderem Interesse ist dabei der Einfluss der Starttemperatur auf das Aufheizverhalten des Fahrzeugs unter Berücksichtigung eines zusätzlichen Wärmeeintrags über den im Kühlkreislauf integrierten Wärmespeicher. Wie schon in Kapitel 6.2.2 wird der Fokus auf die Aufheizstrategie mit einer maximalen Zuheizrate von $\dot{Q}_{WSS,max} = 8\text{ kW}$ gelegt. Dabei beträgt die vom Wärmespeicher abgegebene Energiemenge wiederum 600 kJ . Angelehnt an die in Kapitel 6.2.1 vorgestellten Untersuchungen stellt diese Aufheizstrategie hinsichtlich der erreichbaren CO_2 -Reduktion das Optimum im gewählten Untersuchungsbereich dar. Als Fahrzyklus wird der IRFZ herangezogen. Besonders zu beachten ist, dass bei beiden Initialtemperaturen von $+20\text{ °C}$ und -20 °C aus Gründen der besseren Vergleichbarkeit des Starttemperatureinflusses keine Wärmeabnahme am Heizungswärmetauscher erfolgt. Dies stellt insbesondere bei tiefen Umgebungstemperaturen eine theoretische Betrachtung dar. Daher schließt das Kapitel mit einer Analyse der Auswirkungen hinsichtlich des thermischen Verhaltens des Verbrennungsmotors sowie dessen Einfluss auf das CO_2 -Minderungspotenzial eines Wärmespeichersystems, wenn bei einer Umgebungstemperatur von -20 °C der Fahrzeuginnenraum beheizt und dadurch die Aufheizung des Motorkühlmittels retardiert wird.

Abbildung 6.27 zeigt für zwei unterschiedliche Umgebungs- und Startbedingungen die Entwicklung der Kühlmitteltemperatur im Basiszustand und mit einer Zuheizrate von 8 kW über eine Dauer von 121 s sowie die sich daraus ergebende Kühlmitteltemperaturdifferenz für beide Initialtemperaturen. Wie schon bei dem in Kapitel 4.4.1 und 4.4.2 vorgestellten Vergleich der Kühlmitteltemperaturentwicklung aus verschiedenen Starttemperaturen kann auch unter Berücksichtigung eines Wärmespeichersystems ein deutlich steilerer Temperaturgradient bei tiefen Umgebungstemperaturen zu Beginn des Warmlaufs festgestellt werden. Bis zum Zeitpunkt der Thermostatöffnung bei einer Initialtemperatur von $+20\text{ °C}$ verhält sich die Charakteristik der Kühlmitteltemperaturerhöhung nahezu unabhängig von der Starttemperatur. Die maximale Temperaturerhöhung ist bei beiden Simulationen bei $t = 114\text{ s}$ feststellbar und bei einer Starttemperatur von -20 °C etwas ausgeprägter, verglichen zur Temperaturerhöhung, wenn das Fahrzeug bei moderateren Temperaturen initialisiert wird. Nach Beenden der Zuheizung fallen beide Temperaturverläufe exponentiell ab.

Die Anhebung des Motortemperaturniveaus während eines Warmlaufs infolge der Applikation eines Wärmespeichers in den Motorkühlkreislauf geht unmittelbar mit einer schnelleren Absenkung des Reibmitteldrucks einher. Hierzu zeigt Abbildung 6.28 die Entwicklung des Reibmitteldrucks über der Zeit für den Fall der maximalen Zuheizrate

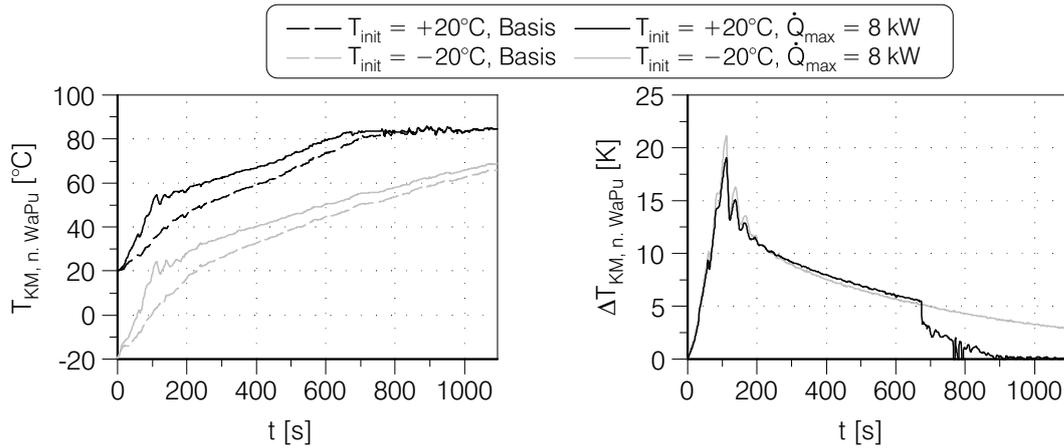


Abbildung 6.27: Kühlmitteltemperaturverlauf für verschiedene Starttemperaturen und Kühlmitteltemperaturdifferenz im Vergleich zur Basissimulation am Beispiel des IRFZ

von 8 kW für beide Motorstarttemperaturen sowie die Differenz der Reibmitteldrücke, bezogen auf die jeweiligen Basissimulationen ohne Wärmespeichersystem. Die erreichbare Reduktion des Reibmitteldrucks beträgt bei einer Initialtemperatur von -20°C bis zu 0.35 bar und liegt damit deutlich über dem Niveau, das bei $T_{\text{init}} = +20^{\circ}\text{C}$ erreicht werden kann. Des Weiteren ist bei der Untersuchung des Wärmespeichersystems bei tiefen Umgebungstemperaturen bis zum Ende des Zyklus eine Reduktion des Reibmitteldrucks zu erkennen, da über die gesamte Zyklusdauer das Thermostat geschlossen bleibt und damit das Motortemperaturniveau zu keinem Zeitpunkt ausgeglichen wird.

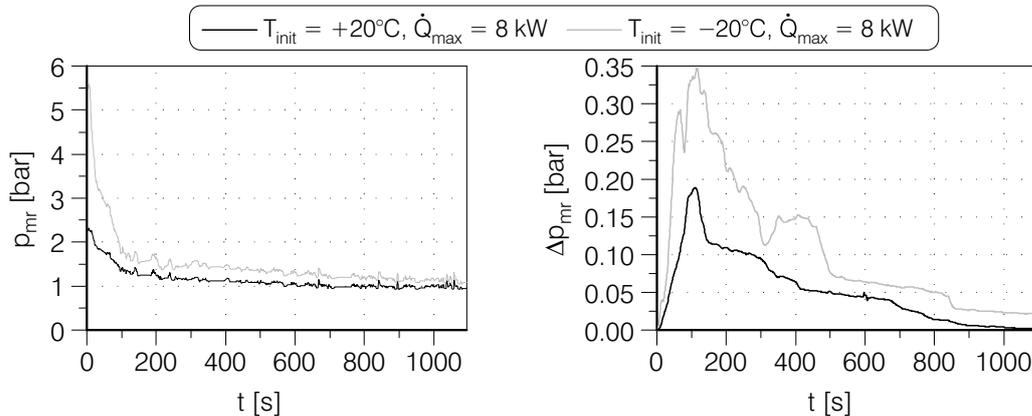


Abbildung 6.28: Einfluss der Starttemperatur auf den Verlauf des Reibmitteldrucks am Beispiel des IRFZ

Der Einfluss der Starttemperatur auf die Verbesserung der Energieeffizienz beim Einsatz eines Wärmespeichersystems ist Abbildung 6.29 zu entnehmen. Dargestellt sind

die absolute Reduzierung der eingesetzten Kraftstoffmasse bei Initialtemperaturen von $+20^\circ\text{C}$ und -20°C sowie die relative CO_2 -Reduktion für die verschiedenen Aufheizstrategien. Die Senkung des Kraftstoffverbrauchs über der Zeit ist bei tiefen Starttemperaturen insbesondere zu Beginn des Zyklus deutlich ausgeprägter. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass eine zusätzliche Wärmezufuhr in das thermische System bei tiefen Temperaturen eine Erhöhung der Reibmitteldruckreduktion bewirkt (vgl. Abbildung 6.28). Die über den gesamten IRFZ erreichbaren CO_2 -Reduktionen sind mit

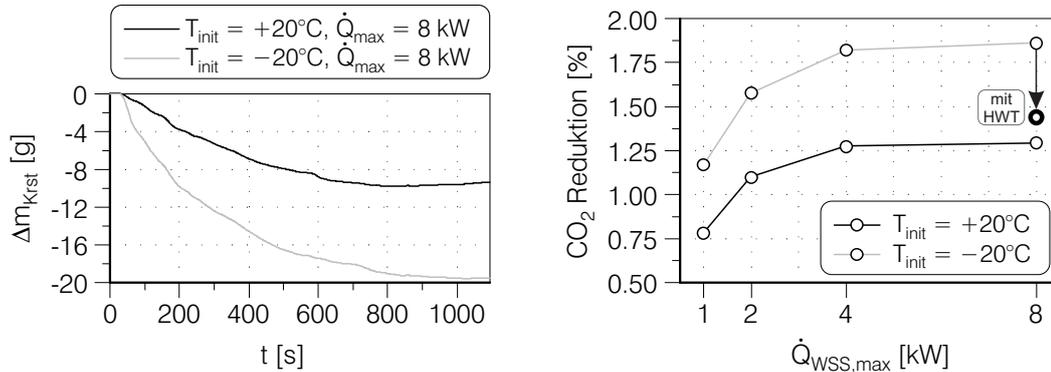


Abbildung 6.29: Einfluss der Starttemperatur auf die Kraftstoffverbrauchs- und CO_2 -Reduktion am Beispiel des IRFZ

tiefen Starttemperaturen über alle betrachteten Aufheizstrategien größer im Vergleich zur Starttemperatur von $+20^\circ\text{C}$. Die größten Vorteile hinsichtlich der Energieeffizienz können bei $\dot{Q}_{WSS,max} = 8\text{ kW}$ erzielt werden. Bei einer Starttemperatur von -20°C beträgt die CO_2 -Reduktion 1.86% und sinkt auf 1.29% , sofern dem System die gleiche Wärmemenge bei einem Warmlauf aus $+20^\circ\text{C}$ zugeführt wird.

Bei den bisher in Kapitel 6.2 vorgestellten Untersuchungen wurde dem Kühlmittel keine Wärme über den vorderen und hinteren Heizungswärmetauscher entnommen. Insbesondere bei der Untersuchung des Einflusses der Starttemperatur auf das Aufheizverhalten des Verbrennungsmotors bei der Berücksichtigung eines zusätzlichen Wärmeeintrags in das Kühlmittel ist dies der besseren Vergleichbarkeit dienlich. Gleichzeitig handelt es sich, insbesondere bei der Simulation mit einer Initialtemperatur von -20°C , um ein realitätsfernes Szenario. Aus diesem Grund wird auf Basis der Aufheizstrategie mit $\dot{Q}_{WSS,max} = 8\text{ kW}$, für die das größte CO_2 -Reduktionspotenzial prognostiziert werden konnte, eine weitere Warmlaufsimulation betrachtet. Dabei werden die Gebläse im vorderen und hinteren Klimagerät angesteuert, so dass die durchströmende Luft im Wärmeaustausch mit dem Kühlmittel steht, wobei keine elektrische Zuheizung erfolgt und der Umluftanteil am vorderen Klimagerät 0% beträgt (vgl. Aufheizstrategie B in Tabelle 6.2). Zunächst kann Abbildung 6.29 entnommen werden, dass der CO_2 -Vorteil infolge der zusätzlichen Aufheizung des Fahrzeuginnenraums von 1.86% auf 1.44% gemindert wird. Gleichwohl bleibt die Höhe der prozentualen Kraftstoff-

verbrauchsreduktion über dem Ergebnis, das bei einer Starttemperatur von $+20^\circ\text{C}$ erzielt wurde.

Auf die wesentlichen Gründe für die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchspotenzials unter Einbeziehung der Aufheizung des Fahrzeuginnenraums wird im Folgenden näher eingegangen. In diesem Zusammenhang zeigt Abbildung 6.30 den Einfluss der Wärmeabnahme an beiden Heizungswärmetauschern auf die Kühlmitteltemperaturerhöhung sowie Differenz des Reibmitteldrucks infolge des zusätzlichen Wärmeeintrags in das Kühlmittel durch ein Wärmespeichersystem. Von Beginn des Zyklus an bis ca. $t = 100\text{s}$ sind die dargestellten Kühlmitteltemperaturdifferenzen nahezu deckungsgleich. Dies liegt darin begründet, dass bis zu diesem Zeitpunkt die Eintrittstemperaturdifferenz und daher die insgesamt übertragene Wärmemenge an den Heizungswärmetauschern relativ gering ist. Darüber hinaus bedingt die luftseitige ATP-Regelung (vgl. Kapitel 3.7) des Klimasteuergerätes geringe Gebläsespannungen. Dadurch werden die Luftmassenströme durch die Heizungswärmetauscher zu Beginn des Zyklus reduziert, was zu einer weiteren Reduktion der an den Heizungswärmetauschern übertragenen Wärmeströme führt und in dieser Phase des Warmlaufs zu einem verbesserten Behaglichkeitsempfinden der Fahrzeuginsassen beiträgt. Ab etwa $t = 100\text{s}$ unterscheiden sich die Kühlmitteltemperaturdifferenzen zunehmend, da diese mit steigenden Wärmeströmen an den Heizungswärmetauschern schneller abfällt. Dies führt zu einer im Gegensatz zum Warmlauf ohne Fahrzeuginnenraumaufheizung verschleppten Aufheizung des Verbrennungsmotors, die jedoch stets mit höheren Kühlmitteltemperaturen im Vergleich zum Betrieb ohne Wärmespeichersystem einhergeht. Das

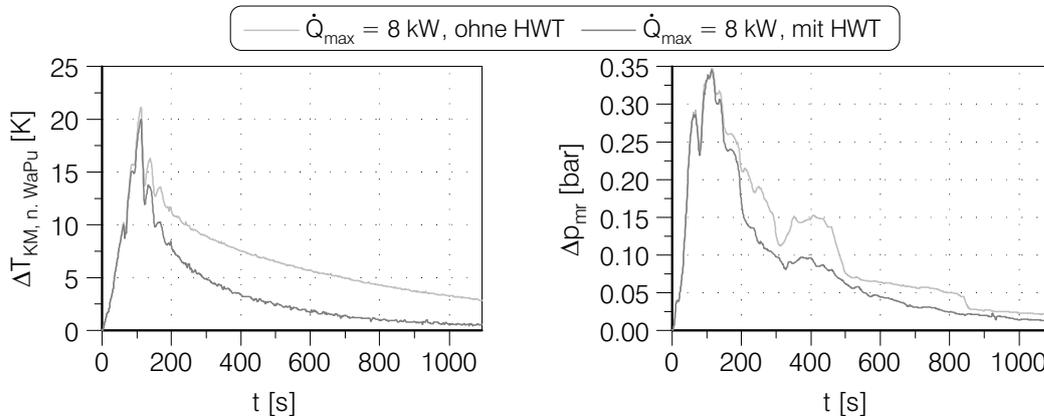


Abbildung 6.30: Einfluss der Wärmeabnahme an beiden Heizungswärmetauschern auf die Kühlmitteltemperatur- und Reibmitteldruckdifferenz im Vergleich zur Basissimulation bei $T_{\text{init}} = -20^\circ\text{C}$ am Beispiel des IRFZ

unterschiedliche Warmlaufverhalten beider Szenarien hat unmittelbare Auswirkungen auf die Entwicklung des Reibmitteldrucks. Im rechten Diagramm von Abbildung 6.30 ist die Entwicklung der Reibmitteldruckdifferenz über der Zeit dargestellt. Unter Berücksichtigung der Innenraumaufheizung ist die Reduktion des Reibmitteldrucks im

Vergleich ohne Wärmeabnahme an den Heizungswärmetauschern geringer. Dennoch kann eine deutliche Reduktion des Reibmitteldrucks unter Verwendung eines Wärmespeichersystems erzielt werden. Durch diese Maßnahme kann im IRFZ unter den zugrunde gelegten Randbedingungen der Kraftstoffverbrauch um 1.44 % gesenkt und gleichzeitig die Fahrzeuginnenraumtemperatur angehoben werden.

7 Zusammenfassung

Die ganzheitliche Systemanalyse des Gesamtfahrzeugs nimmt eine zentrale Rolle bei der Optimierung der Warmlaufphase und Erschließung weiterer CO₂-Potenziale ein. Die Methode der Co-Simulation erfüllt dabei die notwendigen Anforderungen zur Bewertung des instationären Verhaltens der thermischen Systeme in Fahrzeugen und gewährleistet die Erfassung sämtlicher Wechselwirkungen der einzelnen Teilsysteme. Dazu müssen die beteiligten Modelle sehr hohen Genauigkeitsansprüchen genügen, um auf die Einflüsse von veränderten Last- und Umgebungsbedingungen sowie unterschiedlichen Betriebsstrategien bei dynamischen Bedingungen reagieren zu können.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein thermisches Motor- und Fahrzeugmodell unter Berücksichtigung aller relevanten Wärmequellen und -senken entwickelt. Das so entstandene thermische Gesamtfahrzeugmodell ist in der Lage, sowohl die Temperaturentwicklungen im Verbrennungsmotor, Getriebe und Innenraum als auch den Kraftstoffverbrauch für verschiedene Fahrzyklen aus unterschiedlichen Starttemperaturen simultan zu berechnen.

In den meisten Betriebszuständen stellt der innerzylindrische Wandwärmestrom den wichtigsten Wärmeeintrag in das thermische Motormodell dar. Dieser berechnet sich im Rahmen einer Motorprozessrechnung, in der basierend auf der Einspritzrate der Brennverlauf berechnet wird. Die Verwendung einer kurbelwinkelbasierten Motorprozessrechnung bietet somit die Chance auf veränderte Applikations- und Betriebsparameter sowie weiteren Randbedingungen zu reagieren, so dass der Einfluss von veränderten Ladelufttemperaturen und -drücken, Einspritzzeitpunkten, Abgasrückführungsraten oder Brennraumwandtemperaturen auf den Wandwärmestrom erfasst werden kann. Es konnte gezeigt werden, dass dabei nicht nur der absolut übertragene Wandwärmestrom von Interesse ist, sondern auch dessen zeitlicher Verlauf über ein Arbeitsspiel. Dieser wirkt sich unmittelbar auf den inneren Wirkungsgrad und damit den inneren Mitteldruck bzw. Kraftstoffverbrauch aus.

Aufgrund der Tatsache, dass die Brennraumwandtemperaturen einen direkten Einfluss auf den Wandwärmeübergang und damit auf die Wärmefreisetzungsrate sowie den inneren Wirkungsgrad haben, muss die Berechnung dieser Temperaturen hohen Anforderungen genügen. Aus diesem Grund wurden mehrere Verfahren zur Berechnung der Brennraumwandtemperaturen vergleichend gegenübergestellt. Dabei konnte die Diskretisierungsmethode in Wärmestromrichtung als bester Kompromiss zwischen

Aufwand und Ergebnisqualität identifiziert werden. Die höchsten Genauigkeiten wurden jedoch mit der analytischen Lösung der instationären eindimensionalen Wärmeleitungsgleichung erzielt. Der Unterschied zu den in der Literatur zu findenden Ansätzen zur Berechnung der Wandtemperatur ist dabei, dass die Annahme eines halbunendlich ausgedehnten Körpers nicht getroffen werden darf. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Wandtemperaturen mit ausreichendem Abstand zur Brennraumoberfläche nicht als konstant erachtet werden dürfen, wofür zwei wesentliche Gründe zu nennen sind. Zum einen ist die Abbildung der Warmlaufphase von zentraler Bedeutung, in der die Temperaturen auch auf der Kühlmittelseite der Brennraumwand ansteigen. Zum anderen ist eine hohe Ergebnisgenauigkeit bei der Simulation hochtransienter Fahrzyklen erforderlich. Dies geht mit sich zügig ändernden Strömungsgeschwindigkeiten in den motorinternen Kühlkanälen und damit Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motorstruktur und Kühlmittel einher.

Ein weiterer Schwerpunkt dieser Arbeit lag daher auf der Modellierung der kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten, da diese neben der Berechnung des Wärmeeintrags in das Kühlmittel ebenfalls die Entwicklung der Brennraumwandtemperaturen und damit die kurbelwinkelbasierte Motorprozessrechnung beeinflussen. Bei der Modellentwicklung wurde dabei großer Wert darauf gelegt, dass die entwickelte Methode allgemeingültig ist und auf jegliche wassergekühlte Verbrennungsmotoren angewendet werden kann. Für die Modellierung wurden detaillierte 3d-CFD Analysen am Beispiel eines V6 Dieselmotors durchgeführt. Im Anschluss wurde das Wärmeübertragungsproblem mit Hilfe ähnlichkeitstheoretischer Grundsatzüberlegungen auf dimensionslose Kennzahlen abstrahiert und mit Hilfe einer Funktionsanalyse in eine 1d-CFD Umgebung implementiert. Die Vorteile des entwickelten Modells zur Berechnung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs können wie folgt zusammengefasst werden:

- Ähnlichkeitstheoretischer Ansatz (dimensionshomogen)
- Gültigkeit in großem Temperaturbereich: -20 °C bis $+110\text{ °C}$
- Gültigkeit in großem Motordrehzahlbereich: 700 1/min bis 4000 1/min
- Hochtransienter und thermisch instationärer Motorwarmlauf wird abgebildet
- Bewertung variierender Wasser/Glysantin-Gemische möglich
- Implementierung in schnellrechnende 1d-CFD Umgebung

Eine ähnliche Vorgehensweise zur Reduktion des multidimensionalen Strömungsproblems auf ein Minimum an Kennzahlen wurde bei der Beschreibung der Kühlmittelhydraulik gewählt. Durch die Anwendung dieser beiden Methoden konnten insbesondere vor dem Hintergrund variierender Simulationsrandbedingungen, wie z. B. Fahrzyklus oder Starttemperatur, Ergebnisse mit deutlich höherer Genauigkeit erzielt werden, als es mit aus der Literatur entnommenen Modellvorstellungen gelang.

Neben dem Ölkreislauf und der Motorraumdurchströmung liefert die Modellierung von Klimatisierungspfad und Fahrzeuginnenraum einen wichtigen Beitrag zur Bewertung von Thermomanagementmaßnahmen hinsichtlich des thermischen Komforts und der sicherheitsrelevanten Scheibenbeschlagsgefahr. In Abhängigkeit der im Klimasteuergerät hinterlegten Funktionen werden die Gebläsespannungen, die Klappenpositionen, die Leistungsstufe der PTC-Elemente sowie die Leistungsaufnahme der elektrisch beheizbaren Frontscheibe gesteuert oder geregelt. Es ergibt sich für jeden luftführenden Kanal ein Auslassmassenstrom und eine Austrittstemperatur. Als Folge kann sowohl die zeitliche Entwicklung des Temperaturprofils in der Frontscheibe, der relativen Luftfeuchtigkeit im Innenraum sowie der mittleren Innenraumtemperatur berechnet werden, wobei die Wasserbeladung nicht nur in der Massenerhaltung, sondern auch in der Formulierung der Energiebilanz berücksichtigt wird.

Schließlich wurden die thermischen und mechanischen Eigenschaften des Antriebsstrangs sowie der Einfluss der Nebenaggregate und der Motorreibung auf die Berechnung des tatsächlichen Motorbetriebspunktes berücksichtigt. Darüber hinaus wird die wärmewirksame Reibleistung anteilig an den verschiedenen Reibpaarungen des Motorstrukturmodells zugeführt. In diesem Zusammenhang wurde im Rahmen einer parallel durchgeführten Arbeit [19] ein kennfeldbasiertes Reibmodell erstellt, das in die Simulationsumgebung des thermischen Gesamtfahrzeugmodells aufgenommen wurde. Als Eingangsgrößen des Reibleistungskennfelds dienen die Motordrehzahl und -last sowie das Motortemperaturniveau. Aufgrund der Tatsache, dass das Motortemperaturniveau bei sehr tiefen Temperaturen einen großen Einfluss auf den Reibmitteldruck hat, müssen die Temperaturberechnungen innerhalb des vorgestellten thermischen Motormodells äußerst präzise erfolgen.

Das thermische Modell des Verbrennungsmotors und Fahrzeugs zeichnet sich durch seinen modularen und weitgehend physikalischen Aufbau sowie durch eine schnelle Rechengeschwindigkeit aus. Das Verhältnis zwischen Simulationsdauer und Echtzeit kann mit etwa 3.8 bis 4.5 beziffert werden. Für den NEFZ ergab sich demnach eine Rechenzeit von etwa 80 Minuten, wobei die an der Co-Simulation beteiligten Modelle auf fünf Multikernprozessoren parallelisiert wurden.

Für die Validierung der Simulationsergebnisse wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Versuchsfahrzeug aufgebaut, mit dem Messungen in einem Klimawindkanal mit Allrad-Rollen-Prüfstand durchgeführt wurden. Bei der Bewertung der Modellgüte wurde sehr großer Wert darauf gelegt, dass das thermische Gesamtfahrzeugmodell nicht nur bei einem Fahzyklus und einer Start- bzw. Umgebungstemperatur, sondern unter den verschiedensten Bedingungen eine hohe Ergebnisqualität erzielt. Daher erfolgte die Validierung bei einer Fahrt mit konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit und zwei transienten Fahzyklen. Die Start- und Umgebungstemperaturen wurden dabei zwischen -20°C und $+20^{\circ}\text{C}$ variiert.

Nachdem festgestellt werden konnte, dass sich das thermische Gesamtfahrzeugmodell für die virtuelle Erprobung von Thermomanagementmaßnahmen eignet, wurde zunächst eine detaillierte Untersuchung zum Einfluss wesentlicher Systemrandbedingungen durchgeführt. Die dabei generierten Erkenntnisse sind aus zweierlei Gründen von zentraler Bedeutung. Zum einen können die erarbeiteten Sensitivitäten der unterschiedlichen Randbedingungen zur Ergebnisinterpretation nachfolgender Untersuchungen beitragen und die Aufmerksamkeit hinsichtlich der vielseitigen Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Systemen schärfen. Zum anderen können die gewonnenen Erkenntnisse gezielt genutzt werden, um den Modellentwicklungsprozess neuer Gesamtfahrzeugmodelle zu optimieren. Aufgrund der Quantifizierung der relativen Abweichung bezüglich des Warmlaufverhaltens sowie des Kraftstoffverbrauchs, die mit etwaigen Modellierungsunschärfen einhergehen, kann in zukünftigen Modellentwicklungen unter Berücksichtigung der zugrunde gelegten Fragestellung der Modellierungsaufwand reduziert und an die Phase des Entwicklungsprozesses angepasst werden. Gleichzeitig kann die Prognosegüte des Motor- und Fahrzeugmodells besser abgeschätzt werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei mögliche Anwendungsfälle des thermischen Gesamtfahrzeugmodells untersucht. Der erste Fall bewertet die erzielbaren Potenziale, die mit einer elektrisch beheizbaren Frontscheibe im Heizleistungstest nach VDA 220 erzielt werden können. Zur Steigerung des Systemverständnisses wurden zunächst die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Modellen mit Hilfe einer Energieflussanalyse untersucht und verschiedene Aufheizstrategien erprobt. Anschließend erfolgte ein Vergleich zwischen einer elektrisch beheizbaren Frontscheibe und einer konventionellen luftseitigen Zuheizmaßnahme mit PTC-Elementen hinsichtlich des Gesamtenergiebedarfs sowie des erzielbaren thermischen Komforts im Fahrzeuginnenraum. Unter Berücksichtigung einer identischen elektrischen Zusatzbelastung des Generators konnte mit dem Einsatz einer Frontscheibenheizung nach 30 Minuten eine um 6.6 K höhere Innenraumtemperatur im Vergleich zu den PTC-Elementen erzielt werden. Gleichzeitig wurde dabei ein geringerer Kraftstoffverbrauch festgestellt, der auf das unterschiedliche Warmlaufverhalten des Verbrennungsmotors zurückgeführt werden konnte. Unter der Voraussetzung gleichen thermischen Komforts, also identischem Innenraumtemperaturverlauf, konnte mit dem Einsatz der elektrischen Frontscheibenheizung eine deutliche Kraftstoffverbrauchsreduktion in Höhe von 8 % ausgewiesen werden.

Zudem wurde ein in den Kühlkreislauf integriertes Wärmespeichersystem zur Steigerung der Energieeffizienz in der Warmlaufphase analysiert. Dazu wurden in einem innerstädtischen Realfahrzyklus mit einer Start- und Umgebungstemperatur von +20 °C mehrere Aufheizstrategien untersucht. Diese waren dadurch charakterisiert, dass ihre maximalen Wärmeströme sowie die Zuheizdauer unterschiedlich waren. Die Wärmemenge, die insgesamt dem Kühlkreislauf zugeführt wurde, war jedoch stets konstant. Als Ergebnis kann festgehalten werden, dass dabei nicht nur die zugeführte Ener-

giemenge entscheidend ist, sondern auch der zeitliche Verlauf der Energiezufuhr. Mit einer möglichst kurzen Zuheizdauer bei hohen Zuheizraten wurde das größte CO₂-Reduktionspotenzial erzielt, das mit 1.29 % angegeben werden konnte. Im Neuen Europäischen Fahrzyklus führte der Einsatz eines Wärmespeichersystems zu Kraftstoffverbrauchsvorteilen in ähnlicher Größenordnung. Neben der Untersuchung verschiedener Aufheizstrategien sowie unterschiedlicher Fahrzyklen wurde schließlich der Einfluss der Starttemperatur hinsichtlich des Warmlaufverhaltens sowie der möglichen Kraftstoffeinsparung untersucht. Im innerstädtischen Realfahrzyklus konnte bei einer Starttemperatur von -20°C der CO₂-Ausstoß mit Hilfe des Wärmespeichersystems um 1.86 % gesenkt werden. Dabei wurde jedoch der Wärmeaustausch zwischen Kühlmittel und Luft am Heizungswärmetauscher unterbunden. Unter Berücksichtigung der Innenraumaufheizung verringerte sich zwar der Kraftstoffverbrauchsvorteil auf 1.44 %, blieb jedoch leicht über der bei $+20^{\circ}\text{C}$ erzielten Kraftstoffeinsparung. Gleichzeitig konnte eine höhere Innenraumtemperatur erzielt werden.

Die untersuchten Anwendungsfälle unterstreichen die Notwendigkeit, dass für eine vollumfängliche Bewertung zukünftiger CO₂-Reduktionstechnologien das gesamte Fahrzeug unter Berücksichtigung seiner Umgebung in den Fokus der Untersuchung rücken muss. Dazu müssen einerseits die verwendeten Modelle einen sehr hohen Detaillierungsgrad aufweisen und andererseits eine zeitsynchrone Kopplung gewährleistet werden. Die Methode der Co-Simulation erfüllt dabei die Anforderungen hinsichtlich der Modularität, der Unabhängigkeit gegenüber Simulationsprogrammen sowie der plattformübergreifenden Datenverwaltung. Vor dem Hintergrund stetig steigender Komplexitäten einzelner Systeme und damit zwangsläufig auch zusätzlicher Wechselwirkungen stellt eine virtuelle Erprobung verschiedener Systemarchitekturen sowie Applikationsstrategien einen wertvollen Beitrag während des gesamten Entwicklungsprozesses dar. Dabei kann und darf der Versuch nicht durch die Simulation ersetzt werden. Vielmehr müssen sich beide Disziplinen bestmöglich ergänzen, so dass zeit- und kostenintensive Fahrzeugversuche in Klimawindkanälen sowie Außenerprobungen in klimatischen Extremzonen reduziert werden können.

Literaturverzeichnis

- [1] **Affenzeller J. und Gläser H.:** *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*, Die Verbrennungskraftmaschine, Band 8, Springer Verlag, 1996.
- [2] **Arens T., Hettlich F., Karpfinger C., Kockelkorn U., Lichtenegger K. und Stachel H.:** *Mathematik*, Spektrum Verlag, 1. Auflage, 2008.
- [3] **Baehr H.D. und Kabelac S.:** *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen*, Springer Verlag, 2006.
- [4] **Baehr H.D. und Stephan K.:** *Wärme- und Stoffübertragung*, Springer Verlag, 2010.
- [5] **Barba C.:** *Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung*, Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2001.
- [6] **Bauder R., Bach M., Fröhlich A., Hatz W., Helbig J. und Kahrstedt J.:** *Die neue Generation des 3.0 TDI Motors von Audi: emissionsarm, leistungsstark, verbrauchsgünstig und leicht*, 31. Internationales Wiener Motorensymposium, 2010.
- [7] **Bauder R., Fröhlich A. und Rossi D.:** *Neue Generation des 3,0L-TDI-Motors von Audi - Konstruktion und Mechanik*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 71 (10), 2010.
- [8] **von Böckh P.:** *Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis*, Springer Verlag, 2006.
- [9] **Beetz K., Kohle U. und Eberspach G.:** *Beheizungskonzepte für Fahrzeuge mit alternativen Antrieben*, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 112 (4), 2010.
- [10] **Bohac S.V., Baker D.M. und Assanis D.N.:** *A Global Model for Steady State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies*, SAE Technical Paper 960073, 1996.
- [11] **Bronstein I., Semendjajew K., Musiol G. und Mühlig H.:** *Taschenbuch der Mathematik*, Verlag Harri Deutsch, 5. Auflage, 2000.

- [12] **Buckingham E.:** *On Physically Similar Systems: Illustrations of the Use of Dimensional Analysis*, Physical Review, 345-376, 1914.
- [13] **Carslaw H.S. und Jaeger J.C.:** *Conduction of Heat in Solids*, Oxford at the Clarendon Press, 2. Auflage, 1959.
- [14] **Chmela F. und Orthaber G.:** *Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion*, SAE Technical Paper 1999-01-0186, 1999.
- [15] **Chmela F., Orthaber G. und Schuster W.:** *Die Vorausberechnung des Brennverlaufs von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf der Basis des Einspritzverlaufs*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 59 (7/8), 1998.
- [16] **Cipollone R. und Villante C.:** *A Fully Transient Model For Advanced Engine Thermal Management*, SAE Technical 2005-01-2059, 2005.
- [17] **Collier J.G. und Throme J.R.:** *Convective Boiling and Condensation*, Oxford Science Publications, 1. Auflage, 2001.
- [18] **Davis G. und Borgnakke C.:** *The Effect of In-Cylinder Flow Processes (Swirl, Squish and Turbulence Intensity) on Engine Efficiency: Model Predictions*, SAE Technical Paper 820045, 1982.
- [19] **Donn C.:** *Untersuchung des thermischen Verhaltens und der Reibung an einem Dieselmotor mit getrennter Kopf/Block-Kühlung*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013.
- [20] **Donn C., Ghebru D., Zulehner W., Wagner U., Spicher U. und Honzen M.:** *Influence of Operating Parameters on the Thermal Behavior and Energy Balance of an Automotive Diesel Engine*, in *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, Nummer F2012-A07-014, Seiten 1213–1227, Peking, 2012.
- [21] **Donn C., Zulehner W., Ghebru D. und Spicher U.:** *Experimental Heat Flux Analysis of an Automotive Diesel Engine in Steady-State Operation and During Warm-Up*, SAE Technical Paper 2011-24-0067, 2011.
- [22] **Eichelberg G.:** *Some New Investigations on Old Combustion-Engine Problems*, Engineering 148, 1939.
- [23] **Eilemann A., Kölblin R., Müller R. und Strauss T.:** *Enthalpiespeicherkonzept zur CO₂-Reduzierung*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 74 (1), 2013.
- [24] **Eiser A., Dörr J., Jung M. und Adam S.:** *Der neue 1,8L-TFSI-Motor von Audi - Grundmotor und Thermomanagement*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 72 (6), 2011.

- [25] **Elser K.:** *Der instationäre Wärmeübergang in Dieselmotoren: Theoretische und experimentelle Untersuchungen*, Mitteilungen aus dem Institut für Thermodynamik und Verbrennungsmotoren an der ETH Zürich, Nr. 15, 1954.
- [26] **Ferziger J. und Peric M.:** *Numerische Strömungsmechanik*, Springer Verlag, 2011.
- [27] **Fischer G.D.:** *Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Ottomotoren*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2000.
- [28] **Ghebru D., Donn C., Zulehner W., Kubach H., Wagner U., Spicher U., Puntigam W. und Straßer K.:** *Vehicle Warm-Up Analysis with Experimental and Co-Simulation Methods*, in *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, Nummer F2012-E12-029, Seiten 1377–1390, Peking, 2012.
- [29] **Ghebru D., Donn C., Zulehner W., Spicher U., Puntigam W. und Straßer K.:** *Numerical investigation of energy-efficient heat-up strategies considering a comprehensive HVAC-system*, VTMS10: Vehicle Thermal Management Systems, Warwickshire, 2011.
- [30] **Girod B., Rabenstein R. und Stenger A.:** *Einführung in die Systemtheorie*, Vieweg+Teubner Verlag, 2005.
- [31] **Großmann H.:** *Pkw-Klimatisierung: Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*, Springer Verlag, 2010.
- [32] **Guzzella L. und Sciarretta A.:** *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization*, Springer Verlag, 2007.
- [33] **Hensel S.:** *Modellierung der Verbrennung und des Wandwärmübergangs in Ottomotoren mit homogen kompressionsgezündeter Verbrennung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2009.
- [34] **Herwig H.:** *Strömungsmechanik*, Springer Verlag, 2006.
- [35] **Hohenberg G.:** *Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations*, SAE Technical Paper 790825, 1979.
- [36] **Hohenberg G.:** *Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren*, Habilitation, Technische Universität Graz, 1980.
- [37] **Hollenbeck K.J.:** *INVLAP.M: A matlab function for numerical inversion of Laplace transforms by the de Hoog algorithm*, <http://www.isva.dtu.dk/staff/karl/invlap.htm>, 1998.
- [38] **Holzer H.:** *Wärmemanagement im Antriebsstrang von Verbrennungsmotoren*, Dissertation, Technische Universität Wien, 2001.

- [39] **Huber K.:** *Der Wärmeübergang schnelllaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren*, Dissertation, Technische Universität München, 1990.
- [40] **Jung M., Kemle A., Strauss T. und Wawzyniak M.:** *Innenraumheizung von Hybrid und Elektrofahrzeugen*, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 113 (5), 2011.
- [41] **Kahrstedt J., Zülch S., Streng C. und Riegger R.:** *Neue Generation des 3,0l-TDI-Motors von Audi - Thermodynamik, Applikation und Abgasnachbehandlung*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 71 (11), 2010.
- [42] **Keller B. und Rutz S.:** *PinPoint Bauphysik: Fakten zu nachhaltigem Bauen*, vdf, Hochschulverlag AG an der ETH Zürich, 2007.
- [43] **Kitanoski F., Puntigam W., Kozek M. und Hager J.:** *An Engine Heat Transfer Model for Comprehensive Thermal Simulations*, SAE Technical 2006-01-0882, 2006.
- [44] **Kleinschmidt W.:** *Einige Problemstellungen bei Verbrennungsmotoren vor dimensionstheoretischem Hintergrund*, Habilitation, Universität Siegen, 1988.
- [45] **Kleinschmidt W.:** *Instationäre Wärmeübertragung in Verbrennungsmotoren: Theorie, Berechnung und Vergleich mit Versuchsergebnissen*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 383, 1999.
- [46] **Kneer R.:** *Skript zur Vorlesung Wärmeübertrager und Dampferzeuger*, Lehrstuhl für Wärme- und Stoffübertragung, RWTH Aachen, 2006.
- [47] **Kneer R.:** *Skript zur Vorlesung Wärme - und Stoffübertragung*, Lehrstuhl für Wärme- und Stoffübertragung, RWTH Aachen, 2007.
- [48] **Koch R.:** *Skript zur Vorlesung Numerische Simulation reagierender Zweiphasenströmungen*, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2009.
- [49] **Kossel R.:** *Hybride Simulation thermischer Systeme am Beispiel eines Reisebusses*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2011.
- [50] **Kump A.:** *Anforderungsgerechte Modellierung von Materialflusssystemen zur planungsbegleitenden Simulation*, Dissertation, Technische Universität München, 2001.
- [51] **Laurien E. und Oertel H.:** *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit*, Vieweg Verlag, 2009.
- [52] **Lienhard IV J.H. und Lienhard V J.H.:** *A Heat Transfer Textbook*, Massachusetts Institute of Technology, 2008.

- [53] **Lucas K.:** *Thermodynamik - Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen*, Springer Verlag, 2007.
- [54] **Lund C., Maister W., Lange C. und Beyer B.:** *Innovation durch Co-Simulation*, Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Expert Verlag, 2008.
- [55] **Magnussen B.F. und Hjertager B.H.:** *On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion*, in *16th Symposium (International) on Combustion*, Seiten 719–729, 1977.
- [56] **Marx H.:** *Wärmespeicher auf Salzbasis*, in *Thermische Energiespeicher*, Landesentwicklungsgesellschaft (LEG) Thüringen, Erfurt, 2010.
- [57] **McKinley T.L. und Alleyne A.G.:** *Real-Time Modeling of Liquid Cooling Networks in Vehicle Thermal Management Systems*, SAE Technical Paper 2008-01-0386, 2008.
- [58] **Merker G., Schwarz C., Stiesch G. und Otto F.:** *Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*, Teubner Verlag, 2006.
- [59] **Michniacki M. und Böttcher C.:** *Möglichkeiten alternativer Heizungs- und Klimatisierungskonzepte für alternative Fahrzeugantriebe*, Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Expert Verlag, 2006.
- [60] **Minami K., Otsubo H. und Nakai Y.:** *Powertrain thermal modeling for vehicle simulation*, VTMS10: Vehicle Thermal Management Systems, Warwickshire, 2011.
- [61] **Müller E.A.:** *Optimal Control of Thermal Systems*, Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2006.
- [62] **Mollenhauer K. und Tschöke H.:** *Handbuch Dieselmotoren*, Springer Verlag, 2007.
- [63] **N.N.:** *Richtlinie des Rates zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen*, Richtlinie 70/220/EWG, M6, 1988.
- [64] **N.N.:** *Audi Q7, Selbststudienprogramm 361*, Audi AG, 2005.
- [65] **N.N.:** *Standardaufheizung für Pkw mit 1 bis 2 Sitzreihen bei Niedriglastfahrzustand 50km/h, ebene Straße und Kaltstarttemperatur von -20°C*, Verband der Automobilindustrie, VDA 220, Frankfurt, 2005.
- [66] **N.N.:** *VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage*, Verein Deutscher Ingenieure, Springer-Verlag, 2006.

- [67] **N.N.:** *Mobilität in Deutschland (MiD) 2008*, Institut für angewandte Sozialwissenschaften GmbH (infas) und Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung, 2008.
- [68] **N.N.:** *ASM Diesel InCylinder, Reference, Release 6.6*, dSpace GmbH, 2010.
- [69] **N.N.:** *ASM InCylinder, Addendum, Release 6.6*, dSpace GmbH, 2010.
- [70] **N.N.:** *ASM Optimizer User Guide, Release 6.6*, dSpace GmbH, 2010.
- [71] **N.N.:** *ASM Turbocharger, Reference, Release 6.6*, dSpace GmbH, 2010.
- [72] **N.N.:** *User Guide STAR-CD Version 4.14*, CD-adapco, 2010.
- [73] **N.N.:** *Datenblatt KMA mobile*, AVL Deutschland GmbH, Mainz-Kastel, 2011.
- [74] **Nußelt W.:** *Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*, Verlag des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin, 1923.
- [75] **Oertel H., Böhle M. und Dohrmann U.:** *Strömungsmechanik*, Vieweg Verlag, 4. Auflage, 2006.
- [76] **Patton K.J., Nitschke R.G. und Heywood J.B.:** *Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines*, SAE Technical Paper 890836, 1989.
- [77] **Petutschnig H.:** *Entwicklung einer Simulationsmethodik zur Abbildung des thermischen Managements von Motor und Fahrzeug*, Dissertation, Technische Universität Graz, 2007.
- [78] **Pflaum W. und Mollenhauer K.:** *Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*, Springer Verlag, Wien, 1977.
- [79] **Pfriem H.:** *Nichtstationäre Wärmeübertragung in Gasen insbesondere in Kolbenmaschinen*, VDI-Forschungsheft 413, 1942.
- [80] **Pipitone E.:** *A New Simple Friction Model for S. I. Engine*, SAE Technical Paper 2009-01-1984, 2009.
- [81] **Pletcher R., Anderson D. und Tannehill J.:** *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Third Edition*, Series In Computational and Physical Processes in Mechanics and Thermal Sciences, Taylor & Francis Group, 2012.
- [82] **Pozrikidis C.:** *Fluid Dynamics: Theory, Computation, and Numerical Simulation*, Springer London, 2009.
- [83] **Pozrikidis C.:** *Introduction to Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, OUP USA, 2011.

- [84] **Püschl T., Schulze T. und Schütte H.:** *Modellbasierte Parameter Optimierung für zylinderdruckbasierte Echtzeit-Motormodelle*, 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2009.
- [85] **Puntigam W.:** *Programmunabhängige Co-Simulations Plattform zur instationären Kopplung von Teilmodellen für ein effizientes Energiemanagement des Gesamtfahrzeugs am Beispiel des thermischen Managements*, Dissertation, Technische Universität Graz, 2007.
- [86] **Puntigam W., Balic J., Almbauer R. und Hager J.:** *Transient Co-Simulation of Comprehensive Vehicle Models by Time Dependent Coupling*, SAE Technical Paper 2006-01-1604, 2006.
- [87] **Puntigam W., Bernasch J., Hager J., Reich F.M. und Rummel A.H.:** *Kopplung von 0D-, 1D und 3D CFD-Simulationsprogrammen*, Automotive Engineering Partners, Band 6, 2004.
- [88] **Puntigam W., Hörmann T., Bernasch J., Schierl K., Wiesler B. und Hager J.:** *Thermisches Management im Fahrzeug durch Kopplung unterschiedlicher Simulationsmodelle*, Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV, Expert Verlag, 2004.
- [89] **Puntigam W., Hörmann T., Schierl K., Wiesler B. und Hager J.:** *Thermal Management Simulations by Coupling of Different Software Packages to a Comprehensive System*, SAE Technical Paper 2005-01-2061, 2005.
- [90] **Puntigam W., Lang G., Petutschnig H. und Almbauer R.:** *Instationäre Simulation des Thermischen Verhaltens von Fahrzeugen durch Koppelung von Teilmodellen am Beispiel des Motoraufwärmverhaltens*, Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, VDI Berichte 1967.2, Seiten 963–1008, 2006.
- [91] **Puntigam W. und Martin K.:** *Intelligent Combination of Simulation Tools and Experimental Investigations by Means of the V Approach*, The Virtual Vehicle Research Center GmbH, Graz, 2007.
- [92] **Reulein C.:** *Simulation des instationären Warmlaufverhaltens von Verbrennungsmotoren*, Dissertation, Technische Universität München, 1998.
- [93] **Rouaud C., Marchi A. und Cooper B.:** *Integrated thermal management for a downsized diesel engine with low CO₂ emissions*, VTMS10: Vehicle Thermal Management Systems, Warwickshire, 2011.
- [94] **Salbrechter S., Wimmer A., Pirker G. und Nöst M.:** *Simulation des gasseitigen Wärmeeintrags zur Vorausberechnung des thermischen Verhaltens und des Verbrauchs im Motorwarmlauf*, in *Motorprozesssimulation und Aufladung III*, Expertverlag, 2011.

- [95] **Samhaber C.:** *Simulation des thermisches Verhalten von Verbrennungsmotoren*, Dissertation, Technische Universität Graz, 2002.
- [96] **Sandoval D. und Heywood J.B.:** *An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines*, SAE Technical Paper 2003-01-0725, 2003.
- [97] **Sargenti R.:** *Numerische Ermittlung von Brennraumwandtemperaturen bei Verbrennungsmotoren*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006.
- [98] **Schlichting H. und Gersten K.:** *Grenzschicht-Theorie*, Springer Verlag, 2005.
- [99] **Scholz I.:** *Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck eines Benzinmotors mit Direkteinspritzung*, Dissertation, Universität Magdeburg, 2006.
- [100] **Schulze T., Wiedemeier M. und Schütte H.:** *Crank Angle - Based Diesel Engine Modeling for Hardware-in-the-Loop Applications with In-Cylinder Pressure Sensors*, SAE Technical Paper 2007-01-1303, 2007.
- [101] **Schwarzmeier M.:** *Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren*, Dissertation, Technische Universität München, 1992.
- [102] **Seider G., Mehring J. und Weber C.:** *A high-resolution warm-up simulation model for gasoline engine with advanced thermal control*, VTMS10: Vehicle Thermal Management Systems, Warwickshire, 2011.
- [103] **Shayler P.J. und Christian S.J.:** *A Model for the Investigation of Temperature, Heat Flow and Friction Characteristics During Engine Warm-Up*, SAE Technical Paper 931153, 1993.
- [104] **Sigloch H.:** *Technische Fluidmechanik*, Springer Verlag, 2007.
- [105] **Simic D., Lacher H., Kral C. und Pirker F.:** *Evaluation of the SmartCooling (SC) Library for the Simulation of the Thermal Management of an Internal Combustion Engine*, SAE Technical 2007-01-0541, 2007.
- [106] **Spicher U.:** *Die Energieeffizienz des Fahrzeugantriebs ganzheitlich betrachtet*, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ extra), April, 2011.
- [107] **Spicher U.:** *Analyse der Effizienz zukünftiger Antriebssysteme für die individuelle Mobilität*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 73 (2), 2012.
- [108] **Stanley R., Taraza D., Heinein N. und Bryzik W.:** *A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly*, SAE Technical Paper 1999-01-0974, 1999.
- [109] **Stephan K. und Grigull U.:** *Wärmeübergang beim Kondensieren und beim Sieden*, Springer Verlag, 1. Auflage, 1988.

- [110] **Straßer K.:** *Ein Beitrag zur Berechnung der PKW-Motorkühlung unter Berücksichtigung des Verbrennungsverfahrens*, Dissertation, Technische Universität München, 1990.
- [111] **Szengel R.:** *Einfluß konstruktiver Parameter auf die Reibungsverluste der Kolbengruppe eines Hubkolbentriebwerkes*, Dissertation, Universität Hannover, 1985.
- [112] **Tegethoff W., Correia C., Kossel R., Bodmann M., Lemke N. und Köhler J.:** *Co-Simulation und Sprach-Standardisierung am Beispiel des Wärmemanagements*, Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Expert Verlag, 2006.
- [113] **Thiele E.:** *Ermittlung der Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren*, Motor-technische Zeitschrift (MTZ), Band 43 (6), 1982.
- [114] **Tiney N., Spiller M., Przulj V. und Penning R.:** *Gekoppelte thermische und fluiddynamische Motormodellierung*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 73 (12), 2012.
- [115] **Tu J., Yeoh G. und Liu C.:** *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*, Elsevier Science & Technology Books, 2008.
- [116] **Unterguggenberger P., Salbrechter S., Jauk T. und Wimmer A.:** *Herausforderungen bei der Entwicklung von Motorwarmlaufmodellen*, 8. Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, Berlin, 2012.
- [117] **Unterguggenberger P., Wimmer A., Eder A. und Schedel F.:** *Methodik zur Erstellung von Modellen zur Simulation des Motorwarmlaufs*, 7. Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, Berlin, 2010.
- [118] **Wagner J.R., Marotta E.E. und Paradis I.:** *Thermal Modeling of Engine Components for Temperature Prediction and Fluid Flow Regulation*, SAE Technical 2001-01-1014, 2001.
- [119] **Watanabe N., Kubo M. und Yomoda N.:** *An 1D-3D Integrating Numerical Simulation for Engine Cooling Problem*, SAE Technical Paper 2006-01-1603, 2006.
- [120] **Watson N., Pilley A. und Marzouk M.:** *A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation*, SAE Technical Paper 800029, 1980.
- [121] **Weber H. und Ulrich H.:** *Laplace-, Fourier- und z-Transformation: Grundlagen und Anwendungen für Ingenieure und Naturwissenschaftler*, Vieweg+Teubner Verlag, 2011.

- [122] **Weinrich M.** und **Bargende M.:** *Development of an Enhanced Mean Value Modell for Optimization of Measures of Thermal Management*, SAE Technical 2008-01-1169, 2008.
- [123] **Wendt J.:** *Computational Fluid Dynamics: An Introduction*, Springer Verlag, 2008.
- [124] **Wimmer A.:** *Analyse und Simulation des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren*, Habilitation, Technische Universität Graz, 2000.
- [125] **Wimmer A., Unterguggenberger P., Eder A. und Schedel F.:** *Simulation von Maßnahmen zum Wärmemanagement*, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 113 (12), 2011.
- [126] **Wolfer H.H.:** *Der Zündverzögerung im Dieselmotor*, VDI-Forschungsheft 392, 1938.
- [127] **Woschni G.:** *Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 26 (4), 1965.
- [128] **Woschni G.:** *Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 31 (12), 1970.
- [129] **Zapf H.:** *Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor*, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 30 (12), 1969.
- [130] **Zulehner W.:** *Wärmeeintrag im Ottomotor - Beschreibung der Motorreibung bei tiefen Temperaturen und energetische Analyse des Einflusses von Betriebsparametern sowie Zylinderabschaltung*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Daniel Ghebru
Geburtsdatum: 16. 11. 1982
Geburtsort: Frankfurt am Main

Schulbildung

1989 - 1993 Heinrich-Seliger-Grundschule in Frankfurt am Main
1993 - 2002 Wöhlergymnasium in Frankfurt am Main

Ersatzdienst

2002 - 2003 Schülerladen Westend in Frankfurt am Main

Studium

2003 - 2008 Maschinenbaustudium an der Rheinisch-Westfälischen
Technischen Hochschule (RWTH) Aachen
2006 - 2007 Auslandsstudium an der Königlich Technischen
Hochschule (KTH) Stockholm

Berufsweg

2009 - 2013 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
am Institut für Kolbenmaschinen
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
seit Feb. 2013 AUDI AG, Ingolstadt