Energieeffizienz elektro-hybrider Fahrzeugantriebe

vorgelegt von

M. Sc.

Bojan Jander

an der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme

der Technischen Universität Berlin

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

– Dr. Ing. –

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender Prof. Dr.-Ing. Henning Meyer

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Clemens Biet

Gutachter: Prof. Dr. techn. Christian Beidl

Gutachter: Prof. Dr.- Ing. Bernd Wiedemann

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 01. September 2021

Dank

Ich bedanke mich bei allen Menschen, die mich bei der Erarbeitung dieser wissenschaftliche Schrift unterstützt haben.

Mein herzlicher Dank gilt den Gutachtern. Herrn Prof. Clemens Biet danke ich für seinen Input und die kritischen Diskussionen und Anregungen während der letzten Jahre auf dem Gebiet der Modellierung moderner Fahrzeugantriebe sowie die Unterstützung bei der Fokussierung auf ein hohes wissenschaftliches Niveau dieser Arbeit. Herrn Prof. Christian Beidl danke ich für die unkomplizierte Übernahme des Zweitgutachtens. Die Herausarbeitung des wissenschaftlichen Alleinstellungsmerkmals sowie der Einbettung in den akademischen Gesamtzusammenhang dieser Arbeit wurde wesentlich durch ihn getrieben. Herr Prof. Bernd Wiedemann danke ich ebenfalls für die Abgabe eines wissenschaftlichen Gutachtens und darüber hinaus für die vertrauensvolle und fruchtbare Zusammenarbeit der letzten Jahre. Ich danke Herrn Prof. Henning Meyer für die Übernahme des Vorsitzes des Promotionsausschusses.

Einen besonderen Dank möchte ich an all die studentischen Mitarbeitenden aussprechen, welche sich im Zuge ihrer Abschlussarbeiten, Projekte und studentischen Hilfsarbeiten mit allergrößtem Einsatz dieses Themas gewidmet haben und sich auch den scheinbar aussichtlosesten Situationen voller Tatendrang, Kreativität und Eigeninitiative gestellt haben. Ich möchte dabei insbesondere die Arbeiten von Herrn Dominik Strach, Herrn Yannic Preußner, Frau Anastassia Taturevych sowie Herrn Andrej Schawe herausstellen.

Allen Kollegen des Fachgebiets Fahrzeugantriebe danke ich für die Unterstützung bei der Bearbeitung der Forschungsfragen. Den technischen Mitarbeitenden möchte ich ausdrücklich für die Realisierung der Prototypenfertigung sowie teilweise hoch komplexer Instrumentierungsaufgaben danken. Vielen Dank an alle wissenschaftlichen Mitarbeitenden für kreative Lösungsideen, fruchtbaren inhaltlichen Austausch sowie eine intensive und im Besten Sinne eindrucksvolle Zeit.

Ich danke den Kollegen der Volkswagen AG, insbesondere Herrn Michael Frambourg, für die Bereitstellung essenzieller Daten, welche für die Modellbildung des Antriebs notwendig waren. Darüber hinaus danke ich der Volkswagen AG für unkomplizierte Bereitstellung von verschiedenen Versuchsträgern.

Neben all den Menschen, die mich während meiner Arbeitszeit unterstützen, gilt mein ganz herzlicher Dank meiner Familie, welche mich zu jeder Zeit voll und ganz unterstützt hat. Meinen Eltern, die mir ermöglichten, diesen besonderen Weg einzuschlagen sowie meiner Frau, die für mich als Gesprächspartnerin oft außerfachlich Lösungen aufzeigte.

Zu guter Schluss möchte ich Herrn Prof. Roland Baar danken – er kann den Abschluss dieser Arbeit nicht erleben, war jedoch stets ein hoch geachteter Förderer und Forderer.

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird die Energieeffizienz verschiedener elektro-hybrider Fahrzeugantriebe mithilfe Modelle untersucht. Es werden numerischer detaillierte Modelle der Antriebsstrangkomponenten entwickelt und mithilfe von Komponenten- und Systemversuchen validiert. Insbesondere steht der Verbrennungsmotor mit verschieden-dimensionalen Modellen bezüglich seiner Luftstrecke, der Wärmefreisetzung bei der Verbrennung sowie einer detaillierten Abbildung des thermischen Eigenverhaltens im Fokus der Modellarbeit. Ein phänomenologisches Verbrennungsmodell ermöglicht die Vorausberechnung der Wärmefreisetzung bei veränderten Randbedingungen wie etwa Ladedruck oder veränderlichen Ventilsteuerzeiten. Ein dreidimensionales FE-Modell der Metallstruktur des Verbrennungsmotors sowie einer damit gekoppelten Berechnung der Kühlmitteltemperatur durch ein eindimensionales Rohrmodell ermöglicht einen detaillierten Abgleich des für die Technologiebewertung zum Einsatz kommenden thermischen Mehrmassenmodells des Verbrennungsmotors, mit welchem die Kühlmittel- sowie für die Energieeffizienz relevante Schmiermitteltemperatur berechnet werden kann. Ein datengetriebener Ansatz zur Modellierung der Abgasreinigung ermöglicht Aussagen über das Konvertierungsverhalten der wesentlichen gasförmigen Abgasbestandteile in Abhängigkeit der Katalysatortemperatur, sowie des Abgasmassenstroms und des aktuellen Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Ein nulldimensionales Modell des Kennungswandlers ermittelt die im Getriebe auftretenden Verluste und berechnet durch die Verwendung eines einfachen thermischen Modells den von der Getriebeschmiermitteltemperatur abhängigen Kaltaufschlag der Getriebeverluste. Ein um einen thermischen Quellterm erweitertes Ersatzschaltbildmodell erster Ordnung wird genutzt, um den Batteriewirkungsgrad in Abhängigkeit vom Ladezustand sowie von der Zelltemperatur abzubilden. Die Berücksichtigung der Zelltemperatur auf Systemebene stellt einen Neuigkeitswert dar. Ebenfalls nulldimensional erfolgt die Modellierung der elektrischen Traktionsmaschine. Im Gegensatz zu den gängigen Ansätzen wird das thermische Eigenverhalten sowie der von der elektrischen Maschine abhängige Innenwiderstand und damit einhergehend die Verlustleistung berücksichtigt. Als Betriebsstrategie kommt eine ECMS zum Einsatz, welche für jeden Zeitpunkt und in Abhängigkeit von Randbedingungen wie Batterieladezustand und Fahrzeuggeschwindigkeit eine kraftstoffoptimale Verteilung des angeforderten Antriebsmoments auf die beiden Antriebsaggregate vornimmt.

Die Validierung der entwickelten Modelle erfolgt anhand von Komponentenversuchen sowie Gesamtsystemversuchen, welche mit einem Versuchsfahrzeug und Straßenversuchen durchgeführt wurden.

Das entwickelte Antriebsstrangmodell wird genutzt, um verschiedene Technologien für den Pkw-Einsatz bezüglich ihrer Energieeffizienz zu bewerten. Zum einen wird eine Verschiebung der relativen elektrischen Antriebsleistung vorgenommen, indem sowohl die elektrische als auch die thermodynamische Antriebsmaschine skaliert werden. Die Systemleistung sowie die Volllastkurve des Antriebs werden dabei konstant gehalten. Durch das Downsizing des Verbrennungsmotors und eine Anhebung der relativen elektrischen Antriebsleistung wird eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von 14 % erreicht. Eine derartige Untersuchung mithilfe physikalischer Modelle findet sich in der veröffentlichten Literatur bisher nicht. Bei einer weiteren Anwendung erfolgt der Einsatz eines Ottomotors mit Miller-Steuerzeiten und abgesenkter Volllastkurve. Die konstante Systemleistung wird wiederum durch Skalierung der elektrischen Maschine gewährleistet. Die Anwendung der Millersteuerzeiten bei einem elektro-hybriden Fahrzeugantrieb führt zu einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von 6 %. Eine in bisherigen Arbeiten in mit Hybrid-Antrieb nicht bewertete Kombination einem Technologie stellt die Zylinderabschaltung dar, welche einen Verbrauchsvorteil von 3 % im WLTC aufweist. Eine Kombination der Miller-Steuerzeiten sowie der Zylinderabschaltung wird ebenfalls untersucht und zeigt einen Zuwachs des Systemwirkungsgrads von 9 % im WLTC. Diese Technologieausprägung stellt ebenfalls ein neuartiges Forschungsergebnis dar. Als weiteres wesentliches Ergebnis kann festgehalten werden, dass der Systemwirkungsgrad eines elektro-hybriden Fahrzeugantriebs essentiell vom Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors abhängt. Dieser beeinflusst direkt den Kraftstoffverbrauch auf verschiedene Art und Weisen. Zum einen sinkt der Kraftstoffverbrauch durch den Wirkungsgradanstieg des Verbrennungsmotors im zum Basissystem selben Betriebspunkt. Außerdem wird die Betriebsstrategie durch den Anstieg des verbrennungsmotorischen Wirkungsgrades beeinflusst, sodass die Lastpunktanhebung in einem System mit innovativer Technologie am Verbrennungsmotor mit höheren Leistungsdifferenzen durchgeführt wird, als es im Basissystem der Fall ist. Dies führt dazu, dass im weiteren Verlauf des untersuchten Zyklus elektrisches Fahren häufiger realisiert werden kann. Desweiteren kann eine Anhebung des verbrennungsmotorischen Wirkungsgrades sowie die damit einhergehende

Beeinflussung der Betriebsstrategie zu einer Verschiebung des Betriebsbereichs des Verbrennungsmotors in wirkungsgradbessere Kennfeldbereiche führen.

Abstract

In this work, the energy efficiency of different electro-hybrid vehicle powertrains is investigated using numerical models. Detailed models of the powertrain components are developed and validated by means of component and system tests. In particular, the model work focuses on the combustion engine by means of different-dimensional models with respect to its air path, the heat release during combustion and a detailed representation of the thermal behavior. A phenomenological combustion model allows to predict the heat release under changing boundary conditions such as load pressure or changing valve timing. A three-dimensional finite element model of the metal structure of the combustion engine and a coupled calculation of the coolant temperature by means of an one-dimensional pipe model enables a detailed comparison of the thermal multi-mass model of the combustion engine used for the technology assessment, with which the coolant temperature and the lubricant temperature, which are relevant for energy efficiency, can be calculated. A data-driven modeling approach of the exhaust gas aftertreatment systems calculates the conversion behavior of the exhaust gas components as a function of the catalyst temperature, the exhaust gas mass flow and the current air-fuel ratio. A zero-dimensional model of the gearbox determines the losses occurring in the transmission and, by using a simple thermal model, calculates the impact of transmission losses as a function of the transmission lubricant temperature. A first-order equivalent circuit model extended by a thermal source term is used to model the battery efficiency as a function of the state of charge and the cell temperature. The electric motor is also modeled as a zero dimensional model. In contrast to the common approaches, the thermal behavior as well as the internal resistance dependent on the electric machine and thus the power loss are taken into account. An ECMS is used for the operating strategy, which distributes the requested drive torque to the two drive units in a fuel-optimal manner for each point in time and depending on boundary conditions such as battery charge state and vehicle speed.

The validation of the developed models is based on component tests and overall system tests, which are carried out with a test vehicle and road tests.

The developed powertrain model is used to evaluate different technologies for passenger cars. On the one hand, a variation of the relative electric drive power is performed by scaling both the electric motor and the internal combustion engine. By downsizing the combustion engine and increasing the relative electric drive power, a 14 % reduction in fuel consumption is achieved. In

another application, a gasoline engine with Miller valve-timing and a lowered full-load curve is used. Constant system power is again ensured by scaling the electric motor. The application of Miller timing to an electro-hybrid vehicle powertrain results in a 6 % reduction in fuel consumption. A technology not evaluated in previous work in combination with a hybrid powertrain is cylinder deactivation, which shows a fuel consumption advantage of 3 % in WLTC. A combination of Miller timing and cylinder deactivation is also investigated and shows an increase in system efficiency of 9 % in the WLTC. This technology also represents a new research result. Another important result is that the system efficiency of an electro-hybrid vehicle drive depends essentially on the efficiency of the combustion engine. This directly influences fuel consumption in various ways. On the one hand, fuel consumption is reduced by the increase in efficiency of the combustion engine at the same operating point as the base system. In addition, the operating strategy is influenced by the increase in combustion engine efficiency, so that the load point increase in a system with innovative technology on the combustion engine is carried out with higher power differences than is the case in the basic system. As a result, electric driving can be realized more frequently in the further course of the cycle under investigation. Furthermore, an increase in combustion engine efficiency and the associated influence on the drive strategy can lead to a shift in the operating range of the combustion engine to more efficient map ranges.

Inhalt

1	Mot	otivation1		
2	Gru	ndlagen elektro-hybrider Fahrzeugantriebe	3	
	2.1	Elektro-hybride Fahrzeugantriebe	3	
	2.1.1	Elektro-hybride Antriebsstrang-Topologien	3	
	2.1.2	Betriebszustände im elektrohybriden Antriebsstrang	8	
	2.2	Antriebsstrangmodelle	10	
	2.2.1	Antriebsstrangmodelle zur Optimierung des Thermomanagements	11	
	2.2.2	Antriebsstrangmodelle zur Optimierung des elektro-hybriden Gesamtsystems	21	
	2.2.3	Antriebsstrangmodelle für Optimierung der Betriebsstrategie elektro-hybrider Fahrzeugantriebe	29	
	2.3	Zusammenfassung	31	
3	Nun	nerische Modellierung eines elektro-hybriden Fahrzeugantriebs	33	
	3.1	Leistungsermittlung	35	
	3.2	Verbrennungsmotor	36	
	3.2.1	Luftpfad	37	
	3.2.2	Verbrennung	45	
	3.2.3	Emissionen	48	
	3.2.4	Reibung	51	
	3.2.5	Thermik	53	
	3.2.6	Abgasnachbehandlung	61	
	3.3	Kalorik	66	
	3.3.1	Arbeitsgas	66	
	3.3.2	Kraftstoff	66	
	3.3.3	Kühlmittel	67	
	3.3.4	Schmiermittel	67	
	3.4	Wärmetransport	68	
	3.4.1	Wärmeleitung	68	
	3.4.2	Konvektion	68	
	3.4.3	Wärmestrahlung	75	
	3.5	Elektrische Maschine	75	
	3.5.1	Wirkungsgradkennfeld	77	
	3.5.2	Thermisches Modell der elektrischen Maschine	78	

3.6	Traktionsbatterie	79
3.6.	1 Elektrisches Modell der Traktionsbatterie	
3.6.	2 Thermisches Modell der Traktionsbatterie	
3.7	Getriebe	
3.7.	1 Verlustkennfelder	
3.7.	2 Thermisches Modell des Kennungswandlers	
3.8	Betriebsstrategie	
3.8.	1 Momentenkoordination im Batterieerhaltungsmodus	91
3.8.	2 Betriebsmodus "elektrisches Fahren"	
3.8.	3 Betriebsmodus "Batterie laden"	
3.8.	4 Betriebsmodus "Sport"	
3.8.	5 Schaltstrategie	
4 Mc	odellkalibrierung	
4.1	Verbrennungsmotor	
4.1.	1 Versuchsaufbau	
4.1.	2 Verbrennung	
4.1.	3 Thermische Modelle des Verbrennungsmotors	
4.2	Abgasnachbehandlung	
4.3	Gesamtmodellvalidierung	
5 Ene	ergieeffizienz elektro-hybrider Fahrzeugantriebe	
5.1	Variation des Elektrifizierungsgrades	
5.1.	1 Skalierung des Verbrennungsmotors	
5.1.	2 Skalierung der elektrischen Antriebsmaschine	141
5.1.	3 Ergebnisse	
5.2	Miller-Anwendung	
5.2.	1 Modellbildung	
5.2.	2 Ergebnisse	
5.3	Elektro-hybrider Fahrzeugantrieb mit Zylinderabschaltung	
5.3.	1 Modellbildung	
5.3.	2 Ergebnisse	
5.4	Zylinderabschaltung mit Miller-Steuerzeiten	
5.4.	1 Modellbildung	
5.4.	2 Ergebnisse	

6	Zusammenfassung	166
7		1(0
/	Literatur	168

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	m ² mm ²	Fläche
	kWh	Kapazität
С	kJ/kg • K	spezifische Wärmekapazität
	-	Durchflussbeiwert
c	mm/s	Kolbengeschwindigkeit
d	mm	Durchmesser
		Höhe
Н	mm	Hub
	mm	Höhe
h	J/kg	spezifische Enthalpie
Ι	Α	Stromstärke
k	J	kinetische Energie
T	mm	Länge
L	-	Luftbedarf
1	cm	Länge
m	кд	Masse
М	g Nm	Moment
lvi n	min ⁻¹	Drohzahl
II Nu	111111	Nussoltzahl
D	- 1-W/	Loistung
l Dr	K VV	Prandtlzahl
\bigcap^{11}	- T	Wärme
Q	J	Ohmscher Widerstand
R	I/kg • K	Gaskonstante
Re	5/Kg K	Reynoldszahl
c c	- mm	Wandstärke
3	K K	wandstarke
Т	°C	Temperatur
t	h	Zeit
	S	
U	V	Spannung
u	J/kg	spezifische innere Energie
V	m ³ mm ³	Volumen
W	m/s	Strömungsgeschwindigkeit

Griechische Syn	nbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
	0	Winkel
α	$W/m^2 \cdot K$	Wärmeübergangskoeffizient
	-	Temperaturexponent
β	-	Druckexponent
	m^2/s^2	kinetische Energie
8	-	Emissivität
ζ	-	Druckverlustbeiwert
	-	Wirkungsgrad
η	Pa · s	dynamische Viskosität
Θ	kg m ²	rotatorische Ersatzmasse
κ	-	Isentropenexponent
	-	Luft-Kraftstoff-Verhältnis
λ	W/m·K	Wärmeleitfähigkeit
ξ	mol	Reaktionslaufzahl
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	S	Zeitkonstante
φ	°KW	Kurbelwellenstellung
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit
П	-	Druckverhältnis
Ψ	-	Durchflussgleichung

Abkürzungen und Indizes

Abkürzung/Index	Beschreibung
0D	nulldimensional
1D	eindimensional
3D	dreidimensional
А	Austritt
9	axial
a	Beschleunigung
ab	abgeführt
Abg	Abgas
abs	absolut
AGR	Abgasrückführung
Anf	Anforderung
AÖ	Auslass öffnet
Äq	äquivalent
ATL	Abgasturbolader
Bat	Batterie
BD	Brenndauer
Beh	Behälter
bez	bezogen
BP	Betriebspunkt
CA	Crank Angle
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational fluid dynamics
СО	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
coul	Coulomb
Diff	Differential
DK	Drosselklappe
DVA	Druckverlaufsanalyse
e	effektiv
E	Eintritt
ECMS	Equivalent Consumption Minimization Strategy
ECU	Engine Control Unit
eff	effektiv
el	elektrisch
EM	Elektromotor

entlad	Entladen
ES	Einlass schließt
F	Flamme
FE	Finite Elemente
Fzg	Fahrzeug
C	Getriebe
G	Gas
geo	geometrisch
GPS	Global Positioning System
HFM	Heißfilmluftmassenmesser
is	isentrop
	Kolben
Κ	Kosten
	Kupplung
Klemm	Klemme
KM	Kühlmittel
Kr	Kraftstoff
VW	Kühlwasser
ΝW	Kurbelwinkel
lam	laminar
lad	Laden
LHV	Heizwertmultiplikator
Ll	Ladeluft
LPAb	Lastpunktabsenkung
LPAn	Lastpunktanhebung
Μ	Mulde
max	maximal
mech	mechanisch
Mess	Messung
N2O	Lachgas
NCN	Kohlenstoff-Stickstoff-Verbindung
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
nKat	nach Katalysator
NO	Stickstoffmonoxid
NUX	Stickoxide
OBD	On-Board-Diagnose
UC DEMC	Open Circuit
rems Proi	Portables Emissionsmesssystem
	Quatsah
q	Queiscii

R	Roll
r	radial
RDE	Real Drive Emissions
rel	relativ
RMSE	Root Mean Square Error
rot	rotatorisch
Sim	Simulation
skal	skaliert
SM	Schmiermittel
SOC	Sate of Charge
stat	statisch
Sus	Sustaining
Т	Turbine
t	turbulent
tats	tatsächlich
ТВ	Traktionsbatterie
THC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
theo	theoretisch
tot	total
trans	translatorisch
TWC	Three Way Catalyst
Umg	Umgebung
uv	unverbrannt
	Ventil
V	Verdichter
	Verlust
V	verbrannt
v	vor
VF	Ventilführung
vKat	vor Katalysator
VM	Verbrennungsmotor
W	Wand
W	Strömungsgeschwindigkeit
WLTC	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle
WLIP	Wordermontal
VV 1V1	wassermanier
Ζ	
745	Zani Zalia danahashaltan a
ZAS	
ZB	Zylinderblock

ZK	Zylinderkopf
ZKG	Zylinderkurbelgehäuse
zu	zugeführt
Zul	Zuladung
ZW	Zylinderwand
Zyl	Zylinder
ZZP	Zündzeitpunkt

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 - Serieller Hybridantriebsstrang	3
Abbildung 2 - Paralleler Hybridantriebsstrang	5
Abbildung 3 - Leistungsverzweigter Hybridantriebsstrang	6
Abbildung 4 - Funktionen und mögliche Kraftstoffeinsparung verschiedener Hybridantrieb	e7
Abbildung 5 - Thermisches Mehrmassenmodell einer Motorstruktur	12
Abbildung 6 - Motormodell	16
Abbildung 7 - Motorkonzepte	22
Abbildung 8 - Indizierter Wirkungsgrad verschiedener Technologiebausteine für Ottomotor	ren27
Abbildung 9 - Antriebsstrangmodell	34
Abbildung 10 - Gesamtmodellarchitektur	35
Abbildung 11 - Nulldimensionales Einzonenmodell	37
Abbildung 12 - Behälter als thermodynamisches System	38
Abbildung 13 - Durchflussbeiwerte eines Einlassventils als Funktion des Ventilhubs	41
Abbildung 14 - Tumble-Ladungsbewegung	42
Abbildung 15 - Sphärische Flammenausbreitung	46
Abbildung 16 - Reibmitteldruck des Gesamtmotors	53
Abbildung 17 - Öldruckstufen	53
Abbildung 18 - Thermisches 6-Massenmodell	54
Abbildung 19 - Schematische Darstellung des Rohrnetzwerkmodells	56
Abbildung 20 - Modell des Zylinderkopfs im FE-Modell	58
Abbildung 21 - Modell des Kolbens im 3D-FE-Modell	59
Abbildung 22 - Zylinder im FE-Modell	60
Abbildung 23 - Winkeldefinition des zylinderumgebenden Wassermantels	60
Abbildung 24 - Modellvorstellung Ventil im FEM-Modell	61
Abbildung 25 - Koordinatensystem im Ventilkopf	61
Abbildung 26 - Konditioniervorrichtung zur Katalysatorvermessung an einem Motorprüfst	and .64
Abbildung 27 - Thermisches Einmassenmodell des Dreiwegekatalysators	65
Abbildung 28 - Modellvorstellung Wandwärmeübergang	69
Abbildung 29 - Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Maschine	77
Abbildung 30 - Thermisches Einmassenmodell der elektrischen Maschine	78
Abbildung 31 - Ersatzschaltkreis der Traktionsbatterie	82

Abbildung 32 - Batterieladezustand als Funktion der Leerlaufspannung
Abbildung 33 - Innenwiderstand einer Batteriezelle als Funktion des Ladezustands und der
Temperatur
Abbildung 34 - Ersatzschaltkreis des Ladezustandsmodells inklusive thermischem Quellterm85
Abbildung 35 - Kaltaufschlag für den 2. Gang
Abbildung 36 - Prozessablauf bei Entscheidung e-Fahren92
Abbildung 37 - Wirkungsgradkette für rein elektrisches Fahren
Abbildung 38 - Wirkungsgradberechnung für VM-Fahren94
Abbildung 39 - Prozessablauf bei Lastpunktverschiebung
Abbildung 40 - Lastpunktverschiebung im Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors96
Abbildung 41 - Ladezustand der Traktionsbatterie im Batterieerhaltungsmodus
Abbildung 42 - Versuchsaufbau des Verbrennungsmotors am Motorprüfstand101
Abbildung 43 - Instrumentierung des Verbrennungsmotors mit Temperaturmessstellen
Abbildung 44 - Instrumentierung des Schmiermittel-Kühlmittel-Wärmetauschers
Abbildung 45 - Simulierter und gemessener Druckverlauf an einem Hochleistungspunkt des
Verbrennungsmotors
Abbildung 46 - Modellierter und aus der thermodynamischen Druckverlaufsanalyse ermittelter
Brenn- und Summenbrennverlauf für einen Hochleistungspunkt des Verbrennungsmotors105
Abbildung 47 - Vergleich des gemessenen und berechneten Druckverlaufs an einem Teillastpunkt
des Verbrennungsmotors
Abbildung 48 - Modellierter und aus der thermodynamischen Druckverlaufsanalyse ermittelter
Brenn- und Summenbrennverlauf für einen Teillastpunkt des Verbrennungsmotors108
Abbildung 49 - Absoluter Fehler des berechneten Zündverzugs in °KW109
Abbildung 50 - Relativer Fehler des berechneten Zündverzugs in %109
Abbildung 51 - Absoluter Fehler des berechneten Verbrennungsschwerpunkts in °KW110
Abbildung 52 - Relativer Fehler des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs in %110
Abbildung 53 - Absoluter Fehler der berechneten Brenndauer in °KW
Abbildung 54 - Relativer Fehler der berechneten Brenndauer in %
Abbildung 55 - Absoluter Fehler des berechneten Zylinderspitzendrucks in bar112
Abbildung 56 - Relativer Fehler des berechneten Zylinderspitzendrucks in bar
Abbildung 57 - Absoluter Temperaturfehler durch das thermische FE-Modell in K am Zylinderkopf
auf der Einlassseite

Abbildung 58 - Absoluter Temperaturfehler durch das thermische FE-Modell in K am Zylinderkopf
auf der Auslassseite
Abbildung 59 - Absoluter Temperaturfehler durch das thermische FE-Modell in K an der Stelle
$x_{EV} = 5 \text{ mm}$
Abbildung 60 - Absoluter Temperaturfehler durch das thermische FE-Modell in K an der Stelle
x _{AV} = 5 mm
Abbildung 61 - Absoluter Temperaturfehler durch das thermische FE-Modell in K an der Stelle
$x_{\rm EV} = 30 \text{ mm}$
Abbildung 62 - Absoluter Temperaturfehler durch das thermische FE-Modell in K an der Stelle
$x_{AV} = 30 \text{ mm}$
Abbildung 63 - Vergleich der berechneten und gemessenen Strukturtemperaturen für einen
positiven und negativen Leistungssprung bei $T_{KW,E} = 80$ °C und VKW = 40lmin auf der
Einlassseite
Abbildung 64 - Vergleich der berechneten und gemessenen Strukturtemperaturen für einen
positiven und negativen Leistungssprung bei $T_{KW,E} = 80$ °C und VKW = 40lmin auf der
Auslassseite
Abbildung 65 - Absoluter Fehler der durch das thermische Rohrnetzwerkmodell berechneten
Kühlmittelaustrittstemperatur118
Abbildung 66 - Abgleich des thermischen Rohrnetzwerkmodells im transienten Fall für VKW = 40
$1/min \text{ und } T_{KW,E} = 40^{\circ}C119$
Abbildung 67 - Fehler der berechneten Kühlmittelaustrittstemperatur des thermischen 6-
Massenmodells im Motorkennfeld in K121
Abbildung 68 - Fehler der berechneten Ölwannentemperatur des thermischen 6-Massenmodells im
Motorkennfeld in K
Abbildung 69 - Abgleich des thermischen 6-Massenmodells für einen Leistungssprung bei V_{KW} =
40 l/min und $T_{KW,E} = 40 \ ^{\circ}C$
Abbildung 70 - Schadstoffkonvertierung als Funktion der Katalysatortemperatur
Abbildung 71 - Schadstoffkonvertierung als Funktion der Raumgeschwindigkeit
Abbildung 72 - Schadstoffkonvertierung als Funktion des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses
Abbildung 73 - Anordnung der Messtechnik am Versuchsfahrzeug
Abbildung 74 - Rechnungsmessungsvergleich des Energiepfades des Antriebsstrangmodells mit
einer RDE-Versuchsfahrt

Abbildung 75 - Rechnungsmessungsvergleich der Endrohremissionen des Antriebsstrangmodells
mit einer RDE-Versuchsfahrt
Abbildung 76 - Vergleich der durch das Simulationsmodell berechneten Temperaturen der
Submodelle mit Versuchsergebnissen
Abbildung 77 - Methode bei der numerischen Untersuchung des Einflusses des
Elektrifizierungsgrads auf den CO ₂ -Ausstoß
Abbildung 78 - Relativer Kohlendioxidausstoß in Abhängigkeit vom Elektrifizierungsgrad144
Abbildung 79 - Relativer durchschnittlicher Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors während einer
virtuellen Versuchsfahrt im WLTC in Abhängigkeit vom Elektrifizierungsgrad145
Abbildung 80 - Betriebspunktverteilung des Verbrennungsmotors im Referenzsystem146
Abbildung 81 - Betriebspunktverteilung des Verbrennungsmotors bei einer Elektrifizierung von
$X_{el} = 0,7146$
Abbildung 82 - Anteil der Betriebsmodi am Gesamtfahrzyklus im Referenzsystem147
Abbildung 83 - Anteil der Betriebsmodi am Gesamtfahrzyklus bei einem Elektrifizierungsgrad von
$X_{el} = 0,7147$
Abbildung 84 - Kennfeld der relativen Wirkungsgraddifferenz des Verbrennungsmotors mit
Miller-Verfahren bezogen auf den Basismotor
Abbildung 85 - Drehmoment und Leistung des Verbrennungsmotors mit Miller-Verfahren und des
Gesamtsystems
Abbildung 86 - Kohlendioxidausstoß des Systems mit Miller-Steuerzeiten im WLTC im Vergleich
zum Referenzsystem
Abbildung 87 - Betriebspunktverteilung des Verbrennungsmotors im System mit Miller-Motor
Abbildung 88 - Anteile der Betriebsmodi des Referenzsystems
Abbildung 89 - Anteile der Betriebsmodi des Miller-Systems
Abbildung 90 - Leistungsverteilung bei Lastpunktverschiebungen im Referenzsystem
Abbildung 91 - Leistungsverteilung bei Lastpunktverschiebungen im System mit Miller-
Steuerzeiten
Abbildung 92 - Kennfeld der relativen Wirkungsgraddifferenz des Verbrennungsmotors mit
Zylinderabschaltung bezogen auf den Basismotor156
Abbildung 93 - Kohlendioxidausstoß des Systems mit Zylinderabschaltung im WLTC im
Vergleich zum Referenzsystem

Abbildung 94 - Betriebspunktverteilung im relativen Verbrauchskennfeld des Systems mit
Zylinderabschaltung158
Abbildung 95 - Verteilung der Betriebsmodi im Basissystem
Abbildung 96 - Verteilung der Betriebsmodi im System mit Zylinderabschaltung159
Abbildung 97 - Verteilung der Betriebsmodi im Basissystem160
Abbildung 98 - Verteilung der Betriebsmodi im System mit Zylinderabschaltung160
Abbildung 99 - Kennfeld der relativen Wirkungsgraddifferenz des Verbrennungsmotors mit
Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten bezogen auf den Basismotor161
Abbildung 100 - Kohlendioxidausstoß des Systems mit Zylinderabschaltung und Miller-
Steuerzeiten im WLTC im Vergleich zum Referenzsystem162
Abbildung 101 - Betriebspunktverteilung des Verbrennungsmotors mit Zylinderabschaltung und
Miller-Steuerzeiten
Abbildung 102 - Verteilung der Betriebsmodi im Basissystem
Abbildung 103 - Verteilung der Betriebsmodi im System mit Zylinderabschaltung164
Abbildung 104 - Verteilung der Betriebsmodi im Basissystem
Abbildung 105 - Verteilung der Betriebsmodi im System mit Zylinderabschaltung und Miller-
Steuerzeiten

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 - Fahrzeugkennwerte	
Tabelle 2 - Übersetzungsverhältnisse der Getriebestufen	87
Tabelle 3 - Messtechnik am Motorprüfstand	100
Tabelle 4 - Stützstellen für die Kalibrierung des thermischen FE-Modells	113
Tabelle 5 - Messtechnik am Versuchsfahrzeug	128
Tabelle 6 - Versuchsmatrix der Validierungsfahrten	129
Tabelle 7 - Gültigkeitsraum der Skalierungsfunktionen	140
Tabelle 8 - Antriebsstrangkonfigurationen	143
Tabelle 9 - Randbedingungen für das Miller-Verfahren	149

1 Motivation

Die Europäische Union hat sich zum Ziel gesetzt, die Treibhausgasemissionen bis zum Jahr 2030 um 55 % gegenüber dem Vergleichsjahr 1990 abzusenken (European Comission 2020). Um dieses Ziel zu erreichen, sind in allen Sektoren erhebliche technologische Transformationsprozesse notwendig (Damasky 2020). Der Straßenverkehr stellt mit einem Anteil von über 20 % der europäischen Treibhausgasemissionen einen besonders gewichtigen Sektor dar (Europäische Komission 2019) und bleibt vom zuvor genannten Transformationsprozess entsprechend nicht unberührt. Die in den letzten Jahrzehnten bereits signifikant angestiegenen Wirkungsgrade verbrennungsmotorischer Antriebe gilt es für kommende Fahrzeuggenerationen weiter zu steigern, um den Ausstoß klimaschädlicher Treibhausgase zu minimieren. Elektro-hybride Fahrzeugantriebe können dabei einen wesentlichen Beitrag leisten. Die Kombination von verbrennungsmotorischen Antrieben mit elektrischen Antriebsmaschinen in elektro-hybriden Fahrzeugantrieben bietet neben einer Steigerung des energetischen Systemwirkungsgrades das Potenzial, einen Antrieb lokal emissionsfrei zu betreiben. Gleichzeitig bieten solche Antriebe eine hohe Tankreichweite sowie die Möglichkeit, auf ein sehr dichtes Tankstellennetz zurückgreifen zu können. Sollte es künftig möglich sein, strombasierte sowie biogene Kraftstoffe in einer breiten Masse für den automobilen Verkehr zur Verfügung zu stellen, so könnten diese Antriebe global klimaneutral betrieben werden. Zusätzlich zu den Umweltaspekten, welche mit elektro-hybriden Fahrzeugantrieben adressiert werden, stellen diese Antriebe einen Mehrwert bezüglich der Fahrdynamik für die Kunden dar. Der Einsatz mehrerer Antriebsmaschinen und Energiespeicher stellt dabei ein komplexes technisches System dar, welches intensive Forschungs- und Entwicklungsarbeiten notwendig macht.

Zielstellung

Diese Arbeit liefert einen Beitrag zu den aktuellen Forschungsfragestellungen auf dem Gebiet der Fahrzeugantriebe. Es gilt dabei zwei wesentliche Forschungsfragen zu beantworten:

- Wie groß ist die Energieeffizienz elektro-hybrider Fahrzeugantriebe?
- Welche Technologien können genutzt werden, um die Energieeffizienz elektro-hybrider Fahrzeugantriebe anzuheben?

Zur Beantwortung dieser Forschungsfragen kommt ein skalierbares, teil-physikalisches Simulationsmodell zum Einsatz. Dieses wurde am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der TU Berlin entwickelt und validiert.

2 Grundlagen elektro-hybrider Fahrzeugantriebe

2.1 Elektro-hybride Fahrzeugantriebe

Nach der Society of Automotive Engineering ist ein Hybridfahrzeug wie folgt definiert: "Ein Hybridfahrzeug besteht aus zwei oder mehr Energiespeichern mit dazugehörigen Energiewandlern, die wahlweise gemeinsam oder jeweils getrennt das Fahrzeug antreiben". (Reif 2010a) (Reif 2010b), (SAE International 2008)

2.1.1 Elektro-hybride Antriebsstrang-Topologien

Bei den elektro-hybriden Fahrzeugantrieben kann zwischen drei grundlegenden Topologien unterschieden werden. Gemein ist allen, dass sie die Komponenten Verbrennungsmotor, elektrische Maschine und Traktionsbatterie beinhalten. Je nach Topologie übernehmen diese jedoch unterschiedliche Aufgaben und sind dementsprechend verschieden dimensioniert und angeordnet. (Reif 2010b, 2010c; SAE International 2008)

Serieller Hybridantriebsstrang

Bei einem seriellen Hybrid-Antriebsstrang sind der Verbrennungsmotor und die elektrischen Maschinen in Reihe geschaltet. Eine schematische Darstellung ist durch Abbildung 1 gegeben. Da für die nachfolgenden Untersuchungen der Tankinhalt nicht von Bedeutung ist, wird dieser nicht weiter betrachtet. Es wird davon ausgegangen, dass stets ausreichend Kraftstoff zur Verfügung steht und die Masseänderung durch den Kraftstoffverbrauch vernachlässigbar klein ist.



Abbildung 1 - Serieller Hybridantriebsstrang

Der Antriebsstrang besteht aus einem Verbrennungsmotor, einer Trennkupplung, zwei elektrischen Maschinen, sowie einer Traktionsbatterie. In diesem Antriebskonzept wird die für den Vortrieb des Fahrzeugs notwendige Antriebsleistung stets vom Elektromotor geliefert. Der Verbrennungsmotor dient ausschließlich als Energielieferant für den elektrischen Antrieb. Es besteht keine mechanische Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und Antriebsachse. In dieser Topologie ist die elektrische Maschine entsprechend so zu dimensionieren, dass diese die notwendige Antriebsleistung in allen Fahrzuständen liefern kann. Die Batterie kann vergleichsweise klein ausgeführt werden, da durch den Verbrennungsmotor stets Energie für den elektrischen Vortrieb geliefert werden kann. (Reif 2010b, S. 28)

Vorteilhaft an seriellen Hybridantriebssträngen ist der von der Fahranforderung unabhängige Betrieb des Verbrennungsmotors. So kann dieser stets in seinem Wirkungsgradoptimum oder bei minimalen Schadstoffemissionen betrieben werden. (Reif 2010b, S. 28) Außerdem kann durch den vom Vortrieb entkoppelten Betrieb des Verbrennungsmotors dieser mitsamt seiner hoch temperatursensiblen Abgasreinigung vorkonditioniert werden, sodass diese bei Fahrbeginn leistungsfähig arbeiten kann. Damit einhergehend kann ein "intermittierender Betrieb" (Hofmann, S. 20) realisiert werden, welcher ebenfalls zu einem leistungsfähigen Betrieb der Abgasreinigung in jedem Betriebszustand beitragen kann, so wie in (Hofmann 2010, S. 20) erläutert wird.

Nachteilig ist die lange Wirkungsgradkette bei der Energiewandlung. Neben den Verlusten, die im Verbrennungsmotor auftreten, entstehen im Generator, beim Laden und Entladen der Batterie sowie im Elektromotor Verluste, die den Gesamtwirkungsgrad des Systems reduzieren. Außerdem sind zwei elektrische Maschinen vorzusehen, was zu einem Anstieg der Systemkomplexität, der Kosten sowie der Gesamtmasse des Systems führt. (Hofmann 2010, S. 20-21; Reif 2010b, S. 29)

Paralleler Hybridantriebsstrang

Parallele Hybridantriebsstränge zeichnen sich durch eine parallele Anordnung des Verbrennungsmotors und der elektrischen Maschine aus, wie in Abbildung 2 gezeigt wird.



Abbildung 2 - Paralleler Hybridantriebsstrang

Das System besteht aus einem Verbrennungsmotor, einer Trennkupplung, einer elektrischen Maschine, welche sowohl als Motor als auch als Generator arbeiten kann, sowie einem Getriebe und einer Traktionsbatterie. Durch diese Anordnung ist sowohl ein rein verbrennungsmotorischer als auch rein elektrischer Antrieb des Fahrzeugs realisierbar. Desweiteren kann die notwendige Antriebsleistung als Summe der beiden Antriebsaggregate zusammengesetzt werden. Die elektrische Maschine kann an verschiedenen Stellen des Antriebes verbaut werden. Es wird daher bei parallel-hybriden Fahrzeugantrieben zwischen P0-, P1-, P2-, P3- und P4-Hybriden unterschieden. P0 bezeichnet Systeme, bei denen eine Startvorrichtung am Verbrennungsmotor verbaut ist, welche vielfaches Starten des Verbrennungsmotors bei einer Stopp-Start-Automatik zu gewährleisten im Stande ist. In einer P1-Architektur wird eine elektrische Leistungsmaschine direkt am Verbrennungsmotor vorgesehen, um elektrisch unterstützt zu fahren. Bei einem P2-Hybrid wird die elektrische Maschine hinter der Trennkupplung vorgesehen, bei einer P3-Architektur sitzt die elektrische Maschine auf der Getriebeausgangsseite. Sowohl P2- als auch P3-Hybride ermöglichen rein elektrischen Betrieb. Bei P4-hybriden Fahrzeugantrieben wird eine vom Verbrennungsmotor getrennte elektrische Maschine auf der zweiten Achse vorgesehen und so ein Wechsel zwischen verschiedenen Achsantrieben ermöglicht. (Reif 2010a, S. 31-33)

Da eine Leistungsaddition möglich ist, können sowohl Verbrennungsmotor als auch elektrische Maschine kleiner ausgelegt werden, als es bei einem vergleichbaren Fahrzeug mit rein elektrischem oder verbrennungsmotorischem Antrieb notwendig ist. (Hofmann 2010, S. 23)

Die Vorteile eines parallelen Hybridantriebsstrangs liegen in der Möglichkeit der Leistungsaddition beider Antriebsaggregate und der damit verbundenen Möglichkeit der Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors hin zu emissionsminimierten Betriebspunkten. Es ist außerdem ein emissionsfreier Betrieb bei rein elektrischem Vortrieb möglich. So können beispielsweise in urbanen Gebieten signifikante positive Effekte bezüglich der CO₂- und Schadstoffemissionen erreicht werden. (Reif 2010a, S. 31-33)

Der Nachteil dieses Systems liegt in der Kopplung der Motordrehzahl mit Radgeschwindigkeit, die eine von der Fahrzeuggeschwindigkeit unabhängige Wahl des Betriebspunkts des Verbrennungsmotors verhindert. (Hofmann 2010, S. 23)

Leistungsverzweigter Hybridantriebsstrang

Der leistungsverzweigte Hybridantriebsstrang stellt eine Mischform aus parallelem und seriellem Hybrid dar und ist in Abbildung 3 dargestellt.



Abbildung 3 - Leistungsverzweigter Hybridantriebsstrang

Das Gesamtsystem besteht aus einem Verbrennungsmotor, zwei elektrischen Maschinen sowie einer Traktionsbatterie und einem Planetengetriebe. Durch diese Anordnung kann ein Teil der Leistung des Verbrennungsmotors direkt an die Antriebsachse übertragen werden. Die übrige Leistung dient zum Laden der Traktionsbatterie über den Generator oder wird über den Elektromotor auch auf die Antriebsachse übertragen. Die Konstruktion aus Planetengetriebe und den beiden elektrischen Maschinen ermöglicht eine vom Fahrzustand unabhängige, stufenlos verstellbare Einstellung des Betriebspunktes des Verbrennungsmotors. (Hofmann 2010, S. 23-41) Vorteilhaft ist dabei der erhöhte Wirkungsgrad des Gesamtsystems im Vergleich zum seriellen Hybridantriebsstrang durch die direkte Übertragung eines Teils der verbrennungsmotorischen Leistung auf die Antriebsachse. Durch die Anordnung der Antriebsaggregate kann zudem ein für den jeweiligen Betriebszustand optimaler Leistungssplit zwischen elektrischer und thermodynamischer Maschine vorgenommen werden, da das System eine hohe Komplexität bezüglich der Leistungsverteilung aufweist. (Hofmann 2010, S. 23-41)

Nachteilig am leistungsverzweigten Hybridsystem ist die hohe Systemkomplexität. (Hofmann 2010, S. 23-41)

Hybridisierungsgrad

Neben der Antriebsstrangtopologie werden elektro-hybride Fahrzeugantriebe zusätzlich nach dem Hybridisierungsgrad unterschieden, welcher eine Aussage darüber macht, wie groß die verbaute elektrische Leistung sowie die elektrischen Funktionalitäten des Antriebs sind. Abbildung 4 zeigt eine Übersicht der verschiedenen Hybridantriebe.

Funktionen und Nutzen	Micro-Hybrid	Mild-Hybrid	Full-Hybrid	Plug-In-Hybrid
Konstruktive Merkmale	Leistungsfähi- ger Anlasser und regelbarer Generator oder Riemenstarter- Generator	Kurbelwellen- Starter-Generator (KSG)	Trennkupplung zum Verbren- nungsmotor oder mehrere E-Maschinen	Elektroantrieb mit Verbrennungs- motor als Range Extender
Funktionen	Start/Stopp Eingeschränkt Rekuperation	Start/Stopp Rekuperation Boosten Generatorbetrieb Eingeschränkt E-Fahren bei niedrigen Geschw.	Start/Stopp Rekuperation Boosten Generatorbetrieb E-Fahren für kurze Reich- weiten	Start/Stopp Rekuperation Boosten Generatorbetrieb E-Fahren für mittlere Reich- weiten Ext. Nachladung
Leistung E-Maschine	2-3 kW	10–15 kW	>> 15 kW	>>15 kW
Spannungs- niveau	12-42 V	42–150 V +12 V Bordnetz	>200 V +12 V Bordnetz	>200V +12 V Bordnetz
Typische Batte- rietechnologie	Blei-Säure, AGM	NiMH, Li-Ion, Super Caps, +Blei-Säure	NiMH, Li-Ion, (+Blei-Säure)	NiMH, Li-Ion, (+Blei-Säure)
Verbrauchs- einsparung	5-10%	10-20%	>20%	

Abbildung 4 - Funktionen und mögliche Kraftstoffeinsparung verschiedener Hybridantriebe1

¹ (Hofmann 2010, S. 19)

2.1.2 Betriebszustände im elektrohybriden Antriebsstrang

Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs bietet eine Vielzahl von Freiheitsgraden, sodass der Antriebsstrang verschiedene Zustände annehmen kann. Fünf grundlegende Betriebsmodi können definiert werden.

Verbrennungsmotorisches Fahren

Beim verbrennungsmotorischen Fahren wird die gesamte für den Vortrieb benötigte Leistung vom Verbrennungsmotor geliefert. Es wird keinerlei Lastpunktverschiebung am Verbrennungsmotor vorgenommen. Die elektrische Maschine liefert weder Antriebsleistung noch wird durch Generatorbetrieb Energie in die Traktionsbatterie eingespeichert. Das rein verbrennungsmotorische Fahren gleicht dem Betrieb in einem nicht elektrifizierten, konventionellen Fahrzeug und bietet als Betriebsart kein Potenzial zur Kraftstoffabsenkung.

Elektrisches Fahren

Beim elektrischen Fahren liefert ausschließlich der Elektromotor die benötigte Antriebsleistung, der Ladezustand der Traktionsbatterie sinkt. Der Verbrennungsmotor ist in diesem Betriebsmodus vom Antriebsstrang abgekoppelt und ausgeschaltet (Reif 2010b, S. 17). Die wesentlichen Vorteile des elektrischen Fahrens liegen im hohen Wirkungsgrad sowie in der Möglichkeit der lokalen Emissionsfreiheit. So stößt das Fahrzeug beispielsweise bei Einsatz elektrischen Fahrens im urbanen Umfeld weder Kohlendioxid- noch Schadstoffemissionen aus. Insbesondere der verbrauchsintensive Niedriglastbereich von Verbrennungsmotoren lässt sich somit vollständig ausblenden. Die Nutzung des elektrischen Fahrens bei geringen Geschwindigkeiten weist nach (Hofmann 2010) einen Verbrauchsvorteil von gut 2 % im Zertifizierungszyklus gegenüber einem konventionellen Antrieb auf.

Hybridisches Fahren

Hybridisches Fahren zeichnet sich durch zeitgleichen Betrieb der elektrischen Maschinen und des Verbrennungsmotors aus. Je nach Aufteilung der Antriebsleistung werden drei verschiedene Modi unterschieden. Bei der Lastpunktanhebung wird das Moment des Verbrennungsmotors in Richtung Wirkungsgradoptimum angehoben; der Verbrennungsmotor liefert mehr Leistung als für den Vortrieb notwendig ist. Die überschüssige Leistung wird über den Generator in die Traktionsbatterie eingespeist und der Ladezustand der Traktionsbatterie nimmt zu (Reif 2010a, S. 8

22). Bei der Lastpunktabsenkung liefert der Elektromotor einen Teil der Antriebsleistung, sodass der Lastpunkt des Verbrennungsmotors abgesenkt werden kann. Die Traktionsbatterie wird in diesem Modus entladen. Beim Boosten arbeitet der Verbrennungsmotor an seiner Drehmomentengrenze und die elektrische Maschine stellt zusätzliches Antriebsmoment zur Verfügung, um das vom Fahrer gewünschte Beschleunigungsverhalten zu realisieren. Der Ladezustand der Traktionsbatterie nimmt in diesem Modus ab. (Reif 2010a, S. 23)

In (G. Hohenberg und Indra 2006) wird für die Lastpunktverschiebung ein Verbrauchspotenzial von 30 % im urbanen Betrieb bei einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 25 km/h ermittelt. Bei einer Überlandfahrt mit einer durchschnittlichen Geschwindigkeit mit 42 km/h wird ein Verbrauchsvorteil gegenüber einem konventionellem Antrieb von 20 % ermittelt. Bei hohen Geschwindigkeiten, beispielsweise während einer Autobahnfahrt, ermitteln Hohenberg und Indra 2006) ein Potenzial von lediglich 1 %. Bei Autobahnfahrten mit hoher Leistungsanforderung wird der Verbrennungsmotor bereits in oder in der Nähe seines optimalen Betriebsbereichs betrieben, sodass hier eine Lastpunktverschiebung teilweise nicht realisiert werden kann. Ein Einsparpotenzial durch diese Betriebsart ergibt sich dann nicht. Im Stadtbetrieb, bei dem geringe Leistungen für den Vortrieb notwendig sind und in einem konventionellen Antrieb sehr wirkungsgradunvorteilhafte Betriebspunkte angefahren werden müssen, ist der positive Effekt der Lastpunktverschiebung in Richtung höhereffizienter Betriebsbereiche deutlich größer als im Autobahnbetrieb. Der Effekt nimmt mit steigender Durchschnittsgeschwindigkeit ab, sodass sich bei der Überlandfahrt ein geringeres Potenzial ergibt als im Stadtbetrieb.

Bremsenergierückgewinnung

Bei der Bremsenergierückgewinnung wird ein Teil oder das gesamte Bremsmoment über den Generator aufgenommen und in die Batterie eingespeist, solange es der Batterieladezustand sowie weitere Randbedingungen, wie etwa die Leistungsfähigkeit oder Temperaturgrenzen der elektrischen Maschine, zulassen.

In (G. Hohenberg und Indra 2006) wird für den Stadt- und den Überlandbetrieb ein Verbrauchsvorteil von 4 % bis 5 % für die Bremsenergierückgewinnung ermittelt. Während des Autobahnbetriebs entfällt dieses Potenzial nahezu komplett. Im Stadt- und Überlandbetrieb sind die erforderlichen Bremsmomente durch die vergleichsweise geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten klein, sodass hier die elektrische Maschine als Generator genutzt und Bremsenergierückgewinnung 9

realisiert werden kann. Außerdem kommt es hier aufgrund des Geschwindigkeitsprofils häufiger zu Bremsmänovern. Während des Autobahnteils kommt es zu einem nahezu konstanten Betrieb ohne oder weniger Bremsvorgängen. Zudem sind die Bremsvorgänge der hohen Geschwindigkeiten mit größeren Bremsmomenten verbunden, welche durch die begrenzte Leistungsfähigkeit der elektrischen Maschine nicht elektrisch realisiert werden können. Das Verbrauchseinsparpotenzial wird in (Hofmann 2010, S. 85) mit 0,5 l/100 km für den Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) bei einer Fahrzeugmasse von m_{Fzg} = 1500 kg angegeben.

Stopp-Start-Automatik

Durch die Stopp-Start-Automatik wird beispielsweise in Standsituationen an Ampeln, bei sehr geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten und während Verzögerungsphasen der Verbrennungsmotor ausgeschaltet und so der wirkungsgradungünstige Leerlauf vermieden (Reif, S. 26). Für diese Funktion ist ein potenter Starter vorzusehen, der eine Vielzahl von Motorstarts über die gesamte Lebensdauer gewährleisten kann. Technische Umsetzungen erfolgen durch Ritzel-Starter, Riemen-Starter-Generatoren, bei dem der Starter in einem Riementrieb sitzt oder Kurbelwellen-Starter-Generatoren, mit denen je nach Leistungsvermögen des Starters auch die Hybridfunktionen Rekuperation und Lastpunktverschiebung realisiert werden können. Alternativ kann der Start des Verbrennungsmotors auch über das elektrische Antriebsaggregat realisiert werden.

In (G. Hohenberg und Indra 2006) wird für die Stopp-Start-Automatik im Stadtbetrieb ein Verbrauchsvorteil von 8 % angegeben. Im Überlandbetrieb sinkt dieser Vorteil auf 4 %. Dieses Verhalten lässt sich insbesondere auf die geringen zeitlichen Abschnitte, während denen sich das Fahrzeug im Stillstand befindet, zurückführen. Es ergeben sich weniger Möglichkeiten, den Verbrennungsmotor abzuschalten als im Stadtbetrieb, bei dem mit deutlich häufigeren Standphasen beispielsweise an roten Ampeln zu rechnen ist. In (Reif 2010c, S. 62) wird das Kraftstoffeinsparpotenzial der Stopp-Start-Automatik für ein Mittelklassefahrzeug im NEFZ mit etwa 5 % beziffert, wobei ein größeres Potenzial im städtischen Betrieb attestiert wird. In (Reif 2017, S. 100) wird ein Einsparpotenzial von 3,5 % bis 4,5 % für Stopp-Start-Automatik im NEFZ angegeben.

2.2 Antriebsstrangmodelle

Die numerische Untersuchung von Pkw-Antrieben ist seit Jahren Stand der Technik. So kommen je nach Anwendungsfall verschiedenartige Simulationsmodelle zum Einsatz, um beispielsweise 10

Thermomanagementmaßnahmen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs oder des Ausstoßes von Schadstoffemissionen zu bewerten oder für Hybrid-Antriebe optimale Regelungs- und Steuerungsstrategien zu entwickeln. Die Modellierungstiefe reicht bei den eingesetzten Modellen von einfachen nulldimensionalen Kennfeldmodellen, welche keinerlei thermischen Bestandteile aufweisen bis hin zu Modellen, welche beispielsweise für eine exakte, transiente Berechnung der Zylinderwandtemperaturen dreidimensionale FE-Netze nutzen.

2.2.1 Antriebsstrangmodelle zur Optimierung des Thermomanagements

So setzt beispielsweise Ghebru (Ghebru 2014) in seiner Arbeit eine Co-Simulations-Plattform ein, um verschieden dimensionale Modelle der Komponenten eines konventionellen Antriebs zeitsynchron lösen zu können (Ghebru 2014, S. 26-27). Die Submodelle, etwa der Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors, der Ölkreislauf des Verbrennungsmotors oder die Verbrennung und der Luftpfad des Verbrennungsmotors, werden getrennt voneinander modelliert und anschließend während des Lösungsprozesses über die Co-Simulationsplattform miteinander gekoppelt. Ghebru modelliert in seiner Arbeit einen Antriebsstrang mit 6-Zylinder-Dieselmotor mit "Direkteinspritzung, Abgasturboaufladung und gekühlter Hochdruck-AGR" (Ghebru 2014, S. 83), einem 8-Gang-Wandlerautomatikgetriebe und Allradantrieb.

Die Modellierung der Wärmefreisetzung im Verbrennungsmotor erfolgt mithilfe eines nulldimensionalen phänomenologischen Brennmodells für Dieselmotoren nach (Chmela 1999) und (Chmela 1998). Den gasseitigen Wandwärmeübergang vom Arbeitsgas an die umgebende Zylinderwand berechnet Ghebru durch Anwendung des Newtonschen Ansatzes (Herwig 2000) und unter Zuhilfenahme des Modells zu Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten nach (G. Hohenberg und Indra 2006). Der Wärmestrom vom Arbeitsgas an die Ein- und Auslasskanäle geschieht durch Anwendung der Korrelation (Zapf 1969) für den Wärmeübergangskoeffizienten in gasführenden Kanälen eines Verbrennungsmotors.

Ghebru entwickelt in seiner Arbeit für den Verbrennungsmotor ein hybrides thermisches Modell, welches die brennraumnahe Zylinderwand eindimensional und die brennraumferne Motorstruktur nulldimensional als Netzwerk von 14 thermischen Massen abbildet, wie in Abbildung 5 dargestellt (Ghebru 2014, S. 34-36)



Abbildung 5 - Thermisches Mehrmassenmodell einer Motorstruktur²

Die thermischen Massen der brennraumfernen Motorstruktur stehen dabei durch Wärmeleitung miteinander in thermischer Verbindung. Als Wärmequelle wird die durch konvektiven Wärmeübergang in die Struktur übertragende Wärme auf Zylinderkopf, Kolben und Zylinderwand aufgeteilt. Außerdem treten die Reibleistungen an den Hauptlagern, Pleuellagern sowie an der Nockenwellenlagerung und am Kontakt zwischen Kolbenringen und Laufbuchse als thermische

² (Ghebru 2014, S. 36)
Quellterme auf. Der Wärmestrom der Frischluft auf der kalten und des Abgases auf der heißen Seite dienen ebenfalls als Wärmequelle bzw. -senke. Die Wärmeabfuhr wird als konvektive Wärmeübertragung an verschiedenen Stellen an das Motoröl, die Kühlmittel sowie die Umgebung modelliert. Zur Berechnung der brennraumnahen Zylinderwandtemperatur stellt Ghebru drei Ansätze vor. In einem ersten Ansatz geht er davon aus, dass die Zylinderwandtemperatur eine einfache Funktion der Zeit ist und keine örtliche Auflösung des Temperaturfeldes innerhalb des Wandquerschnitts erfolgt. Der zweite Ansatz beschreibt neben der zeitlich veränderlichen Wandtemperatur zusätzlich eine örtliche Auflösung der Wandtemperatur, welche durch Lösen der differenziellen Energiebilanz berechnet wird. Der dritte Ansatz unterteilt die Zylinderwand in n isotherme Schichten, für welche jeweils durch Lösen der Energiebilanz die Temperatur berechnet werden kann (Ghebru 2014, S. 37-45). Wesentlicher Unterschied zwischen den beiden Modellansätzen, welche eine örtliche Auflösung der Zylinderwandtemperatur erlauben, ist, dass im zweiten Ansatz eine echte Oberflächentemperatur berechnet werden kann, wohingegen der dritte Ansatz eine Temperatur berechnet, die an einer Stelle mit dem Abstand von n/2 in der Zylinderwand liegt und damit einer thermischen Dämpfung unterworfen ist.

Den Motorölkreislauf modelliert Ghebru nulldimensional und bildet die "thermische Interaktion" (Ghebru 2014, S. 47) des Schmiermittels mit den als thermische Quellen agierenden Reibgruppen, dem Kurbelgehäuse sowie dem Öl-Wasser-Wärmetauscher ab. Dieser wird als differentielles Flächenelement "energetisch bilanziert" (Ghebru 2014, S. 48), um den Wärmeaustausch zwischen Kühl- und Schmiermittel kalkulieren zu können. (Ghebru 2014, S. 47-49)

Für den Kühlkreislauf entwickelt Ghebru ein zweigeteiltes Modell: Zum einen erfolgt die Modellierung der Kühlmittelkreislauf-Hydraulik mittels eines dreidimensionalen CFD³-Modells, um die Volumenströme innerhalb des Kühlkreislaufes infolge der Druckverluste zu berechnen. Für das thermische Modell entwickelt Ghebru einen dimensionslosen Ansatz zur Beschreibung des kühlwasserseitigen konvektiven Wärmeübergangs, was zu einer Reduzierung der Rechenzeit im Vergleich zu einer dreidimensionalen Betrachtung führt und nur geringe Abweichungen zum 3D-CFD-Ansatz zeigt. Ghebru modelliert darüber hinaus die Motordurchströmung und den thermischen Pfad der Innenraumklimatisierung. (Ghebru 2014, S. 55-64)

³ Computational fluid dynamics

Für die weiteren Komponenten des Antriebsstrangs bestehend aus Wandlergetriebe, Verteilergetriebe sowie der beiden Achsgetriebe kommt ein dreigeteilter Modellansatz zum Einsatz. In einem Teil werden die jeweiligen temperaturabhängigen Verlustleistungen jeder Komponente berechnet. Die berechneten Verlustleistungen, die Umgebungstemperatur sowie die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit dienen als Eingangsgröße für das thermische Modell, welches die Schmiermitteltemperatur der jeweiligen Komponente berechnet und dem Verlustleistungsmodell übergibt. (Ghebru 2014, S. 76-77)

Die Reibung im Verbrennungsmotor ermittelt Ghebru mithilfe von Strip-Messungen bei verschiedenen Schmiermitteltemperaturen und stellt die Daten in Form eines Kennfelds dem Simulationsmodell zur Verfügung. (Ghebru 2014, S. 78)

Die Gesamtmodellvalidierung erfolgt mithilfe eines Versuchsfahrzeugs, welches unter veränderlichen Randbedingungen in verschiedenen Fahrzyklen in einem Klima-Windkanal mit Rollenprüfstand experimentell untersucht wird. Zur Erfassung der thermischen Situation im Verbrennungsmotor sowie im Kühlkreislauf wurden 185 Temperaturmessstellen in der Motorstruktur, dem motorinternen Kühl- und Schmiermittelkreislauf, im Motorraum sowie im Pfad der Innenklimatisierung sowie im Abgasstrang untergebracht. Darüber hinaus wurde der Verbrennungsmotor mit Volumenstromsensorik ausgestattet, um das hydraulische Modell validieren zu können. (Ghebru 2014, S. 83-86)

Die Validierungsergebnisse, welche Ghebru aufzeigt, belegen eine sehr gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den am Versuchsfahrzeug gemessenen Größen. Insbesondere der Kraftstoffverbrauch wird mit einem Fehler unter 1 % für alle gezeigten Versuche mit hoher Genauigkeit wiedergegeben. (Ghebru 2014, S. 93-99)

Ghebru setzt das von ihm entwickelte Gesamtfahrzeugmodell dazu ein, um den Einfluss verschiedener Randbedingungen auf das Warmlaufverhalten des Verbrennungsmotors und der damit einhergehenden Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch aufzuzeigen. So wird etwa für eine Reduzierung des gasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von 30 % eine relative Kraftstoffeinsparung von etwa 4 % berechnet. Dieses Ergebnis wird im Wesentlichen auf ein beschleunigtes Warmlaufverhalten des Verbrennungsmotors und damit einhergehender Reduzierung der Reibleistung nach Kaltstart zurückgeführt (Ghebru 2014, S. 104). Weiterhin werden die Einflüsse der Zylinderwandtemperatur, des Wärmeübergangs im Auslasskanal, der 14

Motorraumdurchströmung, der effektiven Leistung des Verbrennungsmotors sowie der Reibleistung des Verbrennungsmotors auf das Motorwarmlaufverhalten und den Kraftstoffverbrauch betrachtet. Neben der Variation der effektiven Motorleistung, die bei einer 6 %-igeReduzierung eine knapp 2 %-ige Reduzierung des Kraftstoffaufwands nach sich zieht, hat vor allem der Reibmitteldruck mit über 6 % Kraftoffverbrauchsreduzierung bei 30 %-iger Reduzierung des Reibmitteldrucks einen erheblichen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch. (Ghebru 2014, S. 101-132)

Haupt erarbeitet in (Haupt 2013) ein multiphysikalisches Modell eines konventionellen Pkw-Antriebs bestehend aus den Komponenten Verbrennungsmotor, Getriebe, Abgasanlage, Kühlsystem und 12 V-Bordnetz. Alle Komponenten werden in einer Simulationsumgebung modelliert und direkt miteinander verknüpft.

Ein nulldimensionales Kennfeldmodell berechnet in Abhängigkeit des Betriebspunkt des Verbrennungsmotors sowie der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit und weiterer Eingangsgrößen den aktuellen Kraftstoffmassenstrom, die Antriebsleistung sowie Temperaturen von Kühl- und Schmiermittel, wie in Abbildung 6 dargestellt. Der Kraftstoff- und Abgasmassenstrom sowie die Abgastemperatur werden wie das Hochdruckmoment und die Ladungswechselarbeit als betriebspunktabhängige Kennfelder modelliert. Die Motorreibung wird komponentenaufgelöst in Abhängigkeit der Motordrehzahl und der aktuellen Motoröltemperatur berechnet. (Haupt 2013, S. 42-46)



Haupt beschreibt das thermische Verhalten des Verbrennungsmotors mithilfe eines nulldimensionalen Netzwerks sieben thermischer Massen, welche durch Wärmeleitung miteinander in thermische Verbindung stehen. Die Wassermäntel werden durch Rohrleitungen abgebildet. Es erfolgt ebenfalls eine Unterteilung der Struktur in brennraumnahe und brennraumferne Bereiche. Das Schmiermittel wird in drei Massen auf den Zylinderkopf, das Kürbelgehäuse und in die Ölwanne aufgeteilt. Für den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motoraußenseite und Umgebungsluft modelliert Haupt "die Motoroberfläche als längs angeströmte ebene Platte" (Haupt 2013, S. 49). Zur Berechnung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs bedient sich Haupt der Modelle von Incropera und DeWitte (vgl. (Incropera und DeWitt 2002)). (Haupt 2013, S. 46)

Im Fahrzeugmodell von Haupt kommt ein Automatikgetriebe zur Wandlung der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors in die für den Vortrieb notwendigen Betriebspunkte zum Einsatz. Die Teilkomponenten Drehmomentenwandler, Ölpumpe, Getriebesteuerung und Planetengetriebe werden getrennt voneinander modelliert. Das Modell zur Beschreibung der Mechanik des Drehmomentenwandlers beinhaltet die Massenträgheitsmomente der Pumpen und des Turbinenrads und bildet das Drehmomentenverhältnis und das Drehmoment auf der Pumpenseite im Wesentlichen als Funktion des Drehzahlverhältnisses von Pumpe und Turbine ab. Mittels Leistungsbilanz gelingt dann eine Berechnung der Verlustleistung des Wandlers. Die im Planetengetriebe auftretenden Verluste werden mithilfe neuronaler Netze berechnet. Das Modell der Getriebeölpumpe beinhaltet die Berechnung des Pumpenantriebsmoments aus einem Kennfeld und die Bestimmung des Ölmassenstroms durch ein neuronales Netz. Die Getriebesteuerung schaltet je nach Drehzahl und Drehmoment die Gangstufe. (Haupt 2013, S. 52-55)

Neben der Abbildung der mechanischen Eigenschaften sowie der Steuerung des Getriebes nimmt Haupt ebenfalls eine Modellierung des thermischen Verhaltens des Kennungswandlers vor. Das thermische Getriebemodell besteht aus einem thermischen Netzwerk der Getriebeinnereien sowie einem Modell des Getriebeölwärmetauschers. Das thermische Modell ist aus sechs thermischen

⁴ (Haupt 2013, S. 43)

Massen aufgebaut, welche über Wärmeleitung miteinander und durch Wärmekonvektion mit ihrer Umgebung in thermischer Verbindung stehen. Das Modell dient zur Berechnung der Verlustleistung beeinflussenden Getriebeöl- und Bauteiltemperaturen. Das Modell des Getriebeölwärmetauschers bestimmt die Medientemperaturen mithilfe eines neuronalen Netzes. (Haupt 2013, S. 56-58)

Haupt nimmt weiterhin eine Modellierung des Kühlkreislaufs inklusive der Wasserpumpe, des Kühlmittelkühlers, des kennfeldgesteuerten Kühlmittelthermostats und des Getriebeölwärmetauscher-Thermostats vor. Weiterhin berücksichtigt er den elektrischen Motorlüfter und die Innenraumklimatisierung im thermischen Gesamtsystem. (Haupt 2013, S. 67-85)

Weiterer Bestandteil von Haupts Gesamtfahrzeugmodell ist das Modell der Abgasanlage. Dieses beinhaltet Modelle ein- und doppelwandiger Rohre zur Beschreibung des Wärmeaustrags aus der Abgasanlage in die Umgebung mittels Strahlung und Konvektion. Im Katalysator wird der Monolith als Wärmekapazität mit einheitlicher Materialtemperatur modelliert. Zusätzlich kommt ein Modell zum Einsatz, welches abhängig von der aktuellen Umsatzrate die Wärme der katalytischen Reaktion als thermischen Quellterm berechnet. (Haupt 2013, S. 86-98)

Für die Validierung der Teilmodelle und des Gesamtmodells nutzt Haupt zwei mit Messtechnik ausgestattete Versuchsfahrzeuge, welche durch Straßenmessungen und Versuche auf einem Rollenprüfstand untersucht werden. Zur Validierung des Kühlsystems wird dieses mit Temperatur-, Druck- und Volumenstromsensoren ausgestattet. Die Abgasanlage wird ebenfalls mit Temperaturmessstellen ausgestattet. Weitere Messgrößen wie beispielsweise Luft- und Kraftstoffmassenstrom erhält Haupt durch Auslesen des Antriebs-CAN⁵-Buses und der OBD⁶-Schnittstelle. (Haupt 2013, S. 105-110)

Haupt zeigt einen Vergleich der mit einem Versuchsfahrzeug gemessenen Daten mit den Ergebnissen seiner Simulation in verschiedenen Zyklen und Variation der Startbedingungen (insbesondere der Starttemperatur). Das Simulationsmodell zeigt dabei Abweichungen im Kraftstoffverbrauch von bis zu knapp 4 % im Vergleich zur Messung. Haupt stuft die Ergebnisse

⁵ Controller Area Network

⁶ On-Board-Diagnose

insbesondere im Hinblick auf die durchgeführten Straßenmessungen als gut ein. (Haupt 2013, S. 113-114)

Anwendung findet das von Haupt entwickelte Modell bei der Untersuchung des Wärmemanagements des konventionellen Antriebs und eines vom konventionellen Antrieb abgeleiteten Parallel-Hybrids mit geringer elektrischer Leistung sowie einem kleinen elektrischen Energiespeicher. Zunächst ermittelt Haupt das Kraftstoffreduktionpotenzial in verschiedenen Zyklen für veränderte Starttemperaturen und zeigt hier beispielsweise für eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von etwa 8 % bei einer Starttemperatur von $T_{KW,Start} = 95$ °C im Vergleich zu einer Starttemperatur von TKW,Start = 20 °C. Eine Absenkung der Starttemperatur auf TKW,Start = -20 °C führt demnach zu einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs von knapp 9 %. Für einen ideal temperierten Antriebsstrang wird für den konventionellen Antrieb eine Verbrauchsreduktion von bis zu 15 % bei niedrigen Umgebungsbedingungen ermittelt. Für den hybridisierten Antriebsstrang wird sogar ein noch höheres Potenzial von knapp 30 % für einen ideal temperierten Antriebsstrang bei niedrigen Umgebungstemperaturen ermittelt. Das hohe Potenzial des Wärmemanagements im Hybridfahrzeug wird im Wesentlichen auf die verringerte Reibung im Verbrennungsmotor zurückgeführt. Aufgrund des sequenziellen Betriebs des Verbrennungsmotors im Hybridfahrzeug steigt die Motoröltemperatur bei nicht idealen Bedingungen vergleichsweise langsam an und verursacht somit über den gesamten Zyklus hohe Reibleitungen, sodass hier ein konditioniertes System ein höheres Potenzial aufweist. (Haupt 2013, S. 116-119)

Aus den theoretischen Betrachtungen zum Wärmemanagement leitet Haupt technologische Lösungen für den Antrieb ab. So untersucht er den Einsatz von Wärmespeichern für das Schmierund Kühlmittel sowie die Abgasenergienutzung durch einen Wärmetauscher im Abgasstrang. Für den Motorölwärmespeicher wird sowohl im konventionellen als auch im Hybridfahrzeug ein Potenzial zur Kraftstoffmassenreduktion mit unter 2 % ermittelt. Der Wärmespeicher im Kühlsystem bietet laut Haupt ein größeres Potenzial, welches je nach Speichermasse und Starttemperatur mit bis zu 3 % angegeben wird. Der Einsatz eines Abgaswärmetauschers im Abgasstrang bietet insbesondere bei niedrigen Starttemperaturen Potenzial, welches mit unter 2 % ebenfalls klein ausfällt. (Haupt 2013, S. 119-138)

Blodig untersucht in seiner Arbeit (Blodig 2011) den "Warmlauf des Verbrennungsmotors im Hybridfahrzeug" mittels numerischer Simulationsmodelle. Wesentlicher

Untersuchungsgegenstand ist der Einfluss des Betriebs des Verbrennungsmotors in einem Hybridfahrzeug hinsichtlich des Aufheizverhaltens der Betriebsmedien, um Aussagen über das Reibverhalten des Aggregats treffen zu können. Außerdem wird das thermisch transiente Verhalten der Abgasanlage modellhaft abgebildet, um die Effektivität der Abgasreinigung bei Kaltstartszenarien bewerten zu können.

Blodig entwickelt ein an Fischer und Schwarzmeier angelehntes Reibmodell (vgl. (Fischer 1999; Schwarzmeier 1992)) und modifiziert dieses so, dass statt der Öltemperatur die Temperatur in der Lagerstelle selbst als Eingangsgröße dient. (Blodig 2011, S. 16-24)

Es wird außerdem ein einfaches thermisches Modell des Verbrennungsmotors entwickelt, welches diesen durch zwei thermische Massen, die durch den Wassermantel getrennt sind, abbildet. Es wird hier, wie bereits in (Haupt 2013), in eine brennraumnahe und eine brennraumferne Struktur unterschieden. Für die Bestimmung der Wandtemperaturen wählt Blodig einen eindimensionalen Ansatz. (Blodig 2011, S. 26-28)

Den Abgasstrang modelliert Blodig, indem er zunächst die Rohabgasemissionen aus einem Kennfeld ausliest und anschließend über eine einfache Reaktionskinetik nach (Matthess u. a. 2001) die Reaktionswärme sowie die Schadstoffkonzentrationen nach dem Katalysator bestimmt. Das thermische Modell wird in die Komponenten Abgaskrümmer und Katalysator unterteilt. Der Abgaskrümmer wird dabei als einfache thermische Punktmasse modelliert. Für den Katalysator wird eine Diskretisierung des Monolithen in eine Vielzahl kleiner Kanäle vorgenommen, in welchen die Energie- sowie die Stoffbilanz gelöst wird. (Blodig 2011, S. 41-56)

Für das Fahrzeugmodell implementiert Blodig eine einfache Betriebsstrategie, welche vor allem dazu dient, den Batterieladezustand über einen Fahrzyklus neutral zu halten und den Ausstoß von Emissionen zu Beginn eines Fahrzyklus durch Leerlauf und anschließende Lastpunktanhebung minimal zu halten. (Blodig 2011, S. 57)

Das von ihm entwickelte Gesamtfahrzeugmodell nutzt Blodig, um "den Einfluss der einzelnen Hybridfunktionen auf den Warmlauf zu erfassen" (Blodig 2011, S. 58). Seine Untersuchungen werden in verschiedenen Fahrzyklen und Umgebungsbedingungen durchgeführt. Blodig kommt zu dem Ergebnis, dass insbesondere die Bremsenergierückgewinnung energetische Vorteile bietet. Ebenfalls positiven Einfluss auf die insgesamt vom Verbrennungsmotor zu verrichtende Arbeit hat die Stopp-Start-Automatik, da diese den verbrauchsungünstigen Leerlauf des Verbrennungsmotors auszublenden vermag. (Blodig 2011, S. 63-64)

Weiterhin stellt Blodig fest, dass durch eine steigende Hybridisierung, insbesondere durch die Einführung der Stopp-Start-Automatik und der Möglichkeit elektrischen Fahrens, der Wärmeeintrag in den Verbrennungsmotor sinkt. Dies führt folglich dazu, dass die Betriebsmedien des Verbrennungsmotors erst zu späteren Zeitpunkten ihre Betriebstemperatur erreichen und es zu erhöhter Reibung kommt. (Blodig 2011, S. 66-84)

Zur Verbesserung des Warmlaufverhaltens untersucht Blodig mit seinem Modell eine "modifizierte Hybridstrategie" (Blodig 2011, S. 98), die zusätzliche Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors sowie den Verzicht auf die Stopp-Start-Funktionalität und elektrisches Fahren vorsieht. Beide Strategien führen zu vernachlässigbaren Kraftstoffeinsparungen im NEFZ und können in dynamischeren Zyklen zu Mehrverbrauch führen. Lediglich bei einem System mit elektrischem Zuheizen des Kühlmittelkreises zeigt die modifizierte Betriebsstrategie Verbrauchsvorteile, da hier infolge des erhöhten Wärmeeintrags des Verbrennungsmotors die Betriebstemperatur des Kühlmittels so schnell erreicht wird, dass elektrisches Zuheizen nicht notwendig ist. (Blodig 2011, S. 98-103)

Als weiteres Konzept des Wärmemanagements im Hybridfahrzeug stellt Blodig eine elektrische Katalysatorheizung vor, welche das kraftstoffintensive Katalysatorheizen mittels Verbrennungsmotor eliminieren soll. Das System zeigt in den durchgeführten Untersuchungen entweder nur sehr geringes Potenzial zur Verbrauchsminimierung oder gar einen negativen Effekt auf den Kraftstoffverbrauch. Insbesondere bei niedrigen Starttemperaturen ist ein negativer Einfluss durch dieses System zu beobachten, was vor allem auf die höhere Reibleistung des Verbrennungsmotors bei Kaltstartszenarien zurückgeführt wird. Hier fällt das Katalysatorheizen durch den Verbrennungsmotor nur gering ins Gewicht. Der Wegfall des Katalysatorheizens hat daher nur geringen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch. (Blodig 2011, S. 104-107)

Die direkte Nutzung der Abgaswärme wird durch Blodig mittels Simulation eines Abgaswärmetauschers diskutiert. Dieses System zeigt für ein Vergleichssystem ohne elektrische Zuheizung des Kühlmittelkreises des Verbrennungsmotors ein Potenzial unter 0,5. Für ein System, welches mit elektrischer Zuheizung ausgestattet ist, ermittelt Blodig einen Verbrauchsvorteil von bis zu 5 % im NEFZ, da hier elektrische Energie für die Heizung eingespart werden kann. (Blodig 2011, S. 108-112)

2.2.2 Antriebsstrangmodelle zur Optimierung des elektro-hybriden Gesamtsystems

Balazs erarbeitet in seiner Arbeit (Balazs 2015) ein skalierbares Modell eines elektro-hybriden Fahrzeugantriebes, mit dessen Hilfe eine Auslegung eines optimierten Gesamtsystems für verschiedene Anwendungsfälle ermöglicht wird. Dafür werden die Modelle der Antriebsstrangkomponenten sowie die Betriebsstrategie des Hybridantriebs parametrisiert aufgebaut, um Eigenschaften und Steuerung einfach beeinflussen und deren Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch ermitteln zu können. Das aufgebaute Modell wird anschließend genutzt, um durch numerische Optimierung eine verbrauchsoptimale Konfiguration des Antriebs zu ermitteln. (Balazs 2015, S. 31-33)

Balazs hinterlegt seinem Modell vier⁷ verschiedene Grundtypen von Ottomotoren, welche alle als Kennfeldmodell abgebildet werden, wie sie durch Abbildung 7 dargestellt sind.

⁷ 1. Saugmotor mit Nockenwellenphasensteller auf Einlass- und Auslassseite und Direkteinspritzung sowie homogen stöchiometrischem Brennverfahren

^{2.} Atkinsonmotor

^{3.} Turboaufgeladener Motor mit Saugrohreinspritzung

^{4.} Turboaufgeladener Motor mit Direkteinspritzung



Abbildung 7 - Motorkonzepte⁸

Durch Analyse einer großen Datenbasis von etwa 40 Verbrennungsmotoren leitet er Gesetzmäßigkeiten für die Zusammenhänge zwischen Luft-Kraftstoff-Verhältnis, Spitzendrucklage (bzw. Zündzeitpunkt), Zylinderhubvolumen, Verdichtungsverhältnis, Reibung, Abgastemperatur und Wirkungsgrad ab. Damit gelingt es Balazs bei veränderten Motorkenngrößen wie beispielsweise einer Anhebung des Verdichtungsverhältnisses oder Veränderung des Zylinderhubvolumens veränderte Kennfelder für den modifizierten, virtuellen Motor zu erzeugen. (Balazs 2015, S. 34-48)

Um das thermisch transiente Verhalten des Verbrennungsmotors berücksichtigen zu können, erarbeitet Balazs ein einfaches nulldimensionales thermisches Modell, welches die Thermik des Motors durch vier thermische Massen und dem Wandwärmestrom aus dem Zylinder in die Struktur als Wärmequelle definiert. Für die temperaturabhängige Reibung wird ein Korrekturfaktor

^{8 (}Balazs 2015, S. 34)

eingeführt, welcher durch Analyse von Messdaten formuliert wurde. Neben der Skalierung der Kennfelder wird ebenfalls die einhergehende Skalierung der Masse und des Massenträgheitsmoments vorgenommen. (Balazs 2015, S. 49-53)

Auch die im Antriebsstrang verbauten elektrischen Maschinen beschreibt Balazs in einer parametrisierten Form, um diese für die Gesamtfahrzeuguntersuchungen skalierbar zu gestalten. Dabei wird grundlegend zwischen elektrischen Maschinen für den Einsatz in Parallel-Hybriden und denen für den Einsatz in leistungsverzweigten und seriellen Hybridantrieben unterschieden, da sich für den jeweiligen Einsatz grundsätzlich verschiedene Anforderungen bezüglich des notwendigen Drehzahl- und Drehmomentbereich ergeben. Die Skalierung der elektrischen Maschinen erfolgt durch Verschiebung der Volllastkurve. Neben der Skalierung des Wirkungsgradkennfelds wird ebenfalls die einhergehende Veränderung der Masse, des Massenträgheitsmoments und des Schleppmoments vorgenommen. (Balazs 2015, S. 53-56)

Das von Balazs entwickelte Fahrzeugmodell beinhaltet das Modell einer Lithium-Ionen-Batterie, welche als Traktionsbatterie fungiert. Sie wird als Wirkungsgradkennfeld mit dem Ladezustand und der Lade- und Entladerate als Eingangsparameter modelliert. Die Skalierung erfolgt über die Gesamtkapazität der Batterie. (Balazs 2015, S. 57)

Das Getriebe beschreibt Balazs als Wirkungsgradkennfeld, welches die Verlustleistung innerhalb des Getriebes als Funktion der Drehzahl, des Drehmoments sowie der Gangstufe und der Getriebeöltemperatur zur Verfügung stellt. Das thermische Modell des Getriebes besteht aus zwei thermischen Massen. Als thermischer Quellterm dient die Verlustleistung, die durch das Wirkungsgradkennfeld berechnet werden kann. Darüber hinaus wird der Wärmeeintrag durch die Getriebeölpumpe sowie der thermische Kontakt zu angrenzenden Bauteilen und die Umgebungsluft modelliert. Eine Skalierung des Getriebes erfolgt durch Variation des maximalen Getriebeeingangsmoments und streckt oder staucht das Wirkungsgradkennfeld entlang der als y-Achse dienenden Momenten-Achse. Darüber hinaus wird eine Skalierung der Getriebemasse und der Ölmenge im Getriebe vorgenommen. (Balazs 2015, S. 57-63)

Balazs implementiert in sein Fahrzeugmodell eine skalierbare Hybridbetriebsstrategie. Darin können verschiedene Größen, wie beispielsweise die "Maximalleistung für elektrisches Fahren" (Balazs 2015, S. 63), die Leistung und die Geschwindigkeit, bei der zwischen seriellem und

parallelem Modus umgeschaltet werden soll und der Einfluss des Ladezustands der Batterie auf die Ladeleistung skaliert werden. (Balazs 2015, S. 63-70)

Mit seinem Fahrzeugmodell untersucht Balazs vier verschiedene Hybridtopologien: ein Einwellenparallelhybrid ohne externe Lademöglichkeit, einen Einwellen-Parallel-Hybrid mit externer Lademöglichkeit sowie einen seriellen und einen leistungsverzweigten Hybrid, welche jeweils über eine externe Lademöglichkeit verfügen. Die beiden Parallel-Hybridformen sind als P2-Hybrid ausgeführt (Balazs 2015, S. 70-71). Die Optimierung der jeweiligen Betriebsstrategie erfolgt bei den extern nicht aufladbaren Fahrzeugen auf einen minimalen CO₂-Ausstoß bei ausgeglichener Energiebilanz in der Traktionsbatterie. Für die extern aufladbaren Fahrzeuge darf der Ladezustand der Batterie bis zu einem definierten Minimalwert aufgebraucht werden und wird anschließend auf diesem Schwellwert gehalten. Es wird ebenfalls ein minimaler CO₂-Ausstoß angestrebt. (Balazs 2015, S. 71-73). Desweiteren werden verschiedene Fahrzeugklassen definiert, für welche die Optimierung durchgeführt wird. Diese unterscheiden sich in Fahrzeugmasse, Luftwiderstand und Rollwiderstandsbeiwert sowie in den angestrebten Werten für Höchstgeschwindigkeit, Beschleunigung, Steigfähigkeit und Elastizität. (Balazs 2015, S. 77)

Balazs stellt mit seinem Modell die zuvor beschriebenen Motorkonzepte für die verschiedenen Hybridtopologien gegenüber. Dabei ermittelt er für den nicht extern aufladbaren Parallel-Hybrid den größten Verbrauchsvorteil von gut 10 % im NEFZ für einen turboaufgeladenen, direkteinspritzenden Verbrennungsmotor gegenüber einem Saugmotor mit verstellbarerer Einlassund Auslassnockenwelle. Für einen Antriebsstrang mit Parallelhybrid und externer Lademöglichkeit wird ein Verbrauchsvorteil von gut 6 % im NEFZ für einen direkteinspritzenden Turbomotor gegenüber dem Basismotor vorgestellt. Für einen Antriebsstrang mit leistungsverzweigtem Hybrid kann Balazs keinen signifikanten Verbrauchsvorteil für eines der Motorkonzepte vorstellen. Es ist lediglich eine leicht ausgeprägte positive Tendenz, welche für den direkteinspritzenden Turbomotor spricht, erkennbar. Auch für den seriellen Hybridantrieb wird ein Verbrauchspotenzial von unter 2 % des direkteinspritzenden Turbomotors im Vergleich zur Basisausführung ermittelt. Im Vergleich zu einem Fahrzeug mit konventionellem Antrieb ermittelt Balazs einen Verbrauchsvorteil von 24 % im NEFZ für einen Parallelhybrid ohne externe Lademöglichkeit. Für die übrigen Hybridtopologien werden größere Potenziale ermittelt, wobei aber davon ausgegangen wird, dass der Zertifizierungszyklus rein elektrisch bewältigt wird und die CO₂-Emissionen als Äquivalent aus der Stromerzeugung und Bereitstellung entstehen. Wird der 24

Batterieladezustand zu Beginn des Zyklus auf den minimal zulässigen Zustand gesetzt (das Fahrzeug fährt demnach also im Erhaltungsmodus), so sinkt das Verbrauchspotenzial des Parallel-Hybrids mit externer Ladefunktion von 54 % auf 13 % ab. (Balazs 2015, S. 81-123)

Jing Cheng (Cheng 2019) untersucht durch Einsatz eines Antriebsstrangmodells das Verbrauchsund Emissionspotenzial eines Ottomotors mit Magerbetrieb im NEFZ sowie in dynamischeren, leistungsfordernden Fahrprofilen.

Grundsätzlich dient "ein vorwärtsrechnendes null-dimensionales Gesamtfahrzeug" (Cheng 2019, S. 23) als Basis für die Untersuchungen. Ein stationäres, aus Kennfeldern bestehendes, schnell rechnendes Modell des Verbrennungsmotors kommt zum Einsatz, um Optimierungen an der Betriebsstrategie vorzunehmen. (Cheng 2019, S. 23). Um das transiente Verbrauchs- und insbesondere Emissionsverhalten korrekt abzubilden, kommt ein Mittelwertmodell der Luftstrecke zum Einsatz. Dieses bildet die physikalischen Vorgänge im Luftpfad als Mittelwert eines Arbeitsspiels ab. Die Vorgänge im Zylinderinneren werden ebenfalls als Mittelwertmodell abgebildet. Die gesetzlich reglementierten Abgasrohemissionsbestandteile werden mithilfe von stationären Kennfeldern in Kombination mit einem künstlichen neuronalen Netz berücksichtigt. Das neuronale Netz reagiert dabei auf Informationen aus dem Motorsteuergerät und berechnet aus ihnen einen Korrekturfaktor, um das Transienzverhalten der Emissionsbildung zu prognostizieren. (Cheng 2019, S. 53-76)

Auch für die Traktionsbatterie stellt Cheng zwei verschiedene Modelltypen vor: ein stationäres Modell, welches den verlustfreien Zusammenhang zwischen Batteriespannung, innerem Widerstand und Strom herstellt. Darüber hinaus kommt ein dynamisches Batteriemodell zur Anwendung, welches neben dem ohmschen Widerstand auch die Verluste durch Diffusion und Durchtrittswiderstände innerhalb der Batteriezellen berücksichtigt. Dieses beinhaltet darüber hinaus ein thermisches Teilmodell, welches Abwärme und Kühlleistung des Kühlsystems simuliert. (Cheng 2019, S. 24-27)

Die Verlustleistungen in der elektrischen Maschine werden mithilfe eines nulldimensionalen Kennfelds, welches den Wirkungsgrad als Funktion der Motordrehzahl und -moments abbildet, bestimmt. (Cheng 2019, S. 27)

Die im Getriebe und der Kupplung auftretenden Verluste werden in (Cheng 2019) als Summe des Reibmoments und des von der Ölpumpe aufgenommen Moments berechnet. Die Reibverluste innerhalb des Getriebes werden in Abhängigkeit des aktuellen Gangs, der Eingangsdrehzahl und des Eingangsmoments sowie der aktuellen Schmiermitteltemperatur aus einem Kennfeld ausgelesen. (Cheng 2019, S. 27-28)

Cheng erarbeitet für die Betriebsstrategie zwei unterschiedliche Modelle. Ein heuristischer Ansatz definiert anhand vordefinierter Regeln die Verteilung des Antriebsmoments auf den Verbrennungsmotor und die elektrische Antriebsmaschine. Für diese nutzt Cheng Funktionen, die direkt aus einem Seriensteuergerät eines Hybridfahrzeugs stammen. Desweiteren kommt eine selbstoptimierende Betriebsstrategie nach dem ECMS⁹-Ansatz zum Einsatz, welche über eine Kostenfunktion die Verteilung des Antriebsmoments auf die beiden Antriebsaggregate so verteilt, dass der Antriebsstrang minimale CO₂- sowie Schadstoffemissionen emittiert. (Cheng 2019, S. 79-80)

Das entwickelte Antriebsstrangmodell wird genutzt, um das Potenzial eines Magerbetriebs und verschiedener Hubräume in einem Hybridfahrzeug in verschiedenen Fahrzyklen und unterschiedlichen Betriebsstrategien zu bewerten. Es wird ein Verbrauchsvorteil von 8 % für einen mit Magerbetrieb ausgestatteten Verbrennungsmotor mit drei Liter Hubraum und regelbasierter Betriebsstrategie im NEFZ gegenüber einem stöchiometrisch arbeitenden Motor ermittelt. Dieser Wert sinkt mit reduziertem Hubvolumen auf 4 % bei einem Hubvolumen von zwei Litern. Eine Optimierung hinsichtlich der Stickoxid-Emissionen bewirkt eine Reduktion ebendieser um 4 % bei einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs um 9 %. (Cheng 2019, S. 79-106)

Kuznik u. a. untersuchen in (Kuznik u. a. 2021) mithilfe numerischer Modelle verschiedene Technologien für Ottomotoren in elektro-hybriden Antriebssträngen hinsichtlich des Systemwirkungsgrades. Dafür werden zunächst verschiedene Technologiebausteine, wie die Wassereinspritzung, ein Langhubverfahren sowie eine Variation der Ventilsteuerzeiten in Kombination mit einer Anhebung des Kompressionsverhältnisses sowie eine gekühlte Abgasrückführung und ein Magerbrennverfahren an einem Einzylindermotor experimentell untersucht. Darüber hinaus wird das Wirkungsgradpotenzial von Methanol, dem synthetischen

⁹ Equivalent Consumption Minimization Strategy (für Details siehe Kapitel 3.8)

Kraftstoff POSYN sowie einem Kraftstoffblend aus Benzin, Ethanol und Methanol sowohl auf Komponentenebene an einer Einspritzkammer an verschiedenen Injektoren und Einspritzrandbedingungen sowie an Einzylinderforschungsmotoren untersucht. (Kuznik u. a. 2021, S. 8-87). Das Forscherteam ermittelt signifikante Wirkungsgradpotenziale, welche in Abbildung 8 zusammengefasst dargestellt sind.



Abbildung 8 - Indizierter Wirkungsgrad verschiedener Technologiebausteine für Ottomotoren¹⁰

Für die Nutzung der Abgasrückführung bei sonst gleichbleibenden Randbedingungen und unter Verwendung desselben Kraftstoffs wird ein Wirkungsgradanstieg von gut 2 %-Punkten ermittelt. Für die Realisierung eines Magerbrennverfahrens berechnen die Forscher bei sonst konstanten Randbedingungen einen Wirkungsgradanstieg von 3 % -Punkten. Die Nutzung alternativer Kraftstoffe in Kombination mit einer Anhebung des Verdichtungsverhältnisses wird mit einem Wirkungsgradzuwachs von bis zu 7 %-Punkten im Vergleich zum Referenzsystem bei stöchiometrischem Betrieb beziffert. Wird ein Magerbrennverfahren eingesetzt, kann der Wirkungsgrad um mehr als 10 %-Punkte im Vergleich zum Referenzsystem gesteigert werden (Kuznik u. a. 2021, S. 91-92).

Die experimentell ermittelten Daten werden im weiteren Verlauf genutzt, um ein numerisches Modell des Verbrennungsmotors aufzubauen. Dabei wird für die Wärmefreisetzung während der Verbrennung ein Brennratenmodell entwickelt und bei konstanter Motordrehzahl und variierender Last kalibriert. Ein für den Verbrennungsmotor aufgebautes Klopfmodell wird anhand des experimentell ermittelten Verbrennungsschwerpunkts kalibriert. Die Modellkalibrierung erfolgt für das Referenzsystem ebenso wie für das System mit Abgasrückführung sowie Wassereinspritzung und Magerbrennverfahren. (Kuznik u. a. 2021, S. 93-103).

Die Kalibrierung des Brennmodells für alternative Kraftstoffe erfolgt mithilfe der Brenndauer. (Kuznik u. a. 2021, S. 104-105)

Mithilfe des 0D/1D-Modells des Verbrennungsmotors wird ein dreiteiliges Modell des Motors für die Antriebsstrangsimulation bereitgestellt. Dieses beinhaltet neben dem lastpunktabhängigen Kraftstoffverbrauch das thermische Aufheizverhalten, das Reibverhalten sowie die Stickoxidbildung. Darüber hinaus wird die Abgastemperatur als Funktion des aktuellen Betriebspunktes berechnet. Aufgrund des Einsatzes eines Magerbrennverfahrens kommt eine gesonderte Stickoxidnachbehandlung zum Einsatz, welche ebenfalls numerisch abgebildet wird. Dabei wird das thermische Verhalten der Abgasnachbehandlung mithilfe eines zweigeteilten nulldimensionalen thermischen Modells modelliert, welches in Abhängigkeit des Massenstroms sowie der in den Katalysatoren ablaufenden chemischen Reaktionen die aktuellen Katalysatortemperaturen berechnet und bei Bedarf eine Heizstrategie im Verbrennungsmotor zuschaltet. (Kuznik u. a. 2021, S. 141-146)

Die Modellierung der Traktionsbatterie erfolgt mithilfe eines nulldimensionalen Ersatzschaltbildmodells 1. Ordnung. Die elektrische Maschine wird ebenfalls nulldimensional als Wirkungsgradkennfeld in Abhängigkeit der Motordrehzahl und des Drehmoments modelliert. Als Betriebsstrategie kommt ein heuristischer Ansatz zum Einsatz, welcher die Aufteilung des geforderten Antriebsmoments auf die beiden Antriebsmaschinen in Abhängigkeit vordefinierter Regeln vornimmt. (Kuznik u. a. 2021, S. 146-154)

Mithilfe des Antriebsstrangmodells werden verschiedene Anwendungsfälle numerisch untersucht. Neben einer Variation des betrachteten Fahrzeugsegments werden verschiedene Hybridkonzepte, wie etwa eine P1-, P2 und PowerSplit-Architektur sowie die zuvor beschriebenen verschiedenartigen Verbrennungsmotoren sowohl im Zertifizierungszyklus der WLTP als auch 28 unter Realbedingungen (RDE) auf Systemebene betrachtet. Die Autoren kommen zu dem Ergebnis, dass insbesondere Ottomotoren mit Magerbrennverfahren in Kombination mit einem Methanolkraftstoff die aussichtsreichsten Potenziale bezüglich der Systemeffizienz aufzeigen. Die Systeme weisen je nach Hybridarchitektur einen Systemwirkungsgrad von knapp 45 % im WLTC bzw. gut 48 % unter RDE-Bedingungen auf. (Kuznik u. a. 2021, S. 163-178)

2.2.3 Antriebsstrangmodelle für Optimierung der Betriebsstrategie elektro-hybrider Fahrzeugantriebe

Neben der Optimierung einzelner Antriebsstrangkomponenten, etwa durch Einsatz unkonventioneller Brennverfahren, der Skalierung der Antriebsaggregate oder optimierter Wärmemangementmaßnahmen, dienen Gesamtsystemmodelle elektro-hybrider Fahrzeugantriebe häufig dazu, die Betriebsstrategie, welche die Steuerung der Momententeilung zwischen den beiden Antriebsaggregaten übernimmt, hinsichtlich verschiedener Zielgrößen wie etwa dem Kraftstoffverbrauch oder dem Ausstoß von Schadstoffemissionen zu optimieren.

Back nutzt in (Back 2006) ein Gesamtfahrzeugmodell eines Fahrzeuges mit elektro-hybridem Antrieb, um durch Nutzung der Informationen eines Navigationssystems eine prädiktive Regelung des Antriebs hinsichtlich seiner Energieeffizienz zu bestimmen. (Back 2006, S. 5)

Da es sich bei der Problemstellung in Backs Arbeit um ein regelungstechnisches Problem handelt, setzt er schnellrechnende, nicht physikalische Modelle ein. So wird der Verbrennungsmotor als nulldimensionales Verbrauchskennfeld mit den Eingangsgrößen Motordrehzahl und angefordertes effektives Motormoment abgebildet. Die elektrische Maschine wird auf dieselbe Art und Weise modelliert. Der Kennungswandler inklusive Kupplung wird ebenfalls als Kennfeldmodell interpretiert. Um ein Modell mit hoher numerischer Performance zu erzeugen, wählt Back einen kombinierten Ansatz aus Vorwärts- und Rückwärtsrechnung. So "lässt sich ein Fahrzeugmodell erster Ordnung entwickeln" (Back 2006, S. 57). Das Verhalten der mechanischen Komponenten des Antriebsstrangs werden per Rückwärtsrechnung bestimmt . Lediglich die Batterie wird dynamisch modelliert. Das Batteriemodell beschreibt das Klemmenverhalten in Abhängigkeit des aktuellen Ladezustands, der Leerlaufspannung sowie des Innenwiderstands. Beide Funktionen werden als Kennfelder im Gesamtmodell hinterlegt. (Back 2006, S. 49-63)

Bei der Validierung des Antriebsstrangmodells zeigt Back einen relativen Fehler von knapp 10 % für den Batterieladezustand in einem 650 s dauernden Versuch. (Back 2006, S. 70) 29 Anhang von drei Versuchsfahrten belegt Back, dass die von ihm gewählte Betriebsstrategie eine Kraftstoffeinsparung von bis zu 2 % aufweist, welche auf einer durch die Betriebsstrategie veränderte Schaltstrategie sowie eine im Vergleich zum Referenzsystem veränderte Ansteuerung des Startergenerators zurückgeführt wird. (Back 2006, S. 142-150)

Sittig nutzt in (Sittig 2013) ebenfalls ein schnell rechnendes nulldimensionales Fahrzeugmodell, welche alle relevanten Antriebsstrangkomponenten als Kennfelder darstellt. (Sittig 2013, S. 40-48)

Das von ihm entwickelte Modell nutzt Sittig, um Sensitivitäten der Hybridsteuerung auf den Kraftstoffverbrauch in verschiedenen Fahrzyklen aufzuzeigen und eine Optimierung der Hybridstrategie hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der rein elektrischen Reichweite vorzunehmen. Für beide Optimierungsprobleme ergeben sich demnach zwei verschiedene optimale Betriebsführungen: So kann bei einer auf den Kraftstoffverbrauch optimierten Betriebsstrategie Verbrauchsvorteil von knapp 4 % erreicht werden, wohingegen bei einer auf die elektrische Reichweite optimierten Betriebsstrategie eine Reichweitensteigerung von mehr als 45 % möglich wird. (Sittig 2013, S. 80-106)

Eine optimierte Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und des Emissionsverhaltens erarbeitet Kleimaier in seiner Arbeit (Kleimaier 2003) ebenfalls durch Einsatz numerischer Simulationsmodelle. Kleimaier setzt dabei ein Offline-Optimierungsverfahren ein, durch das ein minimaler Verbrauch bei einem vorgegeben Fahrzyklus erreicht werden kann. Darüber hinaus kommt ein Online-Optimierungsverfahren zum Einsatz, welches in die Echtzeit-Steuerung eines Versuchsfahrzeugs eingesetzt und zur Minimierung der CO₂- und Schadstoffemissionen genutzt wird.

Kleimaier ermittelt mit einer optimalen Betriebsführung einen Verbrauchsvorteil von bis zu 15 % im NEFZ für einen Diesel-Hybrid. Insbesondere die Vermeidung der verbrauchsungünstigen Teillastbereiche des Kennfelds des Verbrennungsmotors sowie die Stopp-Start-Automatik und Bremsenergierückgewinnung werden als Begründung genannt. (Kleimaier 2003, S. 80-90)

Kleimaier führt neben eine Optimierung der Betriebsstrategie eine Variation der installierten elektrischen Leistung, der Ausführung des Verbrennungsmotors¹¹ und der Traktionsbatterie durch.

¹¹ Es wird auch ein Otto-Hybrid-Antrieb betrachtet.

Im Vergleich zu einem Fahrzeug mit konventionellem Otto-Antrieb wird für einen Hybrid-Antrieb ein Verbrauchsvorteil von knapp 9 % im NEFZ ermittelt. Die im Gegensatz zum Diesel-Hybrid geringer ausfallende Verbrauchsreduktion erklärt Kleimaier mit einem begrenzten Potenzial der Lastpunktanhebung bei einer verbrauchsoptimalen Schaltstrategie im konventionellen Referenzantrieb. Eine Variation der installierten elektrischen Leistung führt laut Kleimaier zu geringen Verbrauchsunterschieden und liegt für den Otto-Hybrid bei 1,5 %-Punkten bei einer Verdopplung der elektrischen Leistung von 8 kW auf 16 kW bei einer Systemleistung von 63 kW beziehungsweise 71 kW.

Die Ermittlung der durch den Antrieb emittierten Emissionen steht im Fokus der Arbeit von Kleimaier. Dafür wurden die für das Emissionsverhalten des Antriebs relevanten Komponenten modellhaft abgebildet. Dazu gehört neben der Modellierung der im Abgasstrang verbauten Rohrelemente auch ein Mittelwertmodell des Verbrennungsmotors, welches aus dem aktuellen Betriebspunkt des Verbrennungsmotors eine Berechnung der für das Abgasanlagemodell relevanten Parameter wie Abgasmassenstrom, Abgastemperatur und Stoffzusammensetzung ermöglicht. Als Grundlage dienen Rohrmodelle, mit deren Hilfe das thermische Verhalten des Arbeitsgases und seine Interaktion mit dem Motorblock abgebildet werden. (Kleimaier 2003, S. 128-145)

2.3 Zusammenfassung

In den bisherigen Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Modellierung verschiedene Fahrzeugantriebe hinsichtlich der Energieeffizienz werden in Abhängigkeit von den Anforderungen verschiedene Modellansätze gewählt. Insbesondere null- und eindimensionale Modell kommen zum Einsatz, um das komplexe Gesamtsystem abzubilden. Dabei sind insbesondere die physikalischen und regelungstechnischen Eigenschaften des Verbrennungsmotors in hoher Detailtiefe verstanden und modelliert. Insbesondere der Einfluss des thermischen Verhaltens des Verbrennungsmotors auf die Energieeffizienz dieses Aggregats wird hinreichend betrachtet. Die Forschenden untersuchten in ihren Arbeiten das Verhalten des jeweils modellierten Fahrzeugantriebes in der Regel in den durch Gesetzgeber vorgeschriebenen Zertifizierungszyklen. Eine Betrachtung des Verhaltens unter RDE-Bedingungen wird nicht durchgeführt. Außerdem wird der Einfluss des thermischen Verhaltens der Traktionsbatterie sowie der elektrischen Maschine in teil-elektrifizierten Systemen nicht den Untersuchungen unterzogen. In den bisherigen Betrachtungen sind innovative Konzepte für den 31 Verbrennungsmotor teilweise betrachtet worden, wie etwa eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses oder die Applikation einer Abgasrückführung. An dieser Stelle bietet sich die Möglichkeit, weiterführende Technologiebausteine für den Verbrennungsmotor im elektro-hybriden Gesamtverbund zu betrachten. Die vorliegende Arbeit schließt diese Lücken. Es wird ein detailliertes, teil-physikalisches, verschieden-dimensionales Modell der relevanten Komponenten eines elektro-hybriden Fahrzeugantriebes entwickelt. Diese werden durch Komponenten- und Gesamtsystemvalidierungen unter RDE-Bedingungen abgesichert. Mit Hilfe des erstellten Modells werden verschiedene Technologiebausteine und -kombinationen numerisch hinsichtlich der Gesamtsystemeffizienz untersucht.

3 Numerische Modellierung eines elektro-hybriden Fahrzeugantriebs

Für die numerische Simulation stehen grundsätzlich verschiedene Ansätze zur Verfügung. Die in der vorliegenden Arbeit zum Einsatz kommenden Modelle sind größtenteils räumlich null- und eindimensional. Lediglich das thermische Modell der Metallstruktur des Verbrennungsmotors wird dreidimensional aufgebaut. Bei den nulldimensionalen Modellansätzen erfolgt keinerlei räumliche Auflösung des modellierten Systems. Alle zu lösenden Differenzialgleichungen sind in dieser Betrachtungsweise ausschließlich Funktionen der Zeit. Um eine hohe Rechenökonomie sicherzustellen, wird das Gesamtsystem stets als nulldimensionales Kennfeldmodell abgebildet. Die Modelle des Verbrennungsmotors werden hingegen durch eine Kombination aus null- und eindimensionalen Modellen auf Komponentenebene abgebildet. In eindimensionalen Modellen erfolgt zusätzlich zur zeitlichen eine Auflösung entlang einer räumlichen Ausdehnung, beispielsweise in Hauptströmungsrichtung in Rohren der Ladeluftstrecke des Verbrennungsmotors.

Allen Ansätzen gemein ist, dass für jeden berechneten Zeitschritt Masse- und Energieerhaltungssätze gelöst werden, um den Zustand des Systems zu beschreiben. Zur Berechnung der inneren Energie des Systems werden außerdem kalorische Zustandsgrößen und die thermodynamische Zustandsgleichung für ideale Gase genutzt.

Bei dem in dieser Arbeit modellierten Antriebsstrang handelt es sich um einen Parallel-Hybrid mit der Möglichkeit zum externen Laden in P2-Topologie, bei der sich die elektrische Maschine zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe befindet. Eine schematische Darstellung des Antriebsstrangmodells ist in Abbildung 9 zu finden. Bei dem Verbrennungsmotor handelt es sich um einen abgasturboaufgeladenen Ottomotor mit einem Hubvolumen von V_H = 1395 cm³, Direkteinspritzung und einer Nennleistung von P_{Nenn} = 110 kW bei einem maximalen Drehmoment von M_{VM,max} = 250 Nm. Bei der elektrischen Maschine handelt es sich um eine dreiphasige, permanentmagneterregte Synchronmaschine mit einer Spitzenleistung von P_{EM,max} = 80 kW und einer Dauerleistung von P_{EM,Dauer} = 60 kW. Als Energiespeicher für elektrische Energie dient ein Lithium-Ionen-Akkumulator mit einer Gesamtkapazität von C_{Bat} = 8,8 kWh, der in ein Hochvolt-System mit einer nominalen Nennspannung von U_{Nenn} = 350 V eingebunden ist. Das Getriebe ist als 6-Gang-Doppelkupplungsgetriebe aufgeführt und erlaubt ein Spitzenmoment von $M_{G,max} = 400 \text{ Nm}$ auf der Getriebeeingangsseite. Die Abgasreinigung übernimmt ein Dreiwege-Katalysator.



Abbildung 9 - Antriebsstrangmodell

Das Triebstrangmodell ist hierarchisch aufgebaut (vgl. Abbildung 10). In der obersten Hierarchieebene wird auf Basis der Fahrwiderstände und der Fahrzeugzielgeschwindigkeit die benötigte Antriebsleistung berechnet. Die darunter liegende Ebene steuert alle Aktuatoren im Triebstrang und empfängt sämtliche Sensorsignale, die in den verschiedenen Komponenten des Antriebs erfasst werden. Auf dieser Ebene erfolgen beispielsweise die Momentenkoordination zwischen elektrischer Maschine und Verbrennungsmotor, das Energiemanagement der Traktionsbatterie und die Getriebesteuerung. Auf der Komponentenebene erfolgt die Berechnung physikalischer Größen wie beispielsweise Kraftstoffmassenstrom, Ströme und Spannungen oder Temperaturen. Die Berechnung des thermischen Verhaltens der einzelnen Komponenten erfolgt in der Regel außerhalb der Standardmodelle in thermischen Modellen.

Leistungsermittlung

Virtueller Triebstrangmanager												
VKM		ATL		EMG		Getriebe		Traktions- batterie		ANB		
Verbrauchs- Emissions- kennfelder	Thermik	Aero-dynamik	Thermik	Verlust- kennfelder	Thermik	Verlust- kennfelder	Thermik	SOC- Modell	Thermik	Umsatzraten	Thermik	

Abbildung 10 - Gesamtmodellarchitektur

3.1 Leistungsermittlung

Die Ermittlung der erforderlichen Antriebsleistung erfolgt mithilfe der Hauptgleichung des Kraftfahrzeugs (vgl. (Mitschke und Wallentowitz 2014, S. 13)). Es werden zunächst die Fahrwiderstände berechnet. Anschließend erfolgt eine Ermittlung der notwendigen Antriebsleistung durch Einbeziehung der Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Berechnung der Fahrwiderstände erfolgt durch die Gleichungen (1) bis (5). (Mitschke und Wallentowitz 2014)

$$F_{a} = F_{a,trans} + F_{a,rot} + F_{a,Fzg,Soll}$$

$$\left(m_{Fzg} + \frac{\Theta_{red,i}}{r_{dyn}^{2}}\right) a_{Fzg} + a_{Fzg,Soll}$$
(1)

$$a_{Fzg,Soll} = \frac{v_{Fzg,Soll} - v_{Fzg,Ist}}{1s} \tag{2}$$

$$F_L = c_w A_{Proj} \frac{v_{rel}^2}{2} \rho \tag{3}$$

$$F_R = m_{Fzg} f_R g cos \alpha \tag{4}$$

$$F_{St} = m_{Fzg}gsin\alpha \tag{5}$$

Kennwert	Formelzeichen	Wert	Einheit
Fahrzeugleermasse	mFzg,leer	1615	kg
Max. Zuladung	MZul,max	425	kg
Luftwiderstandsbeiwert	cw	0,274	-
Rollwiderstandsbeiwert	f _R	0,008	-
Anströmfläche	Aproj	2,19	m ²

Die erforderlichen Fahrzeugdaten können der Tabelle 1 entnommen werden.

Tabelle 1 - Fahrzeugkennwerte

Die erforderliche Antriebsleistung P_{An} wird mithilfe der Fahrwiderstände und der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet (vgl. Formel (6)).

$$P_{An} = F_W \cdot v_{Fzg} \tag{6}$$

3.2 Verbrennungsmotor

Der Verbrennungsmotor stellt im Referenzsystem mit einer Nennleistung von $P_{e,Nenn} = 110 \text{ kW}$ einen überwiegenden Teil der Systemleistung. Zudem ist der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors wesentlich stärker von seinem Betriebszustand, welcher durch den aktuellen Betriebspunkt sowie diversen Betriebstemperaturen charakterisiert ist, abhängig als es beispielsweise bei der elektrischen Maschine der Fall ist. Eine detaillierte Modellierung dieses Antriebsaggregats ist somit notwendig, um eine möglichst genaue Vorhersage der Energieeffizienz des elektro-hybriden Gesamtsystems zu ermöglichen.

Das Simulationsmodell des Verbrennungsmodells unterteilt sich in folgende Teilmodelle:

- Luftpfad
- Verbrennungsmodell
- Emissionsmodell
- Wandwärmeübergang
- Reibung
- Thermik

Grundsätzlich werden bei der 0D/1D-Simulation des Verbrennungsmotors die Differenzialgleichungen des Masse- und Energieerhaltungssatzes sowie der Zustandsgleichung für ideale Gase gelöst. Darüber hinaus sind die Fluideigenschaften mithilfe geeigneter Modelle für die kalorischen Zustandsgrößen zu berechnen.

Abbildung 11 zeigt schematisch das System Zylinder als nulldimensionales Einzonenmodell. Darin sind alle das System beschreibenden Zustandsgrößen sowie die über die Systemgrenzen transportieren Stoff- und Energieflüsse dargestellt. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 382)



Abbildung 11 - Nulldimensionales Einzonenmodell¹²

3.2.1 Luftpfad

Der Luftpfad des Verbrennungsmotors wird mithilfe von Behältern und Drosselstellen mit dem Massen- und Energieerhaltungssatz einer instationären, eindimensionalen, kompressiblen Strömung abgebildet. Des Weiteren zählen die Gaswechselorgane sowie das Aufladeaggregat bestehend aus Verdichter und Turbine zum Luftpfad. Diese werden nulldimensional und als Kennfeldmodell abgebildet.

Behälter

¹² Eigene Darstellung nach (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 382)

Die gasführende Peripherie des Verbrennungsmotors, zu der alle gasführenden Rohrleitungen und Volumina zählen, werden als offene, instationär durchströmte thermodynamische Systeme modelliert, wie in Abbildung 12 dargestellt. Der Behälter wird durch seine Zustandsgrößen sowie die über die Systemgrenze fließenden Massen- und Energieströme definiert.



Abbildung 12 - Behälter als thermodynamisches System¹³

Für die Berechnung der Zustandsänderung werden die in den Gleichungen (7) bis (10) dargestellten Massen-, Impuls- und Energiebilanzen sowie die Zustandsgleichung idealer Gase gelöst.

$$\dot{m}_{Beh} = \dot{m}_{zu} + \dot{m}_{ab} \tag{7}$$

$$\dot{I}_{Beh} = \rho A v \tag{8}$$

$$\dot{U}_{Beh} = -\rho \dot{V} + h_{zu} \dot{m}_{zu} + h_{ab} \dot{m}_{ab} - \dot{Q}_W \tag{9}$$

$$p_{Beh}V_{beh} = m_{Beh}RT_{Beh} \tag{10}$$

Durch Einsetzen und Anwendung der kalorischen Zustandsgleichung erhält man Gleichung (11) für die zeitlich veränderliche Temperatur in dem betrachteten Behälter.

$$\dot{T}_{Beh} = \frac{1}{m_{Beh} \cdot c_{\nu}} \Big(Q_W + h_{zu} \dot{m}_{zu} - h_{ab} \dot{m}_{ab} - u \cdot \dot{m}_{Beh} - m_{Beh} \sum \frac{\delta u}{\delta n_i} \dot{n}_i \Big)$$
(11)

¹³ (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 430)

Die innere Energie u sowie die spezifischen Enthalpien h_{zu} und h_{ab} lassen sich mit einem Polynomansatz berechnen. Für den Wärmeübergang an der Behälterwand wird ein Wärmeübergangskoeffizient mithilfe des Newtonschen Ansatzes nach (Colburn 1964) berechnet (vgl. Gleichung (12)).

$$\alpha = 0.5 \cdot C_f \cdot \rho \cdot w \cdot c_p \cdot Pr^n \tag{12}$$

Drosselstellen

Die zuvor beschriebenen Behälter werden durch Drosselstellen miteinander verbunden. Der Massenstrom durch die Drosselstellen wird mithilfe der Durchflussgleichung berechnet. Es wird dabei von einer adiabaten Strömung entlang eines eindimensionalen Strömungsfadens ausgegangen.

Der Ladungswechsel wird durch jeweils zwei Ein- und Auslassventile über phasenverstellbare Einbzw. Auslassnockenwellen realisiert. Die Charakterisierung des Ladungswechsels erfolgt zum einen durch den Massenstrom durch die Ventile und zum anderen durch die von den Gaswechselorganen hervorgerufenen Ladungsbewegung.

Der Massenstrom wird unter Annahme einer adiabaten Strömung entlang eines eindimensionalen Strömungsfadens und bei konstanter geodätischer Höhe mithilfe des Energieerhaltungssatzes berechnet. Die Strömungsgeschwindigkeit am Ventilaustritt berechnet sich dann nach Gleichung (13).

$$c_2 = \sqrt{2} \tag{13}$$

Weiterhin wird angenommen, dass es sich bei der Durchströmung der Ventile um isentrope Zustandsänderungen handelt. Setzt man ferner die Zustandsgleichung sowie die kalorischen Zusammenhänge für ideale Gase ein, berechnet sich die Strömungsgeschwindigkeit am Ventilaustritt zu Gleichung (14).

$$c_{2} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_{1}}{\rho_{1}} \left(1 - \frac{p_{2}}{p_{1}}\right)^{1 - \frac{1}{\kappa}}}$$
(14)

Der Massenstrom lässt sich als Produkt der zuvor berechneten Strömungsgeschwindigkeit, der effektiv durchströmten Querschnittsfläche Av,eff sowie der Dichte des Fluids bestimmen (vgl. Gleichung (15)).

$$\dot{m} = A_{V,eff} \sqrt{p_1 \rho_1} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right)}$$
(15)

Die zweite Wurzel wird als Durchflussfunktion Ψ bezeichnet, sodass sich die vereinfachte Form der Durchflussgleichung eines Ventils ergibt (vgl. Gleichung (16)).

$$\dot{m} = A_{V,eff} \sqrt{p_1 \rho_1} \Psi \tag{16}$$

Bei der Durchströmung der Ventile kommt es infolge des sich ausbildenden Ventilspalts zu einer Einschnürung und infolgedessen zu einer Beschleunigung der Strömung, welche zu erhöhten Strömungswiderständen führt. Der reale Massenstrom ist somit kleiner als der durch die Durchflussgleichung bestimmte theoretische Massenstrom. Das Verhältnis des theoretischen und realen Massenstroms wird mithilfe des Durchflussbeiwerts μ beschrieben und durch Gleichung (17) berechnet.

$$\mu = \frac{\dot{m}_{tats}}{\dot{m}_{theo}} = \frac{\dot{m}_{tats}}{A_{geo}(\varphi)\sqrt{p_1\rho_1\Psi}}$$
(17)

Der tatsächliche Massenstrom durch die Ventile wurde auf einem Durchflussprüfstand des Fachgebiets Fahrzeugantriebe der TU Berlin in Abhängigkeit der Ventilöffnung bestimmt. Die für das Simulationsmodell benötigten Durchflussbeiwerte können der Abbildung 13 entnommen werden.



Abbildung 13 - Durchflussbeiwerte eines Einlassventils als Funktion des Ventilhubs

Die bei fremdgezündeten Brennverfahren zum Einsatz kommende Ladungsbewegung wird als Tumble-Bewegung bezeichnet und dient der Homogenisierung von Kraftstoff und Verbrennungsluft. Es handelt sich um eine walzenförmige Bewegung um eine der Zylinderquerachsen (vgl. Abbildung 14). (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 53)



Abbildung 14 - Tumble-Ladungsbewegung¹⁴

Im vorliegenden Simulationsmodell wird die Ladungsbewegung mithilfe der Tumble-Zahl modelliert, welche die Winkelgeschwindigkeit der Ladungsbewegung ins Verhältnis zur Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle setzt (vgl. Gleichung (18)).

$$Z_T = \frac{\omega_T}{\omega_M} \tag{18}$$

Der Verbrennungsmotor ist mit drehzahl- und lastabhängiger variabler Ventilsteuerung sowohl auf der Einlass- als auch auf der Auslassseite ausgestattet, um Laufruhe, Schadstoff- und CO₂-Emissionen zu optimieren. Die Steuerzeiten der Ventile werden in Kennfeldform im Modell als Funktion der Motordrehzahl und des effektiven Mitteldrucks hinterlegt.

Aufladeaggregate

Der in dieser Arbeit betrachtete Verbrennungsmotor nutzt eine Abgasturboaufladung zur Steigerung des Drucks der Ansaugluft für die Leistungsanhebung sowie zur Verbesserung des Wirkungsgrades infolge verringerter Wandwärme- und Reibverluste durch mit der Aufladung einhergehendes Downsizing (vgl. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 189)). Die Modellierung des Aufladeaggregats erfolgt mithilfe nulldimensionaler, aerodynamischer

Kennfelder sowohl auf der Verdichter- als auch auf der Turbinenseite, wie sie heute Stand der Technik sind (vgl. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 189)).

Verdichter

Der von der Abgasturbine angetriebene Strömungsverdichter hebt den Druck der Ansaugluft an und erhöht mit dem nachgeschalteten Ladeluftkühler die Dichte der Verbrennungsluft. Bei einem gleichbleibenden Luft-Kraftstoff-Verhältnis kann die Leistung des Verbrennungsmotor somit angehoben werden. Die Modellierung dieser Strömungsmaschine erfolgt über die Ähnlichkeitstheorie und wird mit standardisierten Randbedingungen durchgeführt. Die Ähnlichkeitstheorie besagt, dass zwei Strömungen ähnlich sind, wenn die Machzahl dieser beiden Strömungen gleich ist. Die Machzahl wird definiert als Verhältnis zwischen Umfangsgeschwindigkeit am Verdichterrad u und der Schallgeschwindigkeit a (vgl. Gleichung (19)).

$$Ma = \frac{u}{a} = \frac{\omega \cdot r}{\sqrt{T \cdot \kappa \cdot R}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r}{60\sqrt{T \cdot \kappa \cdot R}}$$
(19)

Die Normierung auf festgelegte Randbedingungen erfolgt mithilfe der Temperatur, sodass beispielsweise für die auf die Randbedingungen normierte Drehzahl die Gleichung (20) gilt.

$$n_{bez} = \frac{n\sqrt{T_{bez}}}{\sqrt{T}} \tag{20}$$

Strömungsmechanisch lässt sich der Verdichter als Drosselstelle interpretieren und wird demzufolge durch die Durchflussgleichung, welche in Kapitel 3.2.1 erläutert wird, modelliert. Für den auf die Normbedingungen bezogenen Massenstrom durch das Verdichterrad gilt dann die Gleichung (21).

$$\dot{m}_{bez} = \dot{m}_V \cdot \frac{\sqrt{T}}{p} \frac{p_{bez}}{\sqrt{T_{bez}}} = \frac{p_{bez}}{\sqrt{T_{bez}}} A \frac{1}{\sqrt{R}} \Psi$$
(21)

Die Verdichterleistung berechnet sich über den Massenstrom durch den Verdichter und die Enthalpiedifferenz, welche sich durch den Verdichtungsprozess ergibt (vgl. Gleichung (22)).

$$P_V = \dot{m}_v \Delta h_{is,V} \frac{1}{\eta_{is,V}} \frac{1}{\eta_{m,V}}$$
(22)

Die Enthalpiedifferenz am Verdichter berechnet sich durch die Verdichtereintrittstemperatur und dem Druckverhältnis am Verdichter mit der Gleichung (23).

$$\Delta h_{is,V} = c_{P_V} \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)$$
(23)

Abgasturbine

Analog zur Modellierung des Verdichterrads wird auch die Abgasturbine als Drosselstelle mithilfe der Durchflussgleichung berechnet. Für den Massenstrom durch die Abgasturbine ergibt sich dann der Zusammenhang nach Gleichung (24).

$$\dot{m}_{T,bez} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{\nu,T}}}{p_{\nu,T}} = \mu_T \cdot A_T \cdot \frac{1}{\sqrt{R}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left(\Pi_T^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_T^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}\right)}$$
(24)

Die isentrope Turbinenleistung berechnet sich durch Gleichung (25).

$$P_T = \dot{m}_T \Delta h_{is,T} \cdot \eta_{is,T} \eta_{m,T}$$
⁽²⁵⁾

Die Enthalpiedifferenz an der Turbine ermittelt sich über die Turbineneintrittstemperatur T₃ sowie dem Druckverhältnis und den Stoffeigenschaften des Verbrennungsgases und wird durch Gleichung (26) berechnet.

$$\Delta h_{is,T} = c_{P_T} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)$$
(26)

Insbesondere die isentropen und mechanischen Wirkungsgrade sowohl des Verdichters als auch der Turbine sind nicht ohne Weiteres experimentell bestimmbar. Durch im Verdichter-, Turbinenund Lagergehäuse auftretende Wärmeströme werden die Wirkungsgrade sowohl auf der Verdichter- als auch der Turbinenseite fehlerhaft berechnet. Aktuelle Forschungstätigkeiten auf dem Gebiet der Aufladung bearbeiten ebendiese Fragestellung und zeigen eine signifikante Verbesserung der Berechnung der Wirkungsgrade und damit einhergehend insbesondere der Temperaturen nach dem Verdichter und nach der Turbine. (Baar u. a. 2014, 2014; Savic u. a. 2017; Savic, Xunan und Baar 2019; Zimmermann, Biet und Baar 2015, 2016)).

3.2.2 Verbrennung

Die durch das Luftsystem angesaugte und konditionierte Luft wird im Brennraum zusammen mit dem eingespritzten Kraftstoff verbrannt; es kommt zu einer Wärmefreisetzung. Die Abbildung dieser zeitlich veränderlichen Wärmefreisetzung während der Oxidation des Kraftstoffs erfolgt in der Verbrennungsmodellierung. In der Literatur finden sich eine Vielzahl von Verbrennungsmodellen, die sich grundsätzlich in ihrer Ausprägung hinsichtlich der örtlichen Auflösung sowie dem Modelltyp unterscheiden. Dreidimensionale, strömungsdynamische Modelle, welche zusätzlich die Reaktionskinetik in jedem finiten Volumenelement berechnen, bilden dabei die aufwendigsten und rechenintensivsten Modelle und werden beispielsweise in (Duclos, Veynante und Poinsot 1993; Kraus 2007; Peters 2000; Poinsot und Veynante 2005; Spalding 1971) dargestellt. Solche Modelle können insbesondere in der sehr frühen Phase eines Entwicklungsprozesses oder bei neuartigen Brennverfahren eingesetzt werden, da sie die Verbrennung auf Basis physikalischer Zusammenhänge beschreiben. Sie erlauben eine hohe Prädiktivität, sind aufgrund ihrer Struktur und immensen Rechenintensität für Fahrzeugmodelle jedoch ungeeignet (vgl. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 651).

Nulldimensionale, empirische Modelle berechnen die Wärmefreisetzung aus dem Kraftstoff während der Oxidation mittels einfacher mathematischer Zusammenhänge und müssen auf den jeweiligen Anwendungsfall mit Messdaten kalibriert werden. Oftmals sind die Modelle nicht für das gesamte Kennfeld des Motors gültig und bilden die Verbrennung nur in sehr engen Grenzen korrekt ab. Zu den empirischen Verbrennungsmodellen zählen etwa die in (Oberg 1976; Schreiner 1993; und Vibe 1970) dargestellten Zusammenhänge.

Die Verbrennung in dem vorliegenden Modell wird mithilfe des Entrainmentmodells nach (Blizard und Keck 1974), (Rhodes und Keck 1985), (Bowman 1975) und (Harrington und Shishu 1973) abgebildet. Es zählt zu den sogenannten phänomenologischen Modellen, welche die Verbrennung halb-physikalisch in Abhängigkeit von physikalischen Randbedingungen wie Brennraumdruck, - temperatur und Luftverhältnis berechnen. In diesem Modell wird der Brennraum in die unverbrannte und verbrannte Zone aufgeteilt. Die verbrannte Zone breitet sich sphärisch vom Zündfunken durch die Flammenfront in die unverbrannte Zone aus. Beide Zonen sind durch die masselose Flammenfront voneinander getrennt (vgl. Abbildung 15).



Abbildung 15 - Sphärische Flammenausbreitung

Die Geschwindigkeit, mit der das unverbrannte Gemisch durch die Flammenfront erfasst und in die verbrannte Zone übergeht, ist proportional zur Flammenoberfläche und der Dichte im Unverbrannten sowie der Summe aus laminarer und turbulenter Flammengeschwindigkeit, wie in Gleichung (27) dargestellt.

$$\frac{dm_v}{dt} = \rho_{uv} A_F (S_t + S_l) \tag{27}$$

Die Brennrate wiederum ist direkt proportional zur Masse an unverbranntem Luft-Kraftstoffgemisch und berechnet sich mit der Zeitkonstanten zu Gleichung (28).

$$\frac{d_{mb}}{dt} = \frac{(m_{uv} - m_v)}{\tau} \tag{28}$$

Die Zeitkonstante ist eine Funktion des Strömungszustands im Brennraum und wird charakterisiert durch die laminare Flammengeschwindigkeit und der Reynoldszahl der turbulenten Strömung (vgl. Gleichung (29) und Gleichung (30)).

$$\tau = \frac{\lambda}{s_l} \tag{29}$$

$$\lambda = \frac{L_i}{\sqrt{Re_t}} \tag{30}$$

Die laminare Flammengeschwindigkeit ist kraftstoffabhängig und wird darüber hinaus durch Temperatur, Druck und Verbrennungsluftverhältnis sowie der internen Abgasrückführung im Brennraum beeinflusst (vgl. Gleichung (31)). Steigende Zylinderinnentemperaturen und -drücke führen zu größeren laminaren Strömungsgeschwindigkeiten, da das Gemisch eine höhere Reaktivität aufweist. (Hann u. a. 2017; Hann, Grill und Bargende 2018; Wenig, Grill und Bargende 2013)

$$s_{l} = \left(s_{l,max} + s_{l,\lambda} \left(\lambda - \lambda_{s_{l,max}}\right)^{2}\right) \left(\frac{T_{uv}}{T_{ref}}\right)^{\alpha} \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{\beta} f(AGR)$$
(31)

Der Temperaturexponent α , der Druckexponent β , sowie die maximale laminare Flammengeschwindigkeit sind Stoffgrößen. Das Verbrennungsluftverhältnis λ sowie der Druck p und die Rate an rückgeführtem Abgas X_{AGR} sind Prozessgrößen und werden für jeden Zeitschritt während der Simulation berechnet. Die Abhängigkeit der laminaren Flammengeschwindigkeit von der Verbrennungsluft durch Abgasrückführung wird durch Gleichung (32) ermittelt. Es ist ersichtlich, dass eine Steigerung der Abgasrückführung zu einer kleineren laminaren Flammengeschwindigkeit führt, was vor allem auf die geringere Reaktivität der Verbrennungsluft infolge der Verdünnung durch rückgeführtes Abgas zurückzuführen ist. (Hann u. a. 2017; Hann, Grill und Bargende 2018; Wenig, Grill und Bargende 2013)

$$f(AGR) = (1 - 0.75 \cdot (1 - 0.75 \cdot X_{AGR})^7)$$
(32)

Neben der laminaren Flammengeschwindigkeit bestimmt auch die turbulente Flammengeschwindigkeit den zeitlichen Verlauf der Wärmefreisetzung während der Verbrennung. Diese wird mit Gleichung (33) berechnet und ist neben der Reynoldszahl von der Strömungsgeschwindigkeit und der integralen Längenskala abhängig.

$$s_t = u' \left(1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{R_f}{L_i}\right)^2} \right)$$
(33)

3.2.3 Emissionen

Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen mit Luftsauerstoff kommt es bei einer vollständigen Verbrennung zu einer Oxidation der Kohlen- und Wasserstoffatome mit Sauerstoff. Die Produkte dieser als ideal angenommenen Verbrennung sind Wasser (H₂O), Kohlendioxid (CO₂) und der an der Verbrennung nicht teilnehmende Stickstoff (N₂). Die Oxidation von Kohlenwasserstoffen kann durch Gleichung (34) beschrieben werden. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 245)

$$C_{x}H_{y} + \left(x + \frac{y}{4}\right)O_{2} = x \cdot CO_{2} + \frac{y}{2}H_{2}O$$
(34)

In realen Prozessen kommt es durch verschiedene Mechanismen, wie etwa lokale Inhomogenität des Luft-Kraftstoff-Gemisches oder Flammenauslöschung an Zylinderwänden zur Bildung von Zwischenprodukten, welche wegen gesundheitsschädlicher Wirkungen durch den Gesetzgeber limitiert sind. Bei den gasförmigen Schadstoffemissionen sind dies Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) sowie verschiedene Stickoxidverbindungen (NO_x). Zu den Schadstoffen zählen auch Partikel, die in dieser Arbeit jedoch nicht betrachtet werden. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 259-260)

Kohlenmonoxid

Kohlenmonoxid entsteht als Zwischenprodukt der Oxidation von Kohlenstoff. Da das Luft-Kraftstoff-Gemisch stets Orte mit lokalem Luftmangel aufweist, kann dieses Zwischenprodukt an diesen Stellen nicht weiter oxidieren und bleibt als Schadstoff-emission bestehen.
Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Bestandteile des Kraftstoffs, die nicht an der Oxidation teilnehmen, werden als unverbrannte Kohlenwasserstoffe bezeichnet. Die Bildung dieser Schadstoffkomponenten geschieht in Gebieten, die von der Flammenfront nicht vollständig erfasst wurden oder bei globalem Luftmangel, das heißt, wenn das Gemisch stark angereichert wird und nicht ausreichend Luftsauerstoff für die Oxidation des Kraftstoffs zur Verfügung steht. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe treten außerdem vor allem bei Kaltstartereignissen auf, da hier die Brennraumwände und das Arbeitsgas relativ niedrige Temperaturen aufweisen und eine vollständige Oxidation infolge des Temperaturdefizits nicht möglich ist. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 261-264)

Bei starkem Luftüberschuss kann es infolge von Auslöschungsmechanismen durch starke Temperaturabsenkung ebenfalls zu erhöhter Bildung unverbrannter Kohlenwasserstoffe kommen. (van Basshuysen 2013, S. 216)

Stickoxide

Die Stickoxid-Bildung ist Folge lokaler überstöchiometrischer Luft-Kraftstoff-Gemischgebiete und hoher Verbrennungstemperaturen. Bei der stöchiometrischen, ottomotorischen Oxidation ist vor allem die Bildung von Stickstoffmonoxid (NO) von Bedeutung. Es sind grundsätzlich vier verschiedene Mechanismen der Stickoxidbildung beim Verbrennungsprozess bekannt. Da die Bildung von Stickoxid aus dem Kraftstoff bei der motorischen Verbrennung unbedeutend ist, wird sie hier nicht betrachtet. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 284)

 Thermisches Stickstoffmonoxid: Thermisches Stickoxid entsteht "hinter" der Flammenfront nach dem von Zeldovich benannten Zweischritt-Reaktionsmechanismus, welche in (Zeldovich 1946) beschrieben wird. Dieser Mechanismus wurde von Lavoie in (Lavoie, Heywoodund Keck 1970) erweitert, sodass man heute vom erweiterten Zeldovich-Mechanismus spricht. Dabei laufen drei Elementarreaktionen ab, die durch die Gleichungen (35) bis (37) beschrieben werden.

$$0 + N_2 k_1 N O + N \tag{35}$$

$$N + O_2 k_2 NO + O \tag{36}$$

$$N + OHk_3NO + H \tag{37}$$

Diese Reaktionen laufen mit den Geschwindigkeitskoeffizienten k_i ab, welche durch zahlreiche Studien (vgl. (Baulch u. a. 1992; Haefner und Pattas 1973; Heywood 2018)) untersucht wurden und diesen Arbeiten entnommen werden können.

 Prompt-Stickstoffmonoxid: Im Gegensatz zum thermischen Stickoxid, welches hinter der Flamme entsteht, wird promptes Stickoxid direkt in der Flamme gebildet. Es kommt dabei zu einer Reaktion von CH-Radikalen mit molekularem Stickstoff (N₂) zu einer Stickstoff-Kohlenstoff-Stickstoff-Verbindung (NCN) (vgl. Gleichung (38)), welche anschließend schnell zu Stickstoffmonoxid weiterreagiert. (Moskaleva, Xia und Lin 2000), (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 282)

$$CH + N_2 \to NCN + H \tag{38}$$

Glarborg et al präsentieren in (Glaborg et al 1998) verschiedene Pfade, auf denen durch die Weiterreaktion des NCN mit verschiedenen Spezies Stickstoffmonoxid entstehen kann. Diese sind durch die Gleichungen (39) bis (42) gegeben. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 283)

$$NCN + H \leftrightarrow HCN + N$$
 (39)

$$NCN + O_2 \leftrightarrow NO + NCO$$
 (40)

$$NCN + OH \leftrightarrow HCN + NO$$
 (41)

$$NCN + 0 \leftrightarrow CN + NO$$
 (42)

 Über Lachgas erzeugtes Stickstoffmonoxid: Bei diesem Mechanismus wird Stickstoffmonoxid über Lachgas (N₂O) gebildet. Der Effekt tritt vor allem bei Luftüberschuss und niedrigen Brennraumtemperaturen auf. Zunächst wird Lachgas über den Zeldovich-Mechanismus gebildet (vgl. Gleichung (43)).

$$N_2 + O + M \to N_2 O + M \tag{43}$$

An dieser Reaktion nimmt ein Stoßpartner M teil, der durch die Reaktion unverändert verbleibt. Anschließend kommt es zu einer Reaktion von Lachgas mit atomarem Sauerstoff, wie es in Gleichung (44) dargestellt ist.

$$N_2 0 + 0 \to N0 + N0 \tag{44}$$

3.2.4 Reibung

Zwischen den bewegten Bauteilen des Verbrennungsmotors etwa an Lagerstellen, zwischen Kolbenringen und Zylinderlauffläche oder innerhalb der Kühlmittel- und Kraftstoffpumpe kommt es durch die Relativbewegung zwischen Schmiermittelfilm und Metalloberfläche zu Reibung (vgl. (Maassen und Zima 2014). Die auftretende Reibleistung muss durch die Verbrennung zur Verfügung gestellt werden, wird jedoch nicht zum Vortrieb genutzt. Es handelt sich also um eine Verlustleistung. Für die Modellierung der motorinternen Reibung hat sich über die Jahre eine Vielzahl von Modelltypen etabliert, welche von einfachen, experimentell ermittelten Reibkennfeldern über empirische Modelle, welche die Reibung als Polynomfunktionen in Abhängigkeit beispielsweise Schmiermitteltemperatur, jeweiligen der der Lagerstellendurchmesser oder anderen signifikanten Größen beschreiben, bis hin zu dreidimensionalen, physikalischen Modellen reichen. Kennfeldmodelle kommen insbesondere in Anwendungsfällen zum Einsatz, in denen das Aggregate im weiteren Verlauf der numerischen Untersuchungen nicht weiter verändert werden soll und die durch das Experiment abgedeckten Randbedingungen denen der numerischen Untersuchungen gleichen. Außerdem weisen diese Modelle eine hohe Rechenökonomie auf und bieten sich für den Einsatz in Antriebsstrangmodellen an. Empirische Modellansätze erster und höherer Ordnungen können genutzt werden, um das experimentell ermittelte Reibverhalten eines Motors auf bauähnliche Motoren oder veränderliche Randbedingungen oder Prozessgrößen wie etwa die Schmiermitteltemperaturen zu übertragen, wie beispielsweise in (Chen und Flynn 1965; Fischer 1999; Reulein 1998 und Schwarzmeier 1992) dargestellt. Sie weisen dann entsprechend eine Streuung in der Ergebnisqualität auf, ermöglichen jedoch die Untersuchung in Hardware nicht verfügbarer Versuchsträger. Teilweise mehrdimensionale physikalische Modelle dienen der Optimierung von Lagerstellen, Reibpartnern und anderer Spezifikationen innerhalb der reibungsbehafteten Systeme. Beispiele finden sich in (Beichtbuchner 2008; Unterguggenberger u. a. 2012). Diese Modelle weisen eine hohe Komplexität auf, sind dementsprechend rechenintensiv und für den Einsatz in Antriebsstrangmodellen daher ungeeignet.

Für die vorliegende Arbeit wird ein komponenten- und temperaturaufgelöstes Modell der Motorreibung verwendet, da eine detaillierte Analyse der Reibphänomene sowie eine Veränderung der einzelnen Dimensionen des reibbehafteten Systems nicht Gegenstand der Untersuchungen ist. Ein komponentenaufgelöster Ansatz ermöglicht jedoch die Berücksichtigung der Veränderung der Reibleistung bei schrittweiser Elektrifizierung der Nebenaggregate. Folgende Komponenten werden im Reibmodell berücksichtigt:

- Kurbelwelle
- Kolbengruppe und Pleuellager
- Ventiltrieb
- Schmiermittelpumpe

Die Reibung innerhalb des Motors wird in Abbildung 16 für vier Schmiermitteltemperaturen veranschaulicht. Für alle weiteren Schmiermitteltemperaturen erfolgt eine lineare Interpolation.

Zur Minimierung der Pumpenleistung bei geringer Motordrehzahl und -last wird das Schmiermittelsystem zweistufig ausgeführt. In der kleinen Öldruckstufe wird ein Öldruck von $p_{SM} = 1,8$ bar, in der großen Öldruckstufe ein Druck von $p_{SM} = 3,3$ bar erzeugt (vgl. Abbildung 17).



Abbildung Reibmitteldruck des Abbildung 17 - Öldruckstufen 16 -Gesamtmotors¹⁵

3.2.5 Thermik

Das thermische Verhalten des Verbrennungsmotors nimmt wesentlichen Einfluss auf die motorischen Prozesse. Sowohl die Emissionsbildung als auch der Kraftstoffverbrauch werden wesentlich durch Bauteil-, Gas- und Medientemperaturen beeinflusst. Für das Fahrzeugmodell wurden daher drei verschiedene thermische Modelle für den Verbrennungsmotor entwickelt.

- 3D-FE-Modell der Metallstruktur •
- Rohrnetzwerkmodell des Kühlmittelkreislaufs •
- Thermisches 6-Massenmodell

Das thermische 6-Massenmodell und das thermische Rohrnetzwerkmodell sind als 0D/1D-Modelle ausgeführt und können so in das Antriebsstrangmodell integriert werden, ohne erhebliche Einbuße in der Rechenzeit hinnehmen zu müssen. Das thermische FE-Modell dient vor allem dazu, mithilfe detaillierten Modellierung der Metallstruktur einer eine sichere Berechnung der Strukturtemperaturen zu gewährleisten und die Qualität der Bedatung der beiden weiteren thermischen Modelle zu erhöhen. Die durch das thermische FE-Modell berechneten Zylinderwandtemperaturen werden darüber hinaus für die Berechnung des Wandwärmeübergangs innerhalb des Zylinders genutzt.

Thermisches 6-Massenmodell

Bei dem Thermischen 6-Massenmodell handelt es sich um ein 0D/1D-Modell, bei dem die Zustandsgrößen der wesentlichen thermischen Massen des Verbrennungsmotors berechnet werden. Die Berechnung der Zustandsgrößen und -änderungen erfolgt ähnlich zur Luftstrecke mithilfe der Füll- und Entleermethode, jedoch mit einigen der Inkompressibilität der Medien geschuldeten Unterschieden.

¹⁵ Die experimentell ermittelte Motorreibung wurde durch die Volkswagen AG zur Verfügung gestellt.

Der Druckverlust an Drosselstellen wird mithilfe der durch Gleichung (45) gegebenen Zusammenhänge nach Bernoulli berechnet.

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{\zeta \cdot A_D} \right) \dot{V} \tag{45}$$

Die eingeführte Kontraktionszahl X ist das reziproke Quadrat des Durchflussbeiwerts der Drossel. Dieser ist im Gegensatz zur Strömung gasförmiger Medien nicht nur von der geometrischen Gestalt der Drosselstelle, sondern auch vom Strömungszustand selbst in Form der Reynoldszahl abhängig. (Idel'chik 1996; Lichtarowicz, Duggins und Markland 1965; Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 446)

Durch die Inkompressibilität des Mediums wird in hydraulischen Volumina keine Volumenänderungsarbeit verrichtet. Die Druckänderung wird dann durch das Elastizitätsmoduls E mittels Gleichung (46) berechnet (vgl. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 447))



$$E = -V \frac{dp}{dV} \tag{46}$$

Abbildung 18 - Thermisches 6-Massenmodell

Im thermischen 6-Massenmodell (siehe Abbildung 18) werden die Metallmassen des Zylinderkopfes, des Kolbens, des Zylinderblocks, des Zylinderkurbelgehäuses sowie die beiden Massen Schmiermittel und Kühlmittel als thermische Massen abgebildet. Die thermischen Massen werden jeweils durch ihre physikalische Masse und die Materialeigenschaften¹⁶ beschrieben. Der Wärmetransport wird mithilfe der in 3.4 vorgestellten Wärmetransportmechanismen berechnet. Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten in den kühlmittelführenden Bauteilen erfolgt mithilfe der von Gnielinski in (Gnielinski 1975) vorgeschlagenen Zusammenhänge nach Gleichung (47).

$$\alpha_{KW} = 0.3 + \sqrt{Nu_l^2 + Nu_t^2} * \left(1 + \frac{(4-1)f_A}{4}\right)$$
(47)

Als Wärmequellen werden die Wärmeströme aus dem Brennraum in die Zylinderwand und den Kolben, die Motorreibung sowie die Reibung im Abgasturbolader aufgefasst. Die Aufteilung der Wärmeströme auf den Zylinderkopf, den Kolben und die Zylinderwand erfolgt durch anteilige Beaufschlagung der jeweiligen Bauteile nach ihren Anteilen an der gesamten wärmeübertragenden Fläche. Der Gesamtwärmestrom aus dem Brennraum in die umgebende Zylinderwandung wird durch eine thermodynamische Druckverlaufsanalyse bestimmt (vgl. Kapitel 4.1.2).

Der Wärmeintrag des Turboladers in das Kühl- und Schmiermittel wurde an einem Heißgasprüfstand ermittelt.

Die Umgebung wird als Wärmesenke modelliert. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit nach Gleichung (48).

$$\alpha_{Luft} = 10,45 - v_{Fzg} + 10 \cdot \sqrt{v_{Fzg}}$$
(48)

Rohrnetzwerkmodell des Kühlmittelkreislaufs

¹⁶ Wärmeleitfähigkeit, Dichte und Wärmekapazität

Für den Kühlmittelkreislauf wurde ein detailliertes Rohrnetzwerkmodell aufgebaut. Im Modell werden alle kühlmittelführenden Leitungen als eindimensionale Rohre modelliert. Abbildung 19 stellt das Rohrnetzwerk schematisch dar. Die Berechnung der Zustandsgrößen und -änderungen erfolgt analog zum thermischen 6-Massenmodell.



Abbildung 19 - Schematische Darstellung des Rohrnetzwerkmodells

Für die Definition der Rohrdurchmesser sowie der jeweiligen Rohrlängen wurde ein 3D-Datensatz genutzt und aus den nicht runden. dreidimensionalen Kühlmantelquerschnitten Rohre oberflächenäquivalente mit kreisförmigen Ouerschnitten abgeleitet. Die Oberflächentemperaturen der Rohre werden unter Zuhilfenahme des thermischen FE-Modells berechnet.

Der Wandwärmestrom aus den Zylindern infolge der Verbrennung kann aus der thermodynamischen Druckverlaufsanalyse überführt werden. Die Wärmemenge, die im Schmiermittelkühler vom Kühlmittel ans Schmiermittel übertragen wird, wurde bei einer Kennfeldvermessung direkt am Wärmeübertrager gemessen. Gleiches gilt für die Wärmemenge, die im integrierten Abgaskrümmer an das Kühlmittel übertragen wird.

Die Verteilung der Wärmeströme auf die einzelnen Rohre erfolgt über die Anteile der wärmeübertragenden Flächen der Rohre an der gesamten wärmeübertragenden Fläche (vgl. Gleichung (49)). Der Einfluss unterschiedlicher Rohrwandtemperaturen und Wärmeübergangskoeffizienten bleibt in diesem Ansatz unberücksichtigt.

$$Q_{Wi} = Q_{W,ges} \frac{A_{W,i}}{A_{W,ges}} \tag{49}$$

Im Kühlmittelkreislauf des Verbrennungsmotors sind zwei Thermostate verbaut, die ein schnelles Aufheizen des Kühlmittels sicherstellen. Das Zylinderkopf-Thermostat öffnet bei einer Temperatur $T_{Thermostat,ZK} = 87$ °C, das Hauptkühlerthermostat öffnet bei einer Temperatur von $T_{Thermostat,HK} = 105$ °C und gibt den Weg zum Fahrzeugkühler frei. Beide Thermostate werden als binär arbeitende Ventile abgebildet, sind also entweder vollständig geschlossen oder vollständig geöffnet.

Thermisches FE-Modell

Insbesondere die Temperatur der den Brennraum umgebenden Wandung nimmt bedeutenden Einfluss auf die thermodynamischen und chemischen Vorgänge während der Verbrennung. So steigt etwa der Wandwärmestrom bei einem größeren Temperaturunterschied zwischen Arbeitsgas und Zylinderwandung und es kommt an kalten Zylinderwänden zu Flammenauslöschungen und dadurch zu einem Anstieg der Konzentration unverbrannter Kohlenwasserstoffe. Die Berechnung der transienten Strukturtemperaturen ist daher von Bedeutung. In dem vorliegenden Modell wird diese Aufgabenstellung durch ein vereinfachtes, generisches 3D-FE-Modell gelöst. In diesem Modelltyp wird ein dreidimensionales FE-Netz mithilfe der Hauptabmessungen der Strukturbauteile (Zylinderkopf, Kolben, Zylinder, Ventile) aufgebaut. Hier werden die Temperaturen durch Lösen des Energieerhaltungssatzes sowie dem thermischen Gleichgewicht an jedem Knoten berechnet und anschließend der Wärmetransport zwischen den Knoten infolge der Temperaturdifferenzen bestimmt. Zwischen den Knoten herrscht Wärmeleitung. An den Randschichten zum Brennraum und zu den kühlmittelführenden Kanälen wird mittels Konvektion Wärme an Gas oder Kühlmittel übergeben. Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt analog zu dem thermischen 6-Massenmodell sowie dem Rohrmodell.

Zylinderkopf

Die Modellierung des Zylinderkopfes erfolgt als Scheibe mit einem kugelausschnittförmigen Brennraumdach mit Ventilöffnungen (vgl. Abbildung 20).



Abbildung 20 - Modell des Zylinderkopfs im FE-Modell

Für das Modell ist die Dicke der Scheibe s_{ZK} sowie die Domhöhe h_{BD} zu definieren. Als Scheibendicke wurde ein durchschnittlicher Wert der Wandstärke des Zylinderkopfes aus dem 3D-Datensatz entnommen. Die Durchmesser der Zylinderbohrung d_{Zyl} sowie der Ventile d_{EV} und d_{AV} erfolgen durch die geometrische Definition des Zylinders und der Ventile.

Kolben

Der Kolben wird als zylindrisches Bauteil mit Kolbenringnuten und einem ausgesparten Kolbenunterteil modelliert (vgl. Abbildung 21). Der Kolbendurchmesser wird mit dem Zylinderdurchmesser definiert. Die mittlere Wandstärke am Kolbenhemd s_{Kolben} wird durch Mittelung der veränderlichen Kolbenhemdstärke über die Kolbenhöhe ermittelt. Die Ringnutenhöhe h_{Ring} wird ebenfalls als Mittelwert aller Kolbenringnuten angegeben. Neben den in Abbildung 21 angegebenen geometrischen Größen ist das Kolbenvolumen sowie der Kolbenwerkstoff anzugeben.



Abbildung 21 - Modell des Kolbens im 3D-FE-Modell

Zylinder

Der Zylinder wird im thermischen FE-Modell als zylindrisches Bauteil mit zwei umgebenden Wassermänteln modelliert, eine Darstellung findet sich in Abbildung 22.



Abbildung 22 - Zylinder im FE-Modell

Der Zylinder wird durch seinen Durchmesser d_{Zyl} , seine Höhe h_{Zyl} und die Abstände des Wassermantels h_{WMu} und h_{WMo} , die wiederum die Wassermantelhöhe bestimmen, sowie der mittleren Wandstärke der Zylinderwandung zum Wassermantel szw definiert. Die Ausdehnung des Wassermantels wird mit dem Benetzungswinkel α_{WM} definiert. Die Ausrichtung des Wassermantels relativ zur Zylinderachse wird durch den Winkel $\alpha_{WM,Zyl}$ bestimmt (vgl. Abbildung 23).



Abbildung 23 - Winkeldefinition des zylinderumgebenden Wassermantels

Ventile und Kanäle

Neben dem Zylinderkopf, dem Kolben und dem Zylinder werden auch die Ventile, die dazugehörigen Einlass- und Auslasskanäle sowie Ventilsitzstellen als FE-Netz modelliert. Es kommt zu einem Wärmetransport von der brennraumseitigen Ventiloberfläche an das Arbeitsgas und umgekehrt, sowie zu einem Wärmestrom von der Ventilrückseite an das Gas im jeweiligen Kanal. Beide Bereiche sind in Abbildung 24 markiert. Es wird dabei davon ausgegangen, dass ein Teil des Tellermantels (sv) offen in den Brennraum ragt. Weiterhin wird davon ausgegangen, dass auf der Ventilrückseite der Teil des Ventilschafts bis zur Ventilführung als wärmeübertragende Fläche zum Kanal agiert. Die Ventilführung wird durch ihre Länge hvF und die Wandstärke svF

sowie ihrer Position zvF relativ zur Ventiltellermitte angegeben. Die Position der Ventilmitte wird über die x- und y-Koordinaten angegeben (vgl. Abbildung 25).



Abbildung 24 - Modellvorstellung Ventil im FEM-Modell Abbildung 25 - Koordinatensystem im Ventilkopf

Der Ventilsitz wird als Ring mit einer Höhe hvs und einer radialen Wandstärke svs modelliert, welcher Wärme direkt an das Kühlwasser abgeben kann. Die wärmeübertragende Fläche des Ventilsitzes mit dem Kühlwasser Avs,kw wird direkt angegeben. Die Definition der thermischen Masse des Ventilsitzes erfolgt über die Masse mvs des Sitzrings.

Die Ein- und Auslasskanäle werden als Rohre mit dem Rohrdurchmesser d_K , der Länge l_K und der Wandstärke s_K modelliert. Als Rohrlänge wird die Länge der Mittellinie des jeweiligen Kanals genutzt. Die Wandstärke wird durch Mittelung der Kanalwandstärke über die Kanallänge ermittelt.

3.2.6 Abgasnachbehandlung

Bei allen Fahrzeugen im Pkw-Segment kommen heute Abgasnachbehandlungssysteme zum Einsatz, um die vom Gesetzgeber vorgegebenen Grenzen des Emissionsausstoßes einzuhalten. Dafür werden abhängig vom angewandten Brennverfahren verschiedene Technologien eingesetzt. Bei stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren werden Dreiwegekatalysatoren genutzt, die auf drei Pfaden die vom Gesetzgeber reglementierten, gasförmigen Schadstoffemissionen durch Oxidation und Reduktion katalytisch behandeln. Um eine optimale Abgasreinigung zu gewährleisten, ist eine in engen Grenzen arbeitende Lambda-Regelung notwendig, welche alternierend ein leicht fettes und ein leicht mageres Gemisch einstellt. Bei der Einstellung eines leicht mageren Luft-Kraftstoff-Gemisches kommt es durch den Luftüberschuss zur Oxidation von Kohlenmonoxid und der unverbrannten Kohlenwasserstoffe zu Kohlendioxid und Wasser, wie durch die Gleichungen (50) und (51) dargestellt. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 232)

$$2CO + O_2 \to 2CO_2 \tag{50}$$

$$C_x H_Y + \left(x + \frac{y}{4}\right) O_2 \to x C O_2 + \frac{y}{2} H_2 O \tag{51}$$

Wird ein fettes Gemisch eingestellt, so können Stickoxide mit Kohlenmonoxid-Molekülen zu molekularem Stickstoff und Kohlendioxid reduzieren. Die Reaktionsgleichung ist durch Gleichung (52) gegeben. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 232)

$$2NO + 2CO \rightarrow N_2 + 2CO_2 \tag{52}$$

Neben Dreiwegekatalysatoren kommen für Fahrzeuge mit ottomotorischem Antrieb seit 2019 auch vermehrt Partikelfilter zum Einsatz, um die vom Gesetzgeber begrenzte Partikelmasse einzuhalten (vgl. (Umweltbundesamt 2016)). Das in dieser Arbeit untersuchte und modellierte Fahrzeug arbeitet nicht mit einem solchen System. Daher wird auf eine Erläuterung der Funktionsweise dieses Reinigungssystem verzichtet.

Die Modellierung moderner Abgasnachbehandlungssysteme kann durch verschiedendimensionale Modelle erfolgen. Dreidimensionale CFD-Modelle mitsamt einer Berechnung der reaktionskinetischen Vorgänge dienen der Auslegung und Optimierung beispielsweise der Oberflächenbeschichtung mit katalytischem Material. Die ortsaufgelösten Temperatur- und Strömungsfeldberechnungen dieser Modelle können genutzt werden, um die Kanalgeometrie des Katalysators je nach Einsatzbedingungen zu optimieren. Solche Modelle werden beispielsweise in (Chen u. a. 2004; Hettel, Wörner und Deutschmann 2018; Wehinger 2016) vorgestellt. In (Balenovic 2002) und (Harmsen 2001) werden eindimensionale mikrokinetische Reaktormodelle beschrieben, welche die Reaktionskinetik als Vielzahl heterogener Reaktionen innerhalb von Dreiwegekatalysatoren in einem eindimensionalen, adiabaten Rohr darstellen. Es werden die jeweiligen Reaktionsvorgänge der beteiligten Spezies inklusive Wärmefreisetzung sowie die Wärmeübertragung zwischen Gas und katalytischem Material berechnet. Diese Modelle fußen auf physikalisch-chemischen Zusammenhängen und können Zwischenreaktionen der Gesamtreaktion abbilden. Aufgrund der Vielzahl von Reaktionen, die in diesen Modellen numerisch gelöst werden, sind die Modelle vergleichsweise rechenintensiv und daher für die Gesamtfahrzeugsimulation ungeeignet. Sie werden genutzt, um beispielsweise den Einfluss verschiedener Oberflächenmaterialien auf die Reinigungsfähigkeit des Systems zu untersuchen.

Kinetische Modelle, wie sie etwa in (Voltz u. a. 1973) und (Montreuil, Williams und Adamczyk 1992) vorgestellt werden, modellieren die globalen reaktionskinetischen Vorgänge innerhalb von Dreiwegekatalysatoren. Diese sind durch die reduzierte Anzahl an zu lösenden Reaktionen signifikant rechenökonomischer als die mikrokinetischen Modelle. Sie bedürfen jedoch ebenfalls einer vergleichsweise detaillierten Kenntnis über den zum Einsatz kommenden Katalysator bezüglich seiner Edelmetallzusammensetzung und anderer, den Katalysator beschreibenden Parameter.

Umsatzratenmodell des Abgasnachbehandlungssystems

Der im Fahrzeug zum Einsatz kommende Dreiwege-Katalysator wird mithilfe von experimentell ermittelten Umsatzraten-Kenndaten modelliert. Für die drei gasförmigen, gesetzlich reglementierten Komponenten Kohlenmonoxid, unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Stickoxide wurden in Abhängigkeit der Katalysatortemperatur, des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses sowie der Raumgeschwindigkeit die Umsatzraten des Katalysators mithilfe einer Konditioniereinheit direkt am Motorprüfstand vermessen (vgl. Abbildung 26). Die Umsatzraten berechnen sich durch das Verhältnis der Konzentrationen vor und nach dem Katalysator (vgl. Gleichung (53)). Dafür wird mithilfe einer Umschaltvorrichtung sowohl das unbehandelte als auch das gereinigte Abgas entnommen und einer Analyse unterzogen.

$$Umsatzrate_{i} = 1 - \frac{X_{i,nKat}}{X_{i,vKat}}$$
(53)

Die Konditioniereinheit besteht aus einem Abgaswärmetauscher, durch den die Abgastemperatur eingestellt werden kann. Mithilfe einer Abgasdrossel im Bypass-Rohr kann der Massenstrom zwischen beiden Rohrsträngen eingestellt werden, sodass eine Variation der Raumgeschwindigkeit im Katalysator ermöglicht wird. Das Luft-Kraftstoff-Verhältnis wurde durch Zugriff auf das Motorsteuergerät eingestellt.



Abbildung 26 - Konditioniervorrichtung zur Katalysatorvermessung an einem Motorprüfstand

Thermisches Katalysatormodell

Die Effektivität der Schadstoffkonvertierung in katalytischen Abgasnachbehandlungssystemen ist stark von der Temperatur des Nachbehandlungssystems abhängig (vgl. (Balenovic 2002; Harmsen 2001; Montreuil, Williams und Adamczyk 1992)). Es ist daher für das Antriebsstrangmodell notwendig, das thermische Verhalten des Katalysators abzubilden. Dafür wird der Dreiwege-Katalysator als thermisches Einmassenmodell interpretiert. Bei diesem Modellansatz wird eine im Katalysator signifikante thermische Ungleichverteilung nicht berücksichtigt. Auf Grund der exothermischen chemischen Reaktion innerhalb der Abgasreinigungskomponente sowie des Wärmetransports an die Umgebung kommt es sowohl in axialer als auch in radialer Richtung zu einem Temperaturfeld, welches die Umsatzrate beeinflussen kann. Der Fokus der vorliegenden Arbeit richtet sich auf die Bewertung der Energieeffizienz des Gesamtsystems. Insbesondere mögliche Zuheizmaßnahmen, welche beispielsweise durch Verschiebung eine des Verbrennungsschwerpunkts oder eine Mehrfacheinspritzung den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors beeinflussen, werden üblicherweise im Motorsteuergerät an einer Katalysatorgesamttemperatur vorgenommen. Für eine qualitative Bewertung der Umsatzrate der Abgasnachbehandlung reicht der gewählte Modellansatz daher aus.

Eine schematische Darstellung des thermischen Katalysatormodells ist durch Abbildung 27 gegeben.



Abbildung 27 - Thermisches Einmassenmodell des Dreiwegekatalysators

Für den Katalysator gilt ebenfalls der Energieerhaltungssatz (vgl. Gleichung (54)), sodass sich das thermische Gleichgewicht mit Gleichung (55) beschreiben lässt.

$$\dot{Q}_{Kat,ein} = \dot{Q}_{Kat,aus} = P_{Abgas,roh} = \dot{Q}_{Kat,Umg} + \dot{Q}_{Abgas,aus}$$
(54)

$$=\frac{P_{Abgas,roh} - A_{Kat} \cdot (T_{Kat} - T_{Umg}) \cdot \alpha_{Kat} - \dot{m}_{Abgas} \cdot c_{P,Abgas} \cdot T_{Abgas,Kat,aus}}{C_{Kat}}$$
(55)

Der thermische Quellterm P_{Abgas,roh} wird aus einem Kennfeld entnommen und wurde mithilfe des 0D/1D-Modells des Verbrennungsmotors bestimmt und anhand von am Motorprüfstand experimentell ermittelten Daten validiert. Mittels Konvektion mit dem von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängigen Wärmeübergangskoeffizienten wird der Wärmestrom $\dot{Q}_{Kat,Umg}$ vom Katalysator an die Umgebung abgegeben. Weiterhin fließt ein Enthalpiestrom $\dot{Q}_{Abgas,aus}$ aus dem Katalysator mit dem Abgasmassenstrom hinaus.

3.3 Kalorik

In den zuvor beschriebenen Systemen werden gasförmige und flüssige Medien bewegt. Die kalorischen Eigenschaften dieser Medien ändern sich in Abhängigkeit von der Temperatur und des Drucks. (Heywood 2018)

3.3.1 Arbeitsgas

Mithilfe der kalorischen Zustandsgrößen idealer Gase lässt sich die innere Energie des Systems darstellen. Die innere Energie ist dabei von der Zusammensetzung und der Temperatur des Arbeitsgases abhängig und wird als massenbezogenes arithmetisches Mittel der inneren Energien der Komponenten i beschrieben, wie es durch Gleichung (56) dargestellt ist.

$$u_Z = \frac{1}{m_Z} \sum n_i M_i u_i(T_Z) \tag{56}$$

Die spezifische innere Energie lässt sich durch Nutzung der Zustandsgleichung idealer Gase berechnen und lässt sich demnach als Differenz zwischen der molaren Enthalpie h_i und dem Produkt aus Gaskonstante R und der Temperatur T beschreiben (vgl. Gleichung (57)).

$$u_i = h_i - RT \tag{57}$$

Für die molare Enthalpie hi des Arbeitsgases im Verbrennungsmotor wird ein Polynomansatz fünften Grades nach (Heywood 2018) genutzt (vgl. Gleichung (58)). Die Koeffizienten a₁ bis a₅ können der Nasa Glenn Database in (McBride, Zehe und Gordon 2002) entnommen werden.

$$h(T) = h_{Ref} + \sum_{n=1}^{5} a_n (T - T_{Ref})^n$$
(58)

3.3.2 Kraftstoff

Für die Bestimmung der Kraftstoffenthalpie wird ein Polynomansatz (vgl. Gleichung (59)) nach (McBride, Zehe und Gordon 2002) mit den Koeffizienten A_{Kr,1} bis A_{Kr,7} nach (Zehe, Gordon und McBride 2002) genutzt.

$$h_{Kr} = h_{ref} + a_1 (T - T_{Ref}) + a_2 (T - T_{Ref})^2 + a_3 (T - T_{Ref})^3$$
(59)

3.3.3 Kühlmittel

Die Stoffeigenschaften des Kühlmittels werden ebenfalls mithilfe von Polynomansätzen bestimmt. Die temperaturabhängige Dichte berechnet sich nach Gleichung (60).

$$\rho(T) = \rho_{Ref} + a_1 (T - T_{Ref}) + a_2 (T - T_{Ref})^2 + a_3 (T - T_{Ref}) (p - p_{Ref}) + a_4 (p - p_{Ref}) + a_5 (p - p_{Ref})^2$$
(60)
+ $a_6 (p - p_{Ref})^3$

Die Temperaturabhängigkeit der Enthalpie des Kühlmittels wird analog zum Vorgehen bei der Berechnung der Kraftstoffenthalpie durchgeführt. Es werden jedoch andere Koeffizienten eingesetzt.

Es besteht zudem eine Abhängigkeit der Kühlmittelenthalpie vom herrschenden Druck. Diese Abhängigkeit wird über die druckabhängige Wärmekapazität nach Gleichung (61) bestimmt.

$$\frac{\partial c_p}{\partial p} = \left[\frac{\partial^2 \rho}{\partial T^2} - \frac{2}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)^2\right] \frac{T}{\rho^2}$$
(61)

3.3.4 Schmiermittel

Auch die Stoffeigenschaften des Schmiermittels berechnen sich durch Polynomansätze. Für das eingesetzte Schmiermittel 10W40 wird die Dichte temperatur- und druckabhängig nach Gleichung (62) berechnet.

$$\rho(p,T) = a_0 + \frac{[p + a_1T + a_2]^{a_3 + 1}}{a_3 + 1} p[a_4T^{a_5} + a_6] + a_7\sqrt{T}$$
(62)

Die Berechnung der Enthalpie erfolgt analog zur Enthalpiebestimmung des Kühlwassers, jedoch werden für die Koeffizienten andere Werte genutzt.

3.4 Wärmetransport

Bei nahezu allen Komponenten eines Antriebsstrangs ist der Wärmetransport von entscheidender Bedeutung (vgl. (Pischinger u. a. 2014)). Beim Verbrennungsmotor ist wegen der hohen thermischen Belastungen durch die Verbrennung auf einen ausreichenden Wärmetransport zur Kühlung zu achten. Traktionsbatterien sind speziell bei niedrigen Umgebungstemperaturen zu heizen und auch die elektrische Maschine ist gegen Überhitzung zu schützen. In den genannten Komponenten kommt es zu verschiedenen Wärmetransportmechanismen.

3.4.1 Wärmeleitung

Bei der Wärmeleitung kommt es zu einem Wärmetransport durch Atome, Moleküle, Elektronen oder Photonen.

In der vorliegenden Arbeit sind vor allem die Wärmeleitphänomene an ebenen und zylindrischen Wänden relevant. Die Wärmeleitung an einer ebenen Wand wird durch Gleichung (63) beschrieben und ist abhängig von der wärmeübertragenden Fläche A, der Dicke der strahlenden Wand s sowie der Wärmeleitfähigkeit λ und der Temperaturdifferenz zwischen den beiden aneinandergrenzenden Körpern. (von Böckh und Wetzel 2011, S. 19)

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot \Delta T \tag{63}$$

Für die Wärmeleitung an zylindrischen Wänden gilt der Zusammenhang (64), welcher die über den Radius abnehmende Wärmestromdichte berücksichtigt. (von Böckh und Wetzel 2011, S. 25)

$$\dot{Q} = \lambda \cdot \frac{2\pi l}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \cdot \Delta T \tag{64}$$

3.4.2 Konvektion

Konvektion tritt in strömenden Fluiden durch makroskopische Teilchenbewegung auf. Es wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden. Freie Konvektion tritt infolge einer Temperaturdifferenz auf. Erzwungene Konvektion hingegen wird durch eine Druckdifferenz beispielsweise an einem durch Fahrtwind umströmten Kühler hervorgerufen. (von Böckh und Wetzel 2011, S. 83-125)

Der konvektive Wärmeübergang wird durch die wärmeübertragende Fläche A, der Temperaturdifferenz zwischen Festkörper und Fluid sowie dem Wärmeübergangskoeffizient α beschrieben und lässt sich durch Gleichung (65) berechnen. (von Böckh und Wetzel 2011, S. 79)

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T \tag{65}$$

Konvektion im Brennraum des Verbrennungsmotors

Im Brennraum kommt es zwischen Arbeitsgas und Zylinderwandung durch Temperaturunterschiede zu einem Wärmestrom. Veranschaulichen lässt sich dieses Phänomen durch Abbildung 28.



Abbildung 28 - Modellvorstellung Wandwärmeübergang

Der Wärmestrom zwischen Gas und Zylinderwandung ist maßgeblich von der Temperaturdifferenz, den wärmeübertragenden Flächen sowie dem Wärmeübergangskoeffizienten abhängig und lässt sich mit Gleichung (66) berechnen (vgl. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 386)). Es wird dabei zwischen verschiedenen wärmeübertragenden Flächen, zum Beispiel der Kolbenoberfläche, der gasseitigen Zylinderkopfoberfläche und Lauffläche unterschieden.

$$\dot{Q}_W = \sum \alpha_i A_i (T_{W,i} - T_G) \tag{66}$$

Für jede Fläche ist ein konvektiver Wärmeübergangskoeffizient zu bestimmen. Dafür liegen eine Vielzahl von Modellen vor. Grundsätzlich lassen sich die Modelle in nulldimensionale, halbempirische Modelle, physikalische Modelle sowie strömungsfeldorientierte Modelltypen aufteilen. Halb-empirische Modelle basieren dabei auf dem in (Newton 1701) vorgestellten Newtonschen Ansatz.

Als Beispiele für nulldimensionale, empirische Modelle für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten können die Modelle nach (G. Woschni 1967), (G. F. Hohenberg 1979) und (Bargende 1991) genannt werden.

Woschni entwickelte ein Modell zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten, welches auf der Ähnlichkeitstheorie beruht. Als Ähnlichkeitskennzahlen werden dabei die Nusselt¹⁷-, die Reynolds¹⁸- sowie die Prandtl¹⁹-Zahlen genutzt (vgl. Gleichung (67)). (G. Woschni 1967), (Gerhard, Woschni, Zeilinger und Neugebauer 1999)

$$Nu = C \cdot \Re^m \cdot Pr^n \tag{67}$$

Mit der Betrachtung des Brennraums als durchströmtes Rohr lassen sich nach (Gröber, Erk und Grigull 1963) für die Exponenten m = 0,78 und n = 0,33 ermitteln. Die Prandtl-Zahl kann für den im verbrennungsmotorischen Hochdruckprozess durchlaufenen Temperaturbereich als konstant angenommen werden (G. Woschni 1980), sodass Pr^n folgend als Konstante C aufgefasst wird. Die Nusselt-Zahl drückt das Verhältnis des Wärmeübergangskoeffizienten und der charakteristischen Länge – im Fall des Brennraums ist dies der Bohrungsdurchmesser – und der Wärmeleitfähigkeit aus (vgl. Gleichung (68)).

$$Nu = \alpha \cdot \frac{d}{\lambda} \tag{68}$$

¹⁷ (Baehr und Stephan 2006, S. 20)

¹⁸ (Schade und Kunz 1986)

¹⁹ (Schade und Kunz 1986)

Die Reynoldszahl beschreibt das Verhältnis der Zähigkeits- und Trägheitskräfte und ist nach (Schade und Kunz 1986) wie folgt definiert:

$$\Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\eta} \tag{69}$$

Die Wärmeübergangszahl a lässt sich also nach Gleichung (70) auffassen.

$$\alpha = Cd^{-0,22}\lambda \left(\frac{\nu d}{\eta}\right)^{0,78} \tag{70}$$

Durch Einsetzen in die Zustandsgleichung idealer Gase und Stoffwerte lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des im Brennraum herrschenden Drucks, der Temperatur sowie der Strömungsgeschwindigkeit beschreiben (vgl. Gleichung (71)).

$$\alpha = Cd^{-0,2}p^{0,8}w^{0,8}T^{-r} \tag{71}$$

Für die Konstante C gibt Woschni einen empirisch ermittelten Wert von C = 127,93 an und der Exponent r wird ebenfalls auf Basis empirischer Untersuchungen mit r = 0,53 angegeben. Die Strömungsgeschwindigkeit w wird in Woschnis Modell in zwei Komponenten aufgeteilt. Zum einen wird eine durch die Kolbenbewegung erzeugte Grundströmung mit der Strömungsgeschwindigkeit c_M modelliert. Diese wird durch eine turbulente Komponente überlagert, welche durch das turbulente Flammenfortschreitungsgeschehen maßgeblich beeinflusst wird (vgl. Gleichung (72)).

$$w = C_1 c_M + C_2 V_H \left(\frac{T_{ES}}{p_{ES} V_{ES}}\right) \left(p_Z - p_{Schlepp}\right)$$
(72)

Die Konstante C₁ wird dabei für die Ladungswechselschleife sowie für die Hochdruckphase unterschieden (vgl. Gleichung (73)). Darüber hinaus nimmt Woschni eine Unterscheidung der Konstanten C₂ in Dieselmotoren mit Vorkammerzündung und Direkteinspritzung vor (vgl. Gleichungen (74)).

$$C_{1} = \begin{cases} 6,18 + 0,417 \frac{c_{u}}{c_{m}} f \ddot{u}r dieLadungswechselschleife \\ 2,28 + 0,307 \frac{c_{u}}{c_{m}} f \ddot{u}r dieHochdruckschleife \end{cases}$$
(73)
$$C_{2} = \begin{cases} 6,22 \cdot 10^{-3} f \ddot{u}r DieselmotorenmitVorkammerz \ddot{u}ndung \\ 3,24 \cdot 10^{-3} f \ddot{u}r DieselmotorenmitDirekteinspritzung \end{cases}$$
(74)

Die von Woschni ermittelten Zusammenhänge sind jeweils für Dieselmotoren mit Vorkammerzündung sowie Direkteinspritzung entwickelt worden. Um den Gültigkeitsbereich des Modells zu erweitern, wurden in (G. Woschni 1980), (G. Woschni und Csallner 1981) und (Fieger 1980) Modellmodifikationen für Ottomotoren vorgenommen. Weitere Modifikationen finden sich in (Kolesa 1987), in der starken Veränderungen der Wandwärmeübergangskoeffizienten bei Temperaturen von mehr als $T_{Gas} = 600 \text{ K}$ Rechnung getragen wird. Weitere Beiträge nehmen Anpassungen des ursprünglichen Ansatzes hinsichtlich der niedrigen Teillast vor (vgl. (Huber 1990)), berücksichtigen den durch Wandablagerungen veränderlichen Wärmeübergangskoeffizienten (vgl. (Vogel 1995)) oder entwickeln für die Konstanten C1 und C2 stetige Funktionen, die den veränderlichen Bedingungen des Wärmeübergangs während des thermodynamischen Kreisprozesses in einem Verbrennungsmotor Rechnung tragen (vgl. (Schwarz 1993)).

Hohenberg entwickelte in (G. F. Hohenberg 1979) ebenfalls einen empirischen Ansatz für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für Dieselmotoren. Als Basis dienen wie bei dem Ansatz von Woschni die Ähnlichkeitstheorie und der Newtonsche Ansatz des Wärmeübergangs, sodass als unbekannte Größe der Wärmeübergangskoeffizient zu ermitteln ist, für welchen Hohenberg die Gleichung (75) angibt.

$$\alpha = 130 \cdot V^{-0.06} p^{0.8} T^{-0.4} (c_m + 1.4)^{0.8}$$
(75)

In (Bargende 1991) entwickelt Bargende ebenfalls auf der Grundlage von experimentell ermittelten Daten und durch Anwendung der Ähnlichkeitstheorie einen Ansatz zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten. Der Fokus des Modells liegt bei Ottomotoren und der Hochdruckschleife. Der Wärmeübergangskoeffizient wird dann durch Gleichung (76) berechnet.

$$\alpha = C \cdot d^{-0.22} \lambda_w \left(\frac{\rho}{\eta}\right) w^{0.78} \Delta \tag{76}$$

Die Strömungsgeschwindigkeit w wird darin mithilfe eines k- ε -Modell berechnet, sodass sich diese aus der spezifischen kinetischen Energie k und der momentanen Kolbengeschwindigkeit c_K zusammensetzt und kurbelwinkelaufgelöst durch Gleichung (77) berechnet wird.

$$w(\varphi) = \frac{\sqrt{\left(\frac{8k(\varphi)}{3} + c_K^2\right)}}{2}$$
(77)

Die ebenfalls zeitlich veränderliche kinetische Energie $k(\phi)$ wird in der Hochdruckschleife mit Gleichung (78) berechnet.

$$\frac{dk}{d\varphi} = \left[\frac{-2}{3}\frac{k}{V}\frac{dV}{d\varphi} - \varepsilon\frac{k^{1,5}}{L} + \left(\frac{\varepsilon_q k_q^{1,5}}{L}\right)_{\varphi > \text{ZOT}}\right]_{ES \le \varphi < \text{A\"O}}$$
(78)

Die charakteristische Wirbellänge L wird als Funktion des Volumens berechnet (vgl. Gleichung (79)). Die Dissipationsrate im Brennraum ε und die Dissipationsrate im Quetschspalt ε_q wird konstant mit $\varepsilon = \varepsilon_q = 2,184$ angenommen. Die kinetische Energie der Strömung im Quetschspalt k_q setzt sich aus einer radialen und einer axialen Komponente zusammen und wird nach Gleichung (79) berechnet.

$$k_q = \frac{1}{18} \left[w_r \left(1 + \frac{d_m}{d_z} \right) + w_a \left(\frac{d_m}{d_z} \right)^2 \right]^2 \tag{79}$$

Die Strömungsgeschwindigkeitskomponente in radialer Richtung wr wird durch das Muldenvolumen Vm, den Muldendurchmesser d_M sowie den Bohrungsdurchmesser d_Z bestimmt (vgl. Gleichung (80)). Für die Berechnung der axialen Geschwindigkeitskomponente ist darüber hinaus die Muldentiefe sm erforderlich, wie in Gleichung (81) dargestellt.

$$w_r = \frac{dV}{d\phi} \frac{1}{V} \frac{V_M}{V - V_m} \frac{d_Z^2 - d_m^2}{4d_m}$$
(80)

$$w_a = \frac{dV}{d\varphi} \frac{1}{V} s_m \tag{81}$$

Für die Wärmeleitfähigkeit λ_w aus Gleichung (76) ebenso wie für die dynamische Viskosität η werden empirische Ansätze gewählt (vgl. Gleichungen (82) und (83)). Die Hilfsgröße r wird mit dem Verbrennungsluftverhältnis λ und dem Mindestluftbedarf berechnet (vgl. Gleichung (84)).

$$\lambda_w = (1,15r + 2,02)10^{-4}T^{0,805} \tag{82}$$

$$\eta = 2,57r + 3,5510^{-4}T^{0,644} \tag{83}$$

$$r = \frac{\lambda - 1}{\lambda + \frac{1}{L_{min}}}$$
(84)

Durch das Verbrennungsglied Δ wird ein überproportionaler Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten während der Verbrennung erreicht. Dafür werden die Temperaturdifferenzen zwischen Gas und Wand sowohl im Verbrannten als auch im Unverbrannten mithilfe des aktuellen Umsetzungsgrades gewichtet und anschließend quadratisch auf den Wärmeübergangskoeffizienten multipliziert, wie durch Gleichung (85) dargestellt.

$$\Delta = \left[X \frac{T_{v}}{T_{G}} \frac{T_{v} - T_{W}}{T_{G} - T_{W}} + (1 - X) \frac{T_{uv}}{T_{G}} \frac{T_{u} - T_{W}}{T_{G} - T_{W}} \right]^{2}$$
(85)

Im vorliegenden Modell wird der jeweilige Wärmeübergangskoeffizient nach dem Ansatz von (Morel, T., Rackmil, C., Keribar, R., and Jennings, M. 1988) durch Gleichung (86) berechnet. Der Wärmeübergangskoeffizient wird durch den Strömungszustand, charakterisiert durch die effektive Strömungsgeschwindigkeit ce an der wärmeübertragenden Oberfläche und der Prandtl-Zahl sowie einen Reibungsbeiwert sowie der spezifischen Wärmekapazität des Arbeitsgases bestimmt.

$$\alpha_i = \frac{1}{2} C_f \rho c_e C_p P r^{\frac{-2}{3}}$$
(86)

Die Temperaturen der brennraumumgebenden Wandung können entweder mithilfe eines 3D-FE-Modells berechnet oder aus einem zuvor berechneten Kennfeld ausgelesen werden. Speziell für transiente Vorgänge ist die Berechnung der Zylinderwandtemperaturen empfehlenswert.

Die Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten der weiteren Modelle, etwa im thermischen 6-Massenmodell des Verbrennungsmotors oder in den thermischen Modellen der Abgasnachbehandlung, der Traktionsbatterie oder der elektrischen Maschine, wird zur jeweiligen Modellbeschreibung erläutert.

3.4.3 Wärmestrahlung

Wärmestrahlung tritt als elektromagnetische Strahlung an der Oberfläche eines Körpers auf. Körper strahlen Wärme ab und absorbieren diese. Der Wärmestrom, der durch Wärmestrahlung auftritt, ist nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz abhängig von der strahlenden Fläche A, der Oberflächentemperatur des strahlenden Körpers T und vom Emissionsgrad ε und kann durch Gleichung (87) berechnet werden. (von Böckh und Wetzel 2011, S. 192-193)

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \tag{87}$$

3.5 Elektrische Maschine

Die in einem elektro-hybriden Fahrzeugantrieb zum Einsatz kommenden elektrischen Komponenten, wie etwa die Traktionsbatterie und die elektrischen Maschinen werden nach dem ohmschen Gesetz berechnet. Dieses besagt, dass die am System anliegende Spannung U als Produkt des Widerstands R und der Stromstärke I berechnet werden kann, wie in Gleichung (88) gezeigt . Für ohmsche Bauteile gilt, dass ihr Widerstand weder von der Spannung noch von der Stromstärke abhängig ist. (Steffen und Bausch 2007, S. 53)

$$U = R \cdot I \tag{88}$$

Die Leistung, die ein Stromkreis liefert, kann dann als Produkt der anliegenden Spannung der Stromstärke aufgefasst und nach Gleichung (89) berechnet werden. (Steffen und Bausch 2007, S. 57)

$$P = U \cdot I \tag{89}$$

Ähnlich, wie es für den Verbrennungsmotor verschieden-dimensionale Modellklassen gibt, können je nach Anwendungsfall auch für die elektrische Maschine verschiedene Modelltypen zum Einsatz kommen.

Mehrdimensional aufgebaute FE-Modelle elektrischer Maschinen werden genutzt, um konstruktive Auslegungs- und Detailarbeiten durchzuführen und beispielsweise eine räumliche Auflösung des elektrischen Feldes oder ein räumliches Temperaturverhalten in der Maschine zu berechnen. Dies wird verwendet, um beispielsweise Kühlkonzepte zu optimieren oder durch innovative konstruktive Gestaltungsformen die elektromechanischen Verluste zu minimieren. Derartige Modelle können außerdem genutzt werden, um einfacher aufgebaute, null- oder eindimensionale Modelle zu bedaten oder abzugleichen. FE-Modelle elektrischer Maschinen sind aufgrund ihrer hohen Komplexität sehr rechenintensiv und kommen daher für die Antriebsstrangsimulation nicht zum Einsatz. (Abdelli und Le Berr 2011), (Le Berr u. a. 2012)

Analytische Modelle elektrischer Maschinen interpretieren die elektrische Maschine als nulldimensionales Schaltbild verschiedener elektrischer Grundbausteine wie Widerstände, Kapazitäten und Stromquellen, die auf verschiedene Arten miteinander verschaltet werden, um das Verhalten der realen Komponenten abzubilden. Mithilfe elektrotechnischer Grundlagen können die im System auftretenden Spannungen und Ströme zeitdiskret berechnet werden. Analytische Modelle elektrischer Maschinen berücksichtigen elektro-magnetische Phänomene sowie verschiedene Verlustmechanismen und nichtlineare Verhaltensweisen der Komponente (Le Berr u. a. 2012). Diese Modelle dienen der Berechnung des Komponentenverhaltens beispielsweise bei einer Skalierung der elektrischen Maschine und können wegen ihrer geringen Komplexität und der damit verbundenen geringen Rechenintensität in Antriebsstrangmodellen eingesetzt werden. (Le Berr u. a. 2012)

Für diese Arbeit kommt ein zweigeteiltes Modell für die elektrische Maschine zum Einsatz. Zum einen wird in einem nulldimensionalen Kennfeldmodell der vom aktuellen Betriebspunkt abhängige Wirkungsgrad der elektrischen Maschine im ersten und zweiten Quadranten bestimmt (vgl. (Mahmoudi u. a. 2017)). Diese Vorgehensweise wurde gewählt, da insbesondere der Wirkungsgrad der elektrischen Maschine zur Bewertung der Energieeffizienz von Bedeutung ist 76

und nulldimensionale Kennfeldmodelle wegen ihrer geringen Komplexität eine sehr hohe Rechenökonomie aufweisen (Le Berr u. a. 2012). Ein zweites Modell berechnet in Abhängigkeit des Betriebszustands und weiterer Randbedingungen den thermischen Zustand der Komponente und den damit verbundenen Änderungen des Innenwiderstands und des Wirkungsgrads.

3.5.1 Wirkungsgradkennfeld

Im Verlustkennfeld werden die Wirkungsgrade der elektromechanischen Energiewandlung als Funktion der Motordrehzahl und des Motor- und Generatormoments abgelegt. Eine Darstellung des Wirkungsgradkennfelds zeigt Abbildung 29. Es lassen sich die für elektrische Maschinen typischen hohen Wirkungsgrade von über 80 % in einem großen Kennfeldbereich erkennen. Lediglich bei sehr kleinen Drehzahlen und kleinen Drehmomenten sinkt der Wirkungsgrad auf ca. 60 bis 70 %, da hier die Reibung relativ zum effektiven Nutzmoment überproportional ansteigt. Es ist außerdem der Bereich der Feldschwäche ab einer Drehzahl von n_{EM} = 2000 min⁻¹ zu erkennen. (Oechslen 2018)



Abbildung 29 - Wirkungsgradkennfeld der elektrischen Maschine

3.5.2 Thermisches Modell der elektrischen Maschine

Neben dem Wirkungsgradkennfeld steht für die elektrische Maschine ein thermisches Modell zur Verfügung. Dieses dient zum einen dazu, das thermische Eigenverhalten, also Aufheizvorgänge infolge elektromechanischer Verluste, abzubilden. Zum anderen beschreibt es den veränderlichen Innenwiderstand der Maschine in Abhängigkeit von der thermischen Situation.

Aufbau

Das thermische Verhalten der elektrischen Maschine wird mithilfe eines thermischen Einmassenmodells berechnet, welches über konvektive Wärmeübertragung mit der Umgebung in thermischem Kontakt steht. Dafür wird die elektrische Maschine als punktförmige Kupfermasse abgebildet. Das thermische Verhalten der elektrischen Maschine wird neben der Wärmeübertragung an die Umgebung durch die Verlustleistung im Betrieb bestimmt. Diese setzt sich zusammen aus mechanischen Reibverlusten und elektrischen Verlusten entlang des Leiters, bestehend aus Kupfer- und Eisenverlusten (vgl. (Lehrmann, Dreger und Lienesch 2010)) und wird durch das zuvor dargestellte Wirkungsgradkennfeld ermittelt. Eine schematische Darstellung des Modells nimmt Abbildung 30 vor.



Abbildung 30 - Thermisches Einmassenmodell der elektrischen Maschine

Für die elektrische Maschine wird der Energieerhaltungssatz angewandt und daraus das thermische Gleichgewicht abgeleitet (vgl. Gleichung (90)).

$$\frac{dT_{EM}}{dt} = \frac{P_{V,EM} - \dot{Q}_{EM,Umg}}{C_{EM}} = \frac{P_{V,EM} - A_{Em} \cdot \left(T_{EM} - T_{Umg}\right) \cdot \alpha_{EM}}{m_{EM} \cdot c_{EM}} \tag{90}$$

Die Verlustleistung P_{V,EM} wird durch das Wirkungsgradkennfeld und der an der Ausgangswelle der elektrischen Maschine geforderten Leistung definiert. Der Wärmestrom an die Umgebung erfolgt mittels Konvektion und wird durch die Temperaturdifferenz zwischen elektrischer Maschine und Umgebung sowie der wärmeübertragenden Fläche und dem Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt. Die Wärmekapazität der elektrischen Maschine C_{EM} wird durch die Masse m_{EM} sowie die spezifische Wärmekapazität von Kupfer c_{EM} definiert.

Zusätzlich zu der Berechnung der Bauteiltemperatur ist die Berechnung des elektrischen Widerstands als Funktion der Bauteiltemperatur im Simulationsmodell integriert. Die Berechnung des Widerstands erfolgt auf Basis des Innenwiderstands R₀, der auf einem Leistungsprüfstand bei einer Temperatur von $T_{EM} = 20^{\circ}$ C ermittelt wurde und berechnet sich nach Gleichung (92). Die dargestellten mathematischen Zusammenhänge leiten sich aus der allgemeingültigen Gleichung (91) ab, die den Zusammenhang zwischen Temperatur und Innenwiderstand unabhängig vom Material beschreiben (vgl. (Dümke u. a. 2020)). Für Kupfer ergibt sich dann Gleichung (92) zur Beschreibung des temperaturabhängigen Innenwiderstands.

$$R(T) = R_0 (1 + \alpha (T - T_0))$$
(91)

$$R(T) = R_0 \left(1 + 4.3 \cdot 10^{-3} (T - 273.15) \right)$$
(92)

3.6 Traktionsbatterie

Die Traktionsbatterie dient der elektrischen Maschine als Energiespeicher. Bei elektromotorischem Betrieb stellt die Batterie die notwendige elektrische Energie zur Verfügung. Arbeitet die elektrische Maschine als Generator, so wird elektrische Energie in die Batterie eingespeichert.

Wie bereits für andere Komponenten des Antriebsstrangs gezeigt, stehen auch für die Modellierung der Traktionsbatterie verschiedene Modelltypen zur Verfügung. Teilweise mehrdimensionale, elektro-chemische Modelle, wie sie in (Doyle, Fuller und Newman 1993) und (Doyle, Fuller und Newman 1994) zu finden sind, werden genutzt, um das Zell- und Batteriepaketdesign hinsichtlich Effizienz, Bauraum und thermischen Eigenschaften im Detail zu verstehen und zu optimieren. In diesen Modellen werden die elektro-chemischen Reaktionen auf Zellebene berechnet, um das Zellverhalten zu bestimmen. Solche Modelle bieten eine hohe Genauigkeit, sind aufgrund ihrer 79

Komplexität jedoch rechenintensiv und daher für den Einsatz in Antriebsstrangmodellen nicht geeignet. (Hinz 2019; Saldaña u. a. 2019)

In Antriebsstrangmodellen kommen nulldimensionale Simulationsmodelle von Batterien zum Einsatz. Diese werden nach Art und Weise der abgebildeten Physik differenziert. Grundsätzlich lassen sich dabei elektrische, thermische, mechanische und abstrakte Modelle unterscheiden. Die unterschiedlichen Modelltypen kommen dabei nach ihrer Physik für verschiedene Anwendungen zum Einsatz. Elektrische Modelle bilden die elektrischen Eigenschaften der Batterie ab. Thermische Modelle berechnen die Eigenerwärmung infolge von Lade- und Entladevorgängen und liefern Aussagen über die aktuelle Batterietemperatur (vgl. (Alhanouti u. a. 2016; Pals und Newman 1995)) . Mechanische Modelle dienen vor allem dazu, mechanische Spannungen oder Verformungen zu berechnen. Abstrakte Modelle von Batterien sind solche, die nicht-physikalisch zum Beispiel durch den Einsatz künstlicher Intelligenz das Batterieverhalten modellieren. (Saldaña u. a. 2019)

In der Klasse der elektrischen Batteriemodelle haben sich weitere Untergruppen von Batteriemodellen herausgebildet. Analytische oder auch mathematische Batteriemodelle werden für die Prädiktion des Batterieverhaltens genutzt, indem Differenzialgleichungen zweiter oder höherer Ordnung gelöst werden. Wegen ihrer nicht-physikalischen Natur kommen diese Modelle bei der Modellierung von Fahrzeugantrieben nicht zum Einsatz. Impendanzmodelle werden genutzt, um das Wechselstromverhalten von Batterien zu bewerten. Bei der Modellierung elektrohybrider Fahrzeugantriebe haben sich die Ersatzschaltkreismodelle als geeignete Modellklasse bewährt. Diese bilden die Traktionsbatterie als Schaltung elektrischer Grundkomponenten wie Spannungsquellen, Widerstände und Kapazitäten ab. In der Gruppe der Ersatzschaltkreismodelle wird weiterhin zwischen einfachen (linearen) Batteriemodellen, wie sie in (Baboselac, Hederić und Bensic 2017; Blanco u. a. 2014; Shuo Pang u. a. 2001; Tremblay, Dessaint und Dekkiche 2007; Zhu u. a. 2017) vorgestellt werden und für stationäre Anwendungsfälle zum Einsatz kommen, Innenwiderstandsmodellen (vgl. (Ali u. a. 2018; Bruen und Marco 2016; Hegazy u. a. 2013; Kim und Cho 2011; Mathew u. a. 2017; Yuan u. a. 2015)), welche für transiente Betriebszustände geeignet sind, und weiteren Modellen wie neuronale Netze unterschieden. (Hinz 2019; Saldaña u. a. 2019)

In dem vorliegenden Simulationsmodell wird ein Ersatzschaltkreismodell genutzt, um den aktuellen Ladezustand und die dazugehörige Batteriespannung sowie den Innenwiderstand zu berechnen. Um die im Fahrzeugeinsatz auftretenden transienten Betriebszustände berücksichtigen zu können, wird ein Innenwiderstandsmodell 1. Ordnung genutzt, wie es in (Rahmoun und Biechl 2012) vorgestellt wird. Darüber hinaus kommt ein thermisches Einmassenmodell zum Einsatz, um das thermische Verhalten der Traktionsbatterie infolge von Eigenerwärmung und Wärmeaustausch mit der Umgebung berechnen zu können und den Einfluss auf den Batterieinnenwiderstand zu berücksichtigen.

3.6.1 Elektrisches Modell der Traktionsbatterie

Das elektrische Modell der Traktionsbatterie definiert zum einen die Eigenschaften einer einzelnen Zelle und beschreibt zum anderen, wie das Batteriepaket verschaltet ist. Es ist als Reihenschaltung aus einem Innenwiderstand und einem RC-Glied aufgebaut, sodass sich das Batteriemodell als lineares, zeitinvariantes System auffassen lässt. Aus der Verschaltung der Einzelzellen ergeben sich die Eigenschaften des Gesamtpakets. Im Batteriemodell werden die Zellkapazität, die Anzahl der seriell und parallel geschalteten Zellen sowie ein initialer Batterieladezustand definiert. Desweiteren wird die Leerlaufspannung Uoc in Abhängigkeit des Batterieladezustands angegeben. Zusätzlich erfolgt eine Definition des Innenwiderstands Ro als Funktion des Batterieladezustands und der Zelltemperatur T_{Bat}. Der Coulombwirkungsgrad beim Laden und Entladen der Batterie wird mit $\eta_{Coul} = 1$ modelliert (vgl. (Jossen und Weydanz 2006)). Ein Ersatzschaltbild des gewählten Batteriemodells ist der Abbildung 31 zu entnehmen. Darin beschreibt Uoc(SOC) die Leerlaufspannung, R₀(SOC) den vom Batterieladezustand und der Batterietemperatur abhängigen Innenwiederstand und IBat den durch die Zelle fließenden Strom. Der Widerstand R1 stellt sich während des Lade- und Entladevorgangs infolge von Diffusion und Ladungsübertragung ein und erzeugt einen Spannungsabfall U1. Mithilfe der Kapazität C1 werden "Effekte der Ladungsakkumulation und -trennung" (Guzzella und Sciarretta 2007, S. 105) beschrieben.



Abbildung 31 - Ersatzschaltkreis der Traktionsbatterie

Der durch die Batterie fließende Strom lässt sich durch das zweite Kirhoffsche Gesetzes nach Gleichung (93) berechnen (vgl. (Görke 2015)).

$$I_{Bat} = \frac{U_{OC}(SOC) - \sqrt{U_{OC}(SOC) - 4 \cdot R_0 \cdot P_{Klemm}}}{2 \cdot R_0}$$
(93)

Die an der Klemme abgegebene Leistung P_{Klemm} entspricht der Summe der von der elektrischen Maschine angeforderten Leistung und jener, die für den Betrieb der Nebenverbrauche notwendig ist.

Die Leistung der Batterie inklusive der beim Laden und Entladen auftretenden Verluste berechnet sich zu Gleichung (94).

$$P_{Bat} = U_0 \cdot I_{Bat} \tag{94}$$

Mit dem in Abbildung 31 dargestellten RC-Glied kann das dynamische Verhalten der Batterie beschrieben werden. Das zeitabhängige Verhalten der Batterie lässt sich nach (Guzzella und Sciarretta 2007, S. 105) durch die Gleichungen (95) und (96) berechnen.

$$U_T(t) = U_0 - R_0 I_{Bat}(t) - U_1(t)$$
(95)

$$R_0 C_1 \frac{d}{dt} U_0(t) = U_{0C} - U_1 - U_0(t) \left(1 + \frac{R_0}{R_1}\right)$$
(96)

Sowohl die Leerlaufspannung als auch der Innenwiderstand der einzelnen Zelle sind nicht konstante, vom Ladezustand und der Batterietemperatur abhängige Größen. Eine Darstellung beider Größen findet sich in Abbildung 32 und Abbildung 33.





Abbildung 32 - Batterieladezustand als Funktion der Leerlaufspannung

Abbildung 33 - Innenwiderstand einer Batteriezelle als Funktion des Ladezustands und der Temperatur

Abbildung 33 zeigt den Innenwiderstand einer Zelle als Funktion des Batterieladezustands und der Zelltemperatur. Die Normierung des Innenwiderstands erfolgt auf den Innenwiderstand einer Zelle bei einer Batterietemperatur von $T_{Bat} = 20$ °C bei einem Batterieladezustand von SOC = 50 %. Es ist zu erkennen, dass der Innenwiderstand an den Randgebieten, also bei nahezu voll geladener und entladener Zelle, sehr stark ansteigt. In diesen Bereichen ist es nur noch mit erhöhtem Aufwand möglich, Energie in die Zelle einzuspeichern und Energie aus der Zelle zu entnehmen (vgl. (Lu u. a. 2013; Piller, Perrin und Jossen 2001)). Es ist außerdem zu erkennen, dass der Innenwiderstand mit sinkender Zelltemperatur ansteigt. Dieses Verhalten lässt sich im Wesentlichen auf die

gehemmte Zellchemie bei niedrigen Temperaturen zurückführen, wie es beispielsweise in (Wang, Bao und Shi 2017) und (Ma u. a. 2018) erläutert wird.

Der Batterieladezustand nach der Coulomb-Zählmethode wird durch Integration des (Ent)-Ladestroms berechnet (vgl. Gleichung (97)). (Cheng und Moo 2009)

$$SOC = SOC(t_0) + \frac{1}{C_{Bat}} \int_{t_0}^{t_0 + \tau} I dt$$
(97)

3.6.2 Thermisches Modell der Traktionsbatterie

Das Ladezustandsmodells berechnet Leerlaufspannung, Ladezustand und Innenwiderstand der Traktionsbatterie. Wie die Abhängigkeit des Innenwiderstands von der Zelltemperatur zeigt, ist diese ebenfalls von entscheidender Bedeutung für das Zellverhalten. Das thermische Modell der Traktionsbatterie dient zur Berechnung des thermischen Verhaltens ebendieser. Die Traktionsbatterie wird als thermisches Einmassenmodell abgebildet. Die thermische Masse befindet sich durch konvektiven Wärmeübergang in thermischer Verbindung mit der Umgebung. Das thermische Eigenverhalten lässt sich infolge von Verlusten während der Energieentnahme und -einspeicherung sowie durch Wärmetransport an die Umgebung erklären. Das zuvor dargestellte Ersatzschaltbild wird um einen temperaturabhängigen Widerstand R(T) ergänzt, welcher die Wärmefreisetzung bei Lade- und Entladevorgängen abbildet und temperaturabhängig ist (vgl. Abbildung 34). Die Traktionsbatterie besteht aus einer Vielzahl von einzelnen Zellen, welche wiederum ein dezidiertes thermisches Verhalten aufweisen. Es kommt bereits durch leichte Unterschiede im ohmschen Verhalten der Einzelzellen zu einem für jede Zelle separaten thermischen Verhalten. Dieser Umstand wird dadurch verstärkt, dass der thermische Kontakt an die Außenwelt auf Grund des Aufbau des Gesamtpakets nicht über das Gesamtpaket konstant ist, sodass sich genau genommen für jede Zelle eine dazugehörige Zelltemperatur ergibt. Um das Gesamtsystemverhalten bewerten zu können, reicht eine Aussage über Temperatur des Gesamtpakets aus, da etwaige Zuheizfunktionen die Berechnung des Innenwiderstands am Gesamtpaket vorgenommen wird.


Abbildung 34 - Ersatzschaltkreis des Ladezustandsmodells inklusive thermischem Quellterm

Die in der Zelle generierte Wärme wird nach drei Entstehungsmechanismen unterschieden:

- Ohmsche und Reaktionsverluste
- Coulombsche Verluste
- Reversible Verluste

Der coulombsche Wirkungsgrad wird mit $\eta_{Coul} = 1$ angenommen. Bei den ohmschen Verlusten handelt es sich um solche, die beim Elektronenfluss infolge des Innenwiderstands auftreten. Die Reaktionsverluste treten bei den elektrochemischen Reaktionen in der Zelle auf. Die ohmschen Verluste sind ebenso wie die Reaktionsverluste irreversibel. Im vorliegenden Modell werden die in der Traktionsbatterie auftretenden Verluste ausschließlich nach dem ohmschen Gesetz berechnet. Die durch die Verlustmechanismen erzeugte Wärme berechnet sich durch die Gleichung (98). (Keil und Jossen 2012)

$$\dot{Q}_{Bat,ein} = I_{Bat} \cdot C_T T_{Bat} \tag{98}$$

Für die Batterie lässt sich unter Nutzung des Energieerhaltungssatzes ein thermisches Gleichgewicht formulieren (vgl. Gleichung (99)).

$$\frac{dT_{Bat}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{Bat,ein} - \dot{Q}_{Bat,aus}}{C_{Bat,T}}$$
(99)

Der Wärmestrom aus der Batterie heraus erfolgt durch Konvektion an die Umgebung und wird mithilfe von Gleichung (100) berechnet.

$$\dot{Q}_{Bat,aus} = A_{Bat} \alpha_{Bat} \left(T_{Bat} - T_{Luft} \right) \tag{100}$$

Für den Wärmeübergangskoeffizient der Batterie an die Umgebung wurde (Volkswagen, 2015) genutzt.

3.7 Getriebe

Das Getriebe wandelt die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors und der elektrischen Maschine in für den Vortrieb notwendige Betriebspunkte am Rad. Bei dieser mechanischen Wandlung kommt es infolge verschiedener Mechanismen (z. B. Reibung, Planschen) zu Verlusten (vgl. (Förster 1991)). Diese sind zum einen von Bedeutung, um die energetische Bewertung des Antriebsstrangs vornehmen zu können. Andererseits bestimmen die im Getriebe auftretenden Verluste das thermische Verhalten dieser Baugruppe. Für das hier vorgestellte Triebstrangmodell wird das Getriebe als Schar von Wirkungsgradkennfeldern der einzelnen Gänge modelliert. Darüber hinaus wird ein thermisches Modell eines bauähnlichen Getriebes genutzt, um das thermische Eigenverhalten sowie die Energieströme über die Systemgrenzen hinweg abzubilden. Insbesondere die Berechnung der Schmiermitteltemperatur ist hier von Bedeutung, um die Erhöhung der Reibverluste infolge niedriger Schmiertemperaturen beispielsweise in Kaltstartszenarien berücksichtigen zu können.

In dem abgebildeten Triebstrangmodell wird ein 6-Gang-Direktschaltgetriebe mit einem maximalen Eingangsdrehmoment von $M_{G,max} = 400$ Nm verwendet.

3.7.1 Verlustkennfelder

Der mechanische Wirkungsgrad der einzelnen Getriebestufen wird als Kennfeld in Abhängigkeit der Getriebeeingangsdrehzahl und des Getriebeeingangsmoments abgelegt. Die im Getriebe auftretende Verlustleistung berechnet sich nach Gleichung (101).

$$P_{V,Getr.} = (P_{e,VM} + P_{el}) \cdot \eta_i \tag{101}$$

Gang	Übersetzungsverhältnis
1	3,5
2	2,087
3	1,343
4	0,933
5	0,696
6	0,556

Neben dem Wirkungsgradkennfeld für jeden Gang ist eine Angabe der Getriebeübersetzung notwendig. Die Übersetzungsverhältnisse können Tabelle 2 entnommen werden.

Tabelle 2 - Übersetzungsverhältnisse der Getriebestufen

Eine weitere Übersetzung findet im Achsgetriebe statt; das Übersetzungsverhältnis beträgt hier $i_{Diff} = 4,8$. Der Wirkungsgrad des Achsgetriebes wird mit einem konstanten Wert von $\eta_{AG} = 0,96$ angenommen.

3.7.2 Thermisches Modell des Kennungswandlers

Die reibungsinduzierten Verluste innerhalb des Getriebes sind neben der aktuell eingelegten Getriebestufe, dem anliegenden Getriebeeingangsmoment und der Getriebeeingangsdrehzahl zusätzlich abhängig von der Temperatur des Getriebeschmiermittels. Mit sinkender Temperatur ist auch hier – wie bei allen anderen schmiermittelgeschmierten Bauteilen – ein Anstieg der Reibleistung aufgrund erhöhter Scherkräfte zu erwarten (vgl. (Förster 1991)). Dieser Kaltzuschlag wird als Funktion des Getriebeschmiermitteltemperatur für den 2. Gang in Abbildung 35 dargestellt.



Abbildung 35 - Kaltaufschlag für den 2. Gang

Die Berechnung der Getriebeschmiermitteltemperatur ist hier von entscheidender Bedeutung. Dafür wird ein thermisches Getriebemodell genutzt, welches in Abhängigkeit von verschiedenen Eingangsparametern wie der Getriebeeingangszahl, dem Getriebeeingangsmoment, Kühl- und Schmiermittelvolumenströmen sowie Eingangstemperaturen dieser Medien und der Umgebung die aktuelle Schmiermitteltemperatur berechnet. Es handelt sich dabei um ein Blackbox-Modell.

3.8 Betriebsstrategie

Die Betriebsstrategie in einem elektro-hybriden Fahrzeugantrieb beschreibt die "logische und zeitliche Abfolge aller Betriebszustände" (Mitschke und Wallentowitz 2014). Die Betriebsstrategie beschreibt, zu welchen Bedingungen welche Komponente des Antriebs in welchem Betriebszustand betrieben wird. Ziel der Betriebsstrategie kann es sein, den Kraftstoffverbrauch oder den Ausstoß von Schadstoffemissionen zu minimieren. Weitere Zielstellungen können ein maximales Antriebsmoment, die Maximierung der Reichweite oder die Minimierung von Antriebsgeräuschen sein. In der Regel dienen dabei verschiedene Eingangsgrößen wie der Fahrerwunsch, die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit, sowie der Batterieladezustand der Traktionsbatterie, die Bremspedalstellung und der aktuell eingelegte Gang als Eingangsgrößen (Sittig 2013, S. 16). Weitere Eingangsgrößen können beispielsweise Grenztemperaturen der Antriebsaggregate, der Abgasnachbehandlung oder des Hochvoltspeichers sein (Ziegler und

Habersbrunner 2010). Informationen aus dem Navigationssystem können darüber hinaus genutzt werden, um die optimale Betriebsführung prädiktiv zu gestalten, wie etwa in (Meinert u. a. 2015; Töpler 2010; Wilde 2009) vorgestellt.

Bei den Betriebsstrategien, die für elektro-hybride Fahrzeugantriebe zum Einsatz kommen, gibt es eine Vielzahl von Modellen, die je nach Einsatzgebiet verwendet werden können. Grundsätzlich lassen sich Betriebsstrategien nach ihrer Funktionsweise in optimierungsbasierte und regelbasierte/heuristische Betriebsstrategien unterteilen, wobei die optimierungsbasierten Strategien das globale Minimum der Problembeschreibung liefern, jedoch eine hohe Komplexität aufweisen und heuristische Betriebsstrategien zwar eine hohe Rechenökonomie aufweisen jedoch nur lokale Minima liefern kann. (von Grundherr zu Altenthan und Weiyerhaus 2010)

Regelbasierte/heuristische Betriebsstrategien

Regelbasierte Betriebsstrategien steuern die Aggregate des elektro-hybriden Antriebs anhand von zuvor determinierten Regeln. Es werden Boolsche oder Fuzzy-Regeln genutzt, um etwa in Abhängigkeit vom geforderten Antriebsmoment sowie der Fahrzeuggeschwindigkeit die Entscheidung zwischen den einzelnen Hybridfunktionen zu treffen. Darüber hinaus kann der Batterieladezustand als weitere Eingangsgröße dienen. (Guzella und Sciarretta 2007, S. 206-208)

Optimierungsbasierte Betriebsstrategien

Bei optimierungsbasierten Strategien wird die Betriebsstrategie auf Basis durchgeführter Optimierungen festgelegt. Das Ergebnis ist ein globales Minimum für den gesamten Fahrzyklus. Diese Vorgehensweise setzt voraus, dass der Fahrzyklus bekannt ist und künftige Ereignisse in die Berechnung der Betriebsstrategie einfließen. Im realen Fahrbetrieb kann durch Nutzung der Informationen des Navigationsgeräts eine Aussage über den in der Zukunft liegenden Leistungsbedarf abgeschätzt werden, sodass eine Realisierung in einem Fahrzeugsteuergerät theoretisch denkbar wäre. Optimierungsbasierte Betriebsstrategien sind wegen ihres grundsätzlichen Aufbaus rechenintensiv und können in der Serie befindlichen Steuergeräten nicht in Echtzeit ausgeführt werden. Diese Betriebsstrategien werden daher in der Regel in einem Modell offline, d. h. nicht im Fahrbetrieb eines Fahrzeugs, berechnet und dienen anschließend den weniger rechenintensiven Betriebsstrategien als Referenz, um Aussagen über die Qualität der jeweiligen Strategie treffen zu können (vgl. (Sittig 2013) und (Görke 2015)). Optimierungsbasierte Betriebsstrategien können weiterhin nach der Methode "zur Berechnung der optimalen Lösung" (Görke 2015, S. 19) in analytische, numerische und Ansätze auf Basis einer unmittelbaren Minimierung unterschieden werden (vgl. (Serrao, Onori und Rizzoni 2011)).

Als Beispiel für optimierungsbasierte Betriebsstrategien, die durch numerische Verfahren gelöst werden, kann die Dynamische Programmierung genannt werden, wie sie in (Bertsekas 2007) beschrieben wird. Dieses Verfahren basiert auf dem Optimalitätsprinizip von Bellmann (vgl. (Bellman 1957)) und diskretisiert das Gesamtoptimierungsproblem in eine Vielzahl von Teilproblemen, für welche schrittweise optimale Lösungen gefunden werden. Anschließend werden die Teillösungen zu einer Gesamtlösung zusammengesetzt. Bei der Dynamischen Programmierung wird der gesamte Optimierungshorizont einbezogen, sodass, abgesehen von den Fehlern bei der Interpolation zwischen den Teilproblemen und den Diskretisierungsfehlern, eine global optimale Lösung ermittelt wird. Die Dynamische Programmierung liefert dasselbe Ergebnis wie ein voll-faktorielles Ausprobieren aller möglichen Kombinationen "von Steuer- und Zustandsgrößen" (vgl. (Görke 2015, S. 21) in jedem Zeitschritt des Gesamtproblems, benötigt jedoch aufgrund der deutlichen Reduzierung der zu berechnenden Kombinationen weniger Rechenzeit.

Ein Beispiel für die Berechnung einer optimierungsbasierten Betriebsstrategie mithilfe analytischer Methoden bildet das Pontrjaginsche Minimumprinzip. Darin wird eine Steuergröße so eingestellt, dass die Hamiltonsche Funktion, welche den Kraftstoffmassenstrom und den Batterieladezustand berücksichtigt, zu jedem Zeitpunkt ein Minimum aufweist. (Görke 2015)

Weitere Vertreter der optimierungsbasierten Betriebsstrategien sind solche, die auf einer unmittelbaren Minimierung einer lokalen Problemformulierung basieren. Bei diesen Strategien wird das Gesamtproblem nicht wie bei den gezeigten numerischen und analytischen Lösungsverfahren global betrachtet, sondern die Minimierung wird lokal durchgeführt. Eine dem Stand der Technik entsprechende Vertreterin ist die sogenannte Equivalent Consumption Minimization Strategy (ECMS), welche auf Basis eines äquivalenten Kraftstoffmassenstroms die Entscheidung des Betriebsmodus fällt. Der äquivalente Kraftstoffmassenstrom setzt sich dabei aus dem Kraftstoffmassenstrom des Verbrennungsmotors zum betrachteten Zeitpunkt t und der über einen Gewichtungsfaktor beeinflussten Batterieleistung zusammen (vgl. Gleichung (102)). Es erfolgt zudem eine Korrektur der Batterieleistung über den Korrekturterm p, welcher abhängig vom Batterieladezustand ist.

$$\dot{m}_{aq}(u(t),t) = \dot{m}_{Kr}(u(t),t) + s \cdot P_{Bat}(u(t),t) \cdot p(SOC)$$
(102)

In der vorliegenden Arbeit kommt eine solche ECMS zum Einsatz. Die Betriebsstrategie ist angelehnt an die Arbeiten in (Sittig 2013) und (Neumann, Salcher, & Schindler, 2011). Die grundlegende Annahme beim Einsatz der ECMS ist, dass die gesamte für den Vortrieb notwendige Leistung durch den Kraftstoff zur Verfügung gestellt wird und die Traktionsbatterie ausschließlich als Puffer dient. Die Netto-Energiebilanz der Batterie ist über den betrachteten Fahrzyklus ausgeglichen, man spricht vom Batterieerhaltungsmodus.

Die in dieser Arbeit zum Einsatz kommende Betriebsstrategie wurde zunächst anhand der genannten Literaturstellen virtuell in das Gesamtfahrzeugmodell implementiert, ohne dass Kenntnis darüber bestand, ob eine solche Betriebsstrategie im Versuchsfahrzeug ebenfalls realisiert wurde. Durch die in Kapitel 4.3 durchgeführten Versuchsfahrten konnte nachgewiesen werden, dass eine solche ECMS auch im Versuchsfahrzeug zum Einsatz kam und damit eine gute Übereinstimmung mit dem Simulationsmodell erreicht werden konnte.

3.8.1 Momentenkoordination im Batterieerhaltungsmodus

Die Betriebsstrategie ermittelt für jeden Zeitschritt die Momentenverteilung auf die elektrische Maschine und den Verbrennungsmotor. Es wird zunächst ermittelt, ob ein rein elektrischer Betrieb möglich ist. Fällt diese Abfrage positiv aus, so wird die gesamte Antriebsleistung von der elektrischen Maschine geliefert. Fällt die Entscheidung zum elektrischen Fahren negativ aus, so wird eine Aufteilung des notwendigen Antriebsmoments auf den Verbrennungsmotor und die elektrische Maschine vorgenommen.

Entscheidung elektrisches Fahren

Zunächst wird für jeden Zeitschritt die Entscheidung getroffen, ob das Fahrzeug rein elektrisch betrieben werden kann. Der Prozessablauf bei der Entscheidung zum e-Fahren ist schematisch in Abbildung 36 dargestellt. 91



Abbildung 36 - Prozessablauf bei Entscheidung e-Fahren

Da die Energie, die für elektrisches Fahren notwendig ist, ausschließlich aus der Traktionsbatterie kommen kann, wird im ersten Schritt der aktuelle Ladezustand der Batterie abgefragt. Reicht der Energiegehalt der Batterie nicht aus, um den Vortrieb rein elektrisch darzustellen, so wird in den verbrennungsmotorischen Betriebsmodus gewechselt. Reicht die in der Traktionsbatterie eingespeicherte Energie aus, um rein elektrisch zu fahren, wird im nächsten Schritt die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit mit der für das rein elektrische Fahren zulässigen Maximalgeschwindigkeit verglichen. Fällt dieser Vergleich negativ aus, so wird in den Modus Hybrid-Fahren gewechselt. Liegt die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit unterhalb der zulässigen maximalen Geschwindigkeit für rein elektrisches Fahren, so wird im folgenden Schritt abgefragt, ob die von der elektrischen Maschine maximal zur Verfügung gestellte Leistung für die aktuelle Fahrsituation ausreicht. Ist die benötigte Antriebsleistung größer als die von der elektrischen Maschine maximal zur Verfügung gestellte Leistung, so wird in den Betriebsmodus Hybrid-Fahren gewechselt. Reicht die Leistung der elektrischen Maschine für den Vortrieb des Fahrzeugs aus, so wird abschließend geprüft, ob die Kraftstoffkosten für das elektrische Fahren kleiner sind als die Kraftstoffkosten für verbrennungsmotorisches Fahren. Dabei wird davon ausgegangen, dass rein elektrisches Fahren immer durch Energieaufwendungen im Verbrennungsmotor mittels Lastpunktanhebung realisiert wird und die elektrische Energie für e-Fahren nicht aus einer externen Energiequelle kommt. Fallen die Kosten für elektrisches Fahren geringer aus als für verbrennungsmotorisches Fahren, so wird rein elektrisch gefahren. Andernfalls wird in den Betriebsmodus Hybrid-Fahren gewechselt.

Die Berechnungen für die Kraftstoffkosten für elektrisches Fahren und Hybrid-Fahren erfolgen entlang der Wirkungsgradkette für die jeweilige Betriebsart. Aufgrund der Triebstrangarchitektur

genügt eine Berechnung der Kraftstoffkosten bis zum Getriebe, sodass Getriebe- und Achsgetriebewirkungsgrad in der Berechnung nicht zu berücksichtigen sind. Die Wirkungsgradkette für elektrisches Fahren ist in Abbildung 37 dargestellt.



Abbildung 37 - Wirkungsgradkette für rein elektrisches Fahren

Es ist zunächst der relative Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors für Lastpunktanhebung zu berechnen. Die Betriebsstrategie ist so gestaltet, dass die für elektrisches Fahren benötigte elektrische Energie ausschließlich durch Lastpunktanhebung im verbrennungsmotorischen Betrieb bereitgestellt wird. Daher ist hier der relative Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors zu berechnen. Dieser setzt die durch Lastpunktanhebung erzeugte Mehrleistung des Verbrennungsmotors ins Verhältnis zum Kraftstoffmehraufwand infolge der Lastpunktanhebung (vgl. Gleichung (103)). Beim verbrennungsmotorischen Fahren mit Lastpunktanhebung wird die Mehrleistung des Verbrennungsmotors durch generatorischen Betrieb der elektrischen Maschine gewandelt. Dieser Prozess unterliegt dem relativen Wirkungsgrad der elektrischen Maschine. Dieser setzt die zusätzliche mechanische Leistung des Generators ins Verhältnis zur elektrischen Mehrleistung, welche an die Batterie abgegeben wird (vgl. Gleichung (104)). Sowohl der Lade- als auch der Entladevorgang der Traktionsbatterie sind mit einem Wirkungsgrad zu versehen, da es hier, wie in Kapitel 3.6 dargestellt, zu Verlusten kommt. Das letzte Glied in der Wirkungsgradkette des elektrischen Fahrens bildet die elektrische Maschine, die als Elektromotor für den Vortrieb sorgt. Hier ist der absolute Wirkungsgrad des Motors zu berechnen. Dieser wird durch den Quotienten aus mechanischer Ausgangsleistung des Elektromotors und der von der Batterie abgegebenen elektrischen Eingangsleistung gebildet (vgl. Gleichungen (103) bis (105)). Die Kraftstoffkosten für rein elektrisches Fahren berechnen sich dann nach Formel (106).

$$\eta_{VM,rel} = \frac{\Delta P_{e,mech}}{\Delta P_{Krst}} \tag{103}$$

$$\eta_{EM,rel} = \frac{\Delta P_{e,mech}}{\Delta P_{EM,rel}} \tag{104}$$

93

$$\eta_{EM,|} = \frac{P_{e,mech}}{P_{EM,el}}$$
(105)

$$P_{chem,e-Fahren} = \frac{P_{mech,EM}}{\eta_{VM,rel} \cdot \eta_{EM,rel} \cdot \eta_{TB,lad} \cdot \eta_{TB,entlad} \cdot \eta_{EM,|||}}$$
(106)

Die Wirkungsgradkette für verbrennungsmotorisches Fahren ist deutlich kürzer als für rein elektrisches Fahren. Eine schematische Darstellung findet sich in Abbildung 38.

η _{VM,abs}						
0	0	0	0			

Abbildung 38 - Wirkungsgradberechnung für VM-Fahren

Für die Berechnung der Kraftstoffkosten beim Hybrid-Fahren ist der absolute Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors zu bestimmen. Dieser berechnet sich aus der effektiven Motorleistung und der durch den Kraftstoffmassenstrom eingebrachten Kraftstoffleistung (vgl. Gleichung (107)). Da die elektrische Maschine infolge der Hybridarchitektur auch beim verbrennungsmotorischen Fahren immer mitgeschleppt werden muss, ist die Schleppleistung der elektrischen Maschine als Funktion ihrer Drehzahl zu berücksichtigen. Die Kraftstoffkosten für verbrennungsmotorisches Fahren werden durch Gleichung (108) definiert.

$$\eta_{VM,|} = \frac{P_{mech,VM}}{P_{Krst}}$$
(107)

$$P_{chem,VM-Fahren} = \frac{P_{mech,VM} + P_{Schlepp,EM}}{\eta_{VM,rel}}$$
(108)

Lastpunktverschiebung bei Hybrid-Fahren

Wenn die Entscheidung zugunsten des verbrennungsmotorischen Fahrens getroffen wird, so ist das Moment des Verbrennungsmotors so einzustellen, dass es zu einem energieoptimalen Betrieb kommt. Dafür werden, ähnlich zur Berechnung der Kraftstoffkosten bei der Entscheidung zum elektrischen Fahren, die Kosten und der Nutzen einer möglichen Lastpunktverschiebung berechnet. Der Prozessablauf bei der Lastpunktverschiebung ist in Abbildung 39 dargestellt.



Abbildung 39 - Prozessablauf bei Lastpunktverschiebung

Zunächst erfolgt ein Vergleich des aktuellen Betriebspunkts mit dem für die aktuelle Drehzahl energieoptimalen Betriebspunkt. Wird aktuell der optimale Betriebspunkt des Verbrennungsmotors gefahren, so wird keine Lastpunktverschiebung vorgenommen, es wird rein verbrennungsmotorisch gefahren (VM-Fahren). Das effektive Moment an der elektrischen Maschine ist dabei $M_{EM} = 0$. Entspricht die erforderliche Antriebsleistung nicht der verbrennungsmotorischen wirkungsgradoptimalen Leistung, erfolgt eine so Lastpunktverschiebung. Eine schematische Darstellung der Lastpunktverschiebung im Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors findet sich in Abbildung 40.



Abbildung 40 - Lastpunktverschiebung im Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors

Liegt der optimale verbrennungsmotorische Betriebspunkt über dem für den Vortrieb erforderlichen Betriebspunkt, so erfolgt eine Lastpunktanhebung mit dem Differenzmoment ΔM_{LPAn} . Liegt der optimale Betriebspunkt unter dem für den Vortrieb erforderlichen Betriebspunkt, so erfolgt eine Lastpunktabsenkung mit dem Differenzmoment ΔM_{LPAb} .

Aufgrund der Wirkungsgradkette beim Hybrid-Fahren ist der wirkungsgradoptimale Betriebspunkt des Verbrennungsmotors nicht zwingend der wirkungsgradoptimale Punkt für das Gesamtsystem. Daher wird bei einer Lastpunktanhebung das Intervall ΔM_{LPAn} in auf n äquidistante Teilintervalle unterteilt. Für jedes dabei entstehende neue verbrennungsmotorische Moment wird anschließend eine Berechnung der spezifischen Kraftstoffkosten vorgenommen. Es wird dann das Moment eingestellt, für das die spezifischen Kraftstoffkosten minimal sind. Die spezifischen Kraftstoffkosten werden nach Gleichung (109) berechnet. Sie sind als Quotient der Differenz des Kraftstoffmassenstroms infolge der Lastpunktanhebung und der dafür an die Batterie abgegeben Leistung definiert.

$$K_{LPAn} = \frac{\dot{m}_{be,best} - \dot{m}_{Anf1}}{P_{Bat}}$$
(109)

Analog wird für eine Lastpunktabsenkung vorgegangen. Dabei wird jedoch der Betriebspunkt eingestellt, für den der spezifische Nutzen durch die Lastpunktverschiebung maximal ist. Die Berechnung des spezifischen Nutzens erfolgt nach Gleichung (110).

$$N_{LPAb} = \frac{\dot{m}_{be,best} - \dot{m}_{Anf2}}{P_{Bat}}$$
(110)

Regelung des Ladezustands der Traktionsbatterie

Im Batterieerhaltungsmodus wird der Ladezustand der Traktionsbatterie in einem definierten Fenster gehalten, auch wenn zum Beispiel rein elektrisches Fahren über einen großen Zeitraum günstiger wäre, wie schematisch in Abbildung 41 dargestellt. Darin ist im ersten Zeitfenster ein Betrieb bei rein elektrischem Fahren zu erkennen. Am Zeitpunkt t_{Sus} wird in den Hybrid-Modus umgeschaltet. Anschließend wechseln sich elektrisches und hybridisches Fahren ab, sodass der Ladezustand der Batterie in einem definierten Fenster konstant gehalten wird.



Abbildung 41 - Ladezustand der Traktionsbatterie im Batterieerhaltungsmodus

Elektrisches Fahren Großteil aller als ist in einem Fahrsituationen günstiger verbrennungsmotorisches Fahren. Um die Anforderung nach einem ausgeglichenen Batterieladezustand dennoch erfüllen zu können, werden die Kosten für elektrisches und verbrennungsmotorisches Fahren manipuliert. So werden bei einem großen positiven Abstand des aktuellen Batterieladezustands mittleren Zielladezustand die Kosten zum für 97

verbrennungsmotorisches Fahren angehoben, um somit verstärkt elektrisch zu fahren, sodass der Batterieladezustand sinkt. Bei einer negativen Differenz zwischen dem angestrebten und dem aktuellen Batterieladezustand werden die Kosten für elektrisches Fahren angehoben, um durch verstärktes verbrennungsmotorisches Fahren mit Lastpunktanhebung die Batterie zu laden. Eine Lastpunktabsenkung wird in diesem Modus nicht zugelassen.

Um ständiges Wechseln zwischen verbrennungsmotorischem und elektrischem Fahren zu verhindern, wird jeder Betriebsmodus für eine definierte Zeitspanne konstant gehalten, selbst wenn die Kostenberechnung einen Wechsel vorschlägt.

3.8.2 Betriebsmodus "elektrisches Fahren"

Wird durch den Fahrerwunsch der rein elektrische Betriebsmodus gewählt, so wird das notwendige Antriebsmoment ausschließlich durch die elektrische Maschine zur Verfügung gestellt. Der Verbrennungsmotor wird in diesem Modus ausgeschaltet und vom Antriebsstrang durch die Trennkupplung K0 entkoppelt. Dieser Betriebsmodus erfordert eine Mindestladung der Batterie SOC_{min}. Diese wurde durch Fahrzeugversuche mit SOC_{min} = 0,15 ermittelt. Außerdem kann der rein elektrische Fahrmodus bis zu einer Geschwindigkeit von v_{max,el} = 130 km/h und einer dauerhaften Leistungsanforderung von P_{An} = 60 kW realisiert werden. Wird einer der zuvor beschriebenen Bedingungen verletzt, so wird der Verbrennungsmotor zugeschaltet und der Batterieerhaltungsmodus aktiviert und solange beibehalten, bis der Fahrer einen anderen Modus auswählt.

3.8.3 Betriebsmodus "Batterie laden"

Im Betriebsmodus "Batterie laden" wird die für den Vortrieb nötige Leistung stets vom Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellt. Darüber hinaus liefert der Verbrennungsmotor durch Lastpunktanhebung Energie, welche über die als Generator arbeitende elektrische Maschine in die Batterie eingespeichert wird, um den Ladezustand anzuheben. Ist die Batterie bis zu ihrem Maximum geladen, so wird automatisch in den Batterieerhaltungsmodus gewechselt und solange beibehalten, bis der Fahrer einen anderen Modus auswählt.

3.8.4 Betriebsmodus "Sport"

Im Betriebsmodus "Sport" liefern sowohl der Verbrennungsmotor als auch die elektrische Maschine Leistung für den Vortrieb des Fahrzeugs. Der Sportmodus ist dem Erhaltungsmodus ähnlich. Es wird ebenfalls eine kostenbasierte Aufteilung des Antriebsmoments zwischen 98 Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine vorgenommen. Wesentlicher Unterschied zwischen Sport- und Erhaltungsmodus ist die Schaltstrategie, welche im Sportmodus durch drehzahl-höhere Schaltpunkte zu einem sportlichen Fahrgefühl beiträgt.

Für die weiteren Untersuchungen wird stets der Batterieerhaltungsmodus genutzt.

3.8.5 Schaltstrategie

Die Wahl der Schaltstrategie hat auf Grund der daraus resultierenden Drehzahl des Verbrennungsmotors einen wesentlichen Einfluss auf dessen Reibverluste und beeinflusst daher direkt den Gesamtwirkungsgrad des Antriebs. Für das hier entwickelte Modell wurden zwei verschiedene Schaltstrategien entwickelt. Zum einen wurde eine dem Versuchsfahrzeug nachempfunden Schaltstrategie implementiert, welche in Abhängigkeit von der Gaspedalstellung und der aktuellen Motordrehzahl den nächsten Gang wählt. Diese Strategie wurde für die Effizienzbewertungen herangezogen.

Mit einer energieoptimalen Strategie steht eine Option zur Verfügung, welche in jedem Rechenschritt anhand der Gesamteffizienz sowie verschiedener Randbedingungen wie Mindestoder Maximaldrehzahlen den wirkungsgradoptimalen Gang wählt und einlegt.

4 Modellkalibrierung

Die zuvor beschriebenen Modelle werden sowohl auf Komponentenebene als auch auf Systemebene mittels Fahrzeugversuchen einer Kalibrierung unterzogen.

4.1 Verbrennungsmotor

Die Kalibrierung der Submodelle des Verbrennungsmotors erfolgt anhand von auf einem Motorprüfstand experimentell ermittelten Daten.

4.1.1 Versuchsaufbau

Die Versuche am Verbrennungsmotor wurden an einem Motorprüfstand des Fachgebiets Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin durchgeführt. Bei den Untersuchungen wurden alle relevanten Drücke und Temperaturen im Luftpfad sowie die Motordrehzahl, das vom Verbrennungsmotor an die Belastungsmaschine abgegebene Drehmoment sowie alle dem Motor zu- und abgeführten Massenströme ermittelt. Es erfolgte außerdem eine Zylinderdruckindizierung an einem Zylinder sowie Niederdruckindizierung auf der Frischluftseite vor dem indizierten Zylinder. Wegen des integrierten Abgaskrümmers erfolgte eine Niederdruckindizierung auf der Abgasseite vor der Turbine. Die verwendete Messtechnik kann Tabelle 3 entnommen werden.

Messgröße	Sensor	
Luftmassenstrom	Thermische Masse-Durchflussmesser Sensyflow FMT700-P	
Kraftstoffmassenstrom	Dynamische Kraftstoff-Verbrauchsmesseinrichtung	
	AVL Fuel Balance AT0905D	
Druck	Präzisions-Druckmessumformer DB Sensors DMP 331i/333i	
Temperatur	Pt100	
	Thermoelement Typ K 3 mm	
Drehmoment	Drehmoment-Messwelle GIF FLFM1-500-600-KLN	
Drehzahl	Heidenhain Drehgeber Baureihe ECN/EQN/ERN 400	
Zylinderdruckindizierung	kindizierung Messzündkerze für Verbrennungsmotoren Kistler 6115BFD34Q02	
Niederdruckindizierung	Piezoresistiver Absolutdrucksensor 4043A	
Schadstoffkonzentration	Horiba EXSA 1500	
Volumenstrom	Schaufelrad Durchflussmesser BioTech FCH-SE-PP	

Tabelle 3 - Messtechnik am Motorprüfstand

Eine Darstellung des Versuchsaufbaus kann der Abbildung 42 entnommen werden. Alle motorinternen Messgrößen und Aktuatoren wurden über eine CAN-Schnittstelle des Motorsteuergeräts sowie zusätzlich über die Diagnose-Schnittstelle erfasst.



Abbildung 42 - Versuchsaufbau des Verbrennungsmotors am Motorprüfstand

Darüber hinaus wurde eine umfassende Instrumentierung des Versuchsträgers mit Temperatursensorik vorgenommen, um das thermische Verhalten des Verbrennungsmotors experimentell ezu ermitteln. Die Instrumentierung der Metallstruktur des Verbrennungsmotors ist in Abbildung 43 dargestellt.

Die Zylinderwand wurde an einem außenliegenden Zylinder (1) und einem innenliegenden Zylinder (3) jeweils mit drei Thermoelementen auf der Einlass- und Auslassseite instrumentiert. Die Messstellen lagen 2,5 mm von der Zylinderwand entfernt in der Graugussbuchse. Die Messstellen wurden mit einem Abstand von 25 mm in Zylinderhochachsenrichtung zueinander eingebracht. Die Messstelle 1 wurde mit einem Abstand von 5 mm zur Zylinderblockoberkante eingebracht. Desweiteren wurde jeweils eine Temperaturmessstelle in den integrierten Abgaskrümmer an der Kühlmitteinlass- und -auslassseite appliziert. Zusätzlich wurden jeweils zwischen den Einund Auslassventilen der beiden instrumentierten Zylinder Temperaturmessstellen in den Zylinderkopf eingebracht. Um ein Eintreten von Kühlmittel in die Messstelle zu verhindern, wurden die Thermoelemente durch Führungshülsen an die Messstelle herangeführt.



Abbildung 43 - Instrumentierung des Verbrennungsmotors mit Temperaturmessstellen

Zur Ermittlung des motorinternen Schmiermittelvolumenstroms wurde eine Sondermessvorrichtung verwendet. Dafür wurde ein selbst entwickelter Flansch zwischen

Zylinderkurbelgehäuse und Öl-Wasser-Wärmetauscher angebracht und der Ölvolumenstrom durch einen Zahnrad-Durchflussmesser geleitet. Anschließend wurde das Schmiermittel wieder in den motorinternen Schmiermittelkreis zurückgeführt. Zusätzlich zum Schmiermittelvolumenstrom werden an dieser Stelle jeweils die Eintritts- und Austrittstemperaturen von Kühl- und Schmiermittel am Wärmetauscher ermittelt. Abbildung 44 zeigt den Aufbau dieser Messvorrichtung schematisch.



Abbildung 44 - Instrumentierung des Schmiermittel-Kühlmittel-Wärmetauschers

Der Verbrennungsmotor wurde in seinem gesamten Kennfeldbereich mit einer Serien-Applikation vermessen. Desweiteren wurden Versuche bei veränderten Einstellungen verschiedener Motorstellglieder und veränderten Bedingungen der Konditioniermedien durchgeführt.

Fehlerdefinition

Die Bewertung der Modellgüte der Submodelle des Verbrennungsmotors erfolgt anhand absoluter $(\Delta X_{|abs|})$ und relativer (ΔX_{rel}) Fehler im Motorkennfeld. Die Definitionen dieser Fehler sind durch die Gleichungen (111) und (112) definiert. Es wird stets die Differenz des Simulationsergebnisses zur Messgröße betrachtet.

$$\Delta X_{abs} = X_{Sim} - X_{Mess} \tag{111}$$

$$\Delta X_{rel} = \frac{X_{Sim} - X_{Mess}}{X_{Mess}} \tag{112}$$

Darüber hinaus kommt für die Bewertung der Modellgüte in transienten Anwendungsfällen, beispielsweise bei Last- oder Leistungssprüngen, die Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme (RMSE²⁰, vgl. Gleichung (113)) sowie der mittlere relative Fehler zum Einsatz. Der mittlere relative Fehler ist als arithmetisches Mittel des relativen Fehlers über die Zeit definiert.

$$RMSE = \sqrt{(X_{Sim} - X_{Mess})^2}$$
(113)

4.1.2 Verbrennung

Die Kalibrierung des Verbrennungsmodells erfolgt anhand der durch die Zylinderdruckindizierung und einer anschließend durchgeführten thermodynamischen Druckverlaufsanalyse ermittelten Brennverläufe im gesamten Motorkennfeld.



Abbildung 45 - Simulierter und gemessener Druckverlauf an einem Hochleistungspunkt des Verbrennungsmotors

Abbildung 45 zeigt den gemessenen und den durch das Verbrennungsmodell berechneten Druckverlauf an einem Hochleistungspunkt des Verbrennungsmotors im betriebswarmen Zustand. Es ist zudem das p-V-Diagramm für diesen Betriebspunkt abgebildet. Es ist eine Verstellung des Zündzeitpunkts in Richtung spät zu erkennen, um der Klopfneigung des Verfahrens

²⁰ Root Mean Square Error

entgegenzuwirken. Zudem wird zum Schutz der Abgasturbine das Luft-Kraftstoffgemisch mit Kraftstoff angereichert, sodass sich ein Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 0.8$ ergibt.

Das Verbrennungsmodell berechnet einen mittleren Fehler von RMSE = 714 mbar, was auf eine Unterschätzung des Zylinderdrucks in der Hochdruckphase zurückzuführen ist. Bis zum Zündzeitpunkt zeigt der Druckverlauf, welcher durch das Simulationsmodell berechnet wird, eine sehr gute Übereinstimmung mit dem experimentell ermittelten Verlauf. Während der Verbrennung wird der Zylinderdruck dann etwas unterschätzt, sodass sich bei der Berechnung des Zylinderspitzendrucks ein Fehler von $\Delta p_{Z,max} = 2,6$ bar ergibt. Die Lage des Zylinderspitzendrucks wird mit einem Fehler von $\Delta \varphi p_{z,max} = 0,5$ °KW mit hoher Genauigkeit reproduziert. Der Heizwertmultiplikator liegt bei diesem Betriebspunkt bei LHV = 1,04, sodass die berechnete Kraftstoffmenge um 4 % angehoben werden müsste, um energieäquivalent mit dem Experiment zu sein.



Abbildung 46 - Modellierter und aus der thermodynamischen Druckverlaufsanalyse ermittelter Brenn- und Summenbrennverlauf für einen Hochleistungspunkt des Verbrennungsmotors

Abbildung 46 zeigt den auf die Kraftstoffenergie bezogenen Brennverlauf sowie den dazugehörigen integralen Brennverlauf, welche durch das Verbrennungsmodell berechnet wurde, im Vergleich zu den Verläufen, die mittels thermodynamischer Druckverlaufsanalyse ermittelt wurden, für den zuvor diskutierten Betriebspunkt des Verbrennungsmotors. Es sind zudem die

charakteristischen Zeitpunkte der Verbrennung, bei denen 10 % ($\varphi_{CA10,i}$), 50 % ($\varphi_{CA50,i}$) und 90 % ($\varphi_{CA90,i}$) der im Kraftstoff gespeicherten Wärme durch die Verbrennung freigesetzt wurde, eingezeichnet. Die Zeitspanne zwischen den Punkten φ_{CA10} und φ_{CA0} wir fortan als Brenndauer $\Delta \varphi_{BD1090}$ bezeichnet und dient im Folgenden der Bewertung der Brenngeschwindigkeit.

Ein Vergleich des durch das Verbrennungsmodell berechneten Brennverlaufs mit dem durch die thermodynamische Druckverlaufsanalyse ermittelten Brennverlauf zeigt, dass eine hohe Wiedergabegenauigkeit des Brennmodells vorliegt. Die Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers liegt mit RMSE = 5,03 · 10⁻³ eine Größenordnung unter der zeitlich aufgelösten Wärmefreisetzung. Zu Brennbeginn ist zunächst zu erkennen, dass das Brennmodell die Brenngeschwindigkeit leicht unterschätzt. Am Zeitpunkt φ_{CA10} hat das Simulationsmodell jedoch diesen leichten Rückstand bereits aufgeholt und liegt bei der integralen Wärmefreisetzung gleichauf mit den experimentell ermittelten Daten, sodass hier lediglich ein Fehler von $\Delta \varphi_{CA10} = 0,2$ °KW vorliegt. Der weitere Brennverlauf wird mit hoher Genauigkeit wiedergegeben, der Verbrennungsschwerpunkt wird sehr gut abgebildet und weist einen Fehler von $\Delta \varphi_{CA50} = 0,2$ °KW auf. Auch die zweite Brennhälfte wird durch das Verbrennungsmodell mit hoher Genauigkeit wiedergegeben. Lediglich das Brennende weist signifikante Abweichungen auf. Berechnet das Simulationsmodell hier eine nahezu vollständige Umsetzung der Kraftstoffmenge in Wärme, so zeigen die experimentell ermittelten Daten hier eine deutliche Nicht-Ausnutzung der Kraftstoffenergie.



Abbildung 47 - Vergleich des gemessenen und berechneten Druckverlaufs an einem Teillastpunkt des Verbrennungsmotors

Abbildung 47 zeigt sowohl den experimentell ermittelten als auch den durch das Verbrennungsmodell berechneten Druckverlauf für einen Betriebspunkt in der unteren Teillast des Motorkennfelds bei einer Betriebstemperatur von $T_{KW} = 90$ °C. Es ist außerdem das dazugehörige p-V-Diagramm gezeigt. Der gewählte Betriebspunkt hat sich als ein relevanter Betriebspunkt im Zertifizierungszyklus der WLTP erwiesen. Die Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers liegt bei RMSE₇₂₀ = 106 mbar für das gesamte Arbeitsspiel, was vor allem auf Fehler in der Berechnung der Ladungswechselschleife zurückzuführen ist, wie aus dem p-V-Diagramm zu entnehmen ist. Die Hochdruckphase sowie der Zylinderspitzendruck sowie die Lage des Zylinderspitzendrucks werden mit hoher Genauigkeit wiedergegebe. Der Heizwertmultiplikator liegt in diesem Betriebspunkt bei LHV > 0,99. Das bedeutet, dass die durch das Simulationsmodell berechnete Kraftstoffenergie gut mit der durch die Druckverlaufsanalyse ermittelte Kraftstoffenergie übereinstimmt.



Abbildung 48 - Modellierter und aus der thermodynamischen Druckverlaufsanalyse ermittelter Brenn- und Summenbrennverlauf für einen Teillastpunkt des Verbrennungsmotors

Abbildung 48 zeigt den durch das Brennmodell berechneten Brennverlauf, den dazugehörigen Summenbrennverlauf sowie beide Verläufe. die durch die thermodynamische ermittelt wurden, für den zuvor diskutierten Druckverlaufsanalyse Teillastpunkt des Verbrennungsmotors. Es sind wiederum die charakteristischen Zeitpunkte der Verbrennung im Summenbrennverlauf markiert. Die Wurzel des mittleren guadratischen Fehlers im Brennverlauf liegt mit RMSE = $4.1 \cdot 10^{-4}$ zwei Größenordnungen unter den Werten des Brennverlaufs, sodass eine gute Übereinstimmung des durch das Brennmodell berechneten Brennverlaufs mit den Daten aus der Druckverlaufsanalyse attestiert werden kann. Eine Analyse der Summenbrennverläufe zeigt darüber hinaus, dass die charakteristischen Zeitpunkte der Verbrennung ebenfalls mit hoher Wiedergabegenauigkeit reproduziert werden. Die beiden Zeitpunkte φ_{CA10} und φ_{CA50} werden jeweils mit einem Fehler von $\Delta \varphi_{CAi} = 1$ °KW berechnet. Ähnlich dem Phänomen bei dem zuvor diskutierten Hochleistungspunkt, wird die zweite Brennhälfte etwas überschätzt, sodass der 90 %-Umsatzpunkt mit einem Fehler von $\Delta \varphi_{CA90} = 3$ °KW in Richtung früh berechnet wird. Dieser Fehler kann jedoch ebenfalls als gering bewertet werden.



Abbildung 49 - Absoluter Fehler des berechneten Zündverzugs in °KW

Abbildung 50 - Relativer Fehler des berechneten Zündverzugs in %

Abbildung 49 zeigt den absoluten Fehler des berechneten Zündverzugs in °KW bezogen auf den durch die thermodynamische Druckverlaufsanalyse ermittelten Zündverzug im gesamten Motorkennfeld. Abbildung 50 zeigt den relativen Fehler des berechneten Zündverzugs in Prozent. Das phänomenologische Brennmodell bildet den Zündverzug in einem großen Kennfeldbereich mit einer guten Genauigkeit ab, wobei der absolute Fehler unter 2 °KW liegt. Lediglich im Bereich des Eckmoments sowie in Richtung hoher Last bei niedrigen Drehzahlen wird der Zündverzug durch das Modell überschätzt.



Abbildung 51 Absoluter Fehler des berechneten Verbrennungsschwerpunkts in spezifischen Kraftstoffverbrauchs in % °KW

Abbildung 52 - Relativer Fehler des effektiven

Abbildung 51 zeigt den absoluten Fehler des berechneten Verbrennungsschwerpunkts in °KW thermodynamische bezogen auf den durch die Druckverlaufsanalyse ermittelten Verbrennungsschwerpunkt. Der Verbrennungsschwerpunkt stellt im Hinblick auf den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors eine bedeutende Größe dar, wie in (van Basshuysen 2013; Merker, Schwarz und Teichmann 2012) gezeigt wird. Die exakte und zuverlässige Abbildung dieser charakteristischen Größe spielt daher für eine genaue Abbildung der Energieeffizienz elektro-hybrider Antriebe eine besondere Rolle. Das gewählte Verbrennungsmodell ist in der Lage, die Schwerpunktlage mit hoher Genauigkeit im gesamten Kennfeldbereich wiederzugeben. Der absolute Fehler liegt nahezu im gesamten Kennfeld unter 2 °KW.

Eine Analyse des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs zeigt dementsprechend eine gute Übereinstimmung zwischen Berechnungsmodell und Messung, wie es in Abbildung 52 gezeigt wird. Nahezu im gesamten Kennfeld liegt der relative Fehler im spezifischen Kraftstoffverbrauch bei unter 2 %. Lediglich in der unteren Teillast, im Bereich des Eckmoments sowie in den Bereichen starker Volllastanreicherung sind größere Fehler zu erkennen. Die fehlerhafte Berechnung des Kraftstoffverbrauchs in der unteren Teillast kann auf eine fehlerbehaftete Ladungswechselrechnung bei stark gedrosseltem Motorbetrieb zurückgeführt werden. Insbesondere der verbrauchsungünstige Bereich der Nennlast wird durch die gewählte

Hybridstrategie so gut wie nie angesteuert, sodass hier ein größerer Fehler in der Kraftstoffverbrauchsrechnung hinnehmbar ist. Ebenfalls eine untergeordnete Rolle spielen die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors bei hoher Drehzahl und geringer Last, bei denen der Fehler in der Verbrauchsrechnung größer ausfällt, sodass auch dieser Umstand als irrelevant angenommen werden kann.



Abbildung53 - AbsoluterFehlerderAbbildung54 - RelativerFehlerderberechnetenBrenndauer in °KWberechnetenBrenndauer in %

Abbildung 53 zeigt den absoluten Fehler der berechneten Brenndauer in °KW bezogen auf die durch die thermodynamische Druckverlaufsanalyse ermittelte Brenndauer im gesamten Motorkennfeld. Abbildung 54 stellt diesen Fehler relativ dar. Mit der Aussage, dass der Verbrennungsschwerpunkt mit guter Genauigkeit wiedergegeben wird, ist durch Analyse der Brenndauer eine Aussage über die Qualität der Modellierung der zweiten Brennhälfte möglich. Der Ausbrand hat vor allem Einfluss auf die Abgastemperatur und beeinflusst somit direkt die Turbine des Abgasturboladers und den Wärmeeintrag in den Katalysator. Eine korrekte Abbildung des Brennendes ist daher vor allem für die Bewertung des thermischen Verhaltens der Abgasreinigung von Bedeutung.

Es ist zu erkennen, dass die Brenndauer durch das Verbrennungsmodell im Teillastbereich gut prädiktiert werden kann. Im Bereich der oberen Teillast bis hin zu Volllast unterschätzt das Modell die Brenndauer zunehmend. In diesem Bereich kommt es infolge der vergleichsweise geringen Strömungsgeschwindigkeit sowie der großen Kraftstoffmenge zu einer langen Verbrennung, sodass der relative Fehler trotz absoluter Fehler in der Größenordnung von 20 °KW klein ausfällt.



Abbildung55 - AbsoluterFehlerdesAbbildung56 - RelativerFehlerdesberechnetenZylinderspitzendrucks in barberechnetenZylinderspitzendrucks in bar

Eine korrekte Abbildung des Zylinderspitzendrucks stellt sicher, dass eine mechanische Überlast durch überhöhten Zylinderdruck durch das Modell detektiert werden kann. Das ist insbesondere dann entscheidend, wenn die Randbedingungen für die Verbrennung beispielsweise durch alternative Aufladekonzepte verändert werden. Mit einer belastbaren Vorhersage des Zylinderspitzendrucks ist dann beispielsweise eine angepasste Regelung des Ladedrucks möglich. Abbildung 55 zeigt den absoluten Fehler des berechneten Zylinderspritzendrucks bezogen auf den gemessenen Zylinderspitzendruck für das gesamte Motorkennfeld. Abbildung 56 zeigt diese Abweichung als relativen Fehler. Der maximale Zylinderdruck wird nahezu im gesamten Kennfeld mit guter Genauigkeit und einem Fehler kleiner als 1 bar wiedergegeben. Lediglich im Bereich des Eckmoments wird der Zylinderspitzendruck signifikant überschätzt. Eine Analyse des relativen Fehlers zeigt, dass dieser nahezu im gesamten Kennfeld unter 2 % liegt und somit eine gute Modellgüte attestiert wird.

Insgesamt zeigt das Verbrennungsmodell eine gute Übereinstimmung mit den durch die thermodynamische Druckverlaufsanalyse ermittelten Daten im gesamten Kennfeld. Lediglich die Bereiche des Eckmoments und niedrigen Lasten bei hoher Motordrehzahl sowie Nahe der Nennleistung weisen Modellschwächen auf. Diese Bereiche werde durch die Hybridstrategie meist nicht angefahren, sodass hier eine größere Fehlertoleranz akzeptabel ist.

4.1.3 Thermische Modelle des Verbrennungsmotors

Die in Kapitel 3.2.5 dargestellten thermischen Modelle für den Verbrennungsmotor werden anhand des mit Temperatursensorik instrumentierten Verbrennungsmotors kalibriert.

Thermisches FE-Modell

Die Kalibrierung des thermischen FE-Modells erfolgt anhand ausgewählter stationärer Betriebspunkte bei Variation der Kühlmitteleintrittstemperatur und des Kühlmittelvolumenstroms, um den von der Strömungsgeschwindigkeit und dem Temperaturgefälle zwischen Kühlmittel und Rohrwand abhängigen Wärmeübergangskoeffizienten Rechnung zu tragen. Als Zielgröße des Kalibrierprozesses werden die Temperaturen des FE-Netzes auf die Strukturtemperaturen, die am Motor gemessen werden konnten, eingestellt. Tabelle 4 stellt die Betriebspunkte dar, an denen die Kalibrierung des thermischen FE-Modells erfolgt.

пм	p _{me}	\dot{V}_{KW}	T _{KW,E}
1500 min ⁻¹	4 bar	20 bis 40 l/min	30 bis 80 °C
2500 min ⁻¹	8 bar	20 bis 40 l/min	30 bis 80 °C

Tabelle 4 - Stützstellen für die Kalibrierung des thermischen FE-Modells

Mit dem durch die Kalibrierung definierten Parametersatz für die Wärmeübergangskoeffizienten sowie Wärmeleitzahlen wurde anschließend eine Berechnung der Strukturtemperaturen für das stationäre Motorkennfeld sowie für Leistungssprünge bei veränderlichen Randbedingungen durchgeführt.

Stationäres Motorkennfeld

Das Arbeitsgas hat im Bereich des oberen Totpunkts infolge der Kompression und der anschließenden Verbrennung die höchste Temperatur. Hier ist zum thermischen Schutz der brennraum-bildenden Wände eine besonders effektive Kühlung notwendig. Das führt in diesem Bereich zu einem besonders großen Wärmestrom aus dem Arbeitsgas an die Zylinderwandung, sodass eine korrekte Berechnung der Strukturtemperaturen in diesem Bereich von besonderer 113

Bedeutung ist. Im Folgenden wird daher der absolute Temperaturfehler, welcher durch das thermische FE-Modell berechnet wird, im Zylinderkopf sowie an den Messstellen x = 5 mm und x = 30 mm unterhalb der Zylinderblockoberkante auf der Einlass- und Auslassseite für Zylinder 3 betrachtet (vgl. Abbildung 57 bis Abbildung 62).

-5

0

5







durch das thermische FE-Modell in K an der Stelle $x_{EV} = 5 \text{ mm}$



Abbildung 57 - Absoluter Temperaturfehler Abbildung 58 - Absoluter Temperaturfehler durch das thermische FE-Modell in K am Zylinderkopf auf der Auslassseite



Abbildung 59 - Absoluter Temperaturfehler Abbildung 60 - Absoluter Temperaturfehler durch das thermische FE-Modell in K an der Stelle $x_{AV} = 5 \text{ mm}$



Abbildung 61 - Absoluter Temperaturfehler Abbildung 62 - Absoluter Temperaturfehler durch das thermische FE-Modell in K an der Stelle $x_{EV} = 30 \text{ mm}$

durch das thermische FE-Modell in K an der Stelle $x_{AV} = 30 \text{ mm}$

An den Messstellen in den Laufflächen kann eine gute Prädiktion der Strukturtemperatur durch das thermische FE-Modell festgestellt werden. In großen Teilen des Kennfelds kann ein Fehler von $\Delta T < 5$ K verzeichnet werden.

Die Wandtemperatur im Zylinderkopf wird durch das Modell deutlich unterschätzt. An dieser Stelle kam es aufgrund des Versuchsaufbaus zu einer unterdimensionierten Zylinderkopfkühlung, welche durch das Modell unberücksichtigt bleibt und damit zu deutlich niedrigeren Modelltemperaturen führt, als durch die Messung ermittelt wurde. Trotz der deutlichen Abweichungen zwischen Modell und Experiment wird eine Modellanpassung hier nicht vorgenommen, da eine potente Kühlmittelkühlung des Zylinderkopfes im Fahrzeugbetrieb unabdingbar ist. Der Wärmetransport von der Metallstruktur in das Kühlmedium wird in der Lauffläche korrekt abgebildet, sodass auch im Zylinderkopf von einer korrekten Modellierung ausgegangen werden kann und die durch das Modell ermittelten Zylinderkopftemperaturen die richtige Größenordnung aufweisen.

Transiente Leistungssprünge

Neben einer korrekten Abbildung der Zylinderwandtemperatur im stationären Fall ist insbesondere das thermisch transiente Verhalten der Motorstruktur für Aufheizvorgänge beispielsweise nach Motorstart oder bei Lastwechseln von Interesse. Mit der zuvor erarbeiteten Kalibrierung des Abgleich thermischen **FE-Modells** wird daher ein der Strukturtemperaturen mit Temperaturmessungen während transienten Motorversuchen durchgeführt. Dafür wurde ein definierter Leistungssprung zwischen den beiden zuvor dargestellten Betriebspunkten BP1 und BP2 bei veränderlichen Randbedingungen wie Kühlmittelvolumenstrom und Kühlmitteleintrittstemperatur durchgeführt. Eine Auswahl der Ergebnisse ist durch Abbildung 63 und Abbildung 64 gegeben. Es erfolgt analog zur Diskussion der Ergebnisse im stationären Motorkennfeld eine Analyse der Ergebnisse der Einlass- und Auslassseite vom Zylinder 3.



Abbildung 63 - Vergleich der berechneten und gemessenen Strukturtemperaturen für einen positiven und negativen Leistungssprung bei $T_{KW,E} = 80$ °C und $\dot{V}_{KW} = 40 l/min$ auf der $T_{KW,E} = 80$ °C und $\dot{V}_{KW} = 40 l/min$ auf der Einlassseite

Abbildung 64 - Vergleich der berechneten und gemessenen Strukturtemperaturen für einen positiven und negativen Leistungssprung bei Auslassseite

Die Berechnung der Strukturtemperaturen erfolgt für alle Stellen in der Lauffläche mit guter Genauigkeit. Der RMSE liegt abgesehen von der Stelle x = 80 mm auf der Einlassseite an allen Stellen deutlich unter $\Delta T = 10$ K. Die fehlerbehaftete Berechnung der Strukturtemperatur bei x = 80 mm auf der Einlassseite kann als akzeptabel gewertet werden, da die thermische Situation an dieser Stelle nur noch geringen Einfluss auf den Wandwärmeübergang hat. Die Stelle x = 80 mmmarkiert den unteren Totpunkt, sodass hier aufgrund der geringen Relativgeschwindigkeiten zwischen Kolbenringen und Lauffläche der Einfluss der fehlerbehafteten Berechnung der Wandtemperatur auf die Schmierfilmtemperatur und damit einhergehend die Reibung als gering angenommen werden kann.

Das transiente Verhalten wird durch das thermische FE-Modell geringfügig überschätzt. Zum Zeitpunkt des Leistungssprungs bei t = 600 s berechnet das Modell einen größeren Temperaturgradienten als durch die Messung ermittelt wird. Dies lässt sich im Wesentlichen auf eine fehlende Modellierung des verbauten Thermoelements zurückführen. Der thermische Kontakt zwischen Thermoelement und Motorstruktur im Experiment ist mit einem thermischen Widerstand versehen, welcher zu einer Verzögerung des Wärmeeintrags in die Struktur führt. Dieses Verhalten bleibt im Modell unberücksichtigt. Hier gilt es zu beachten, dass das thermische Verhalten der eingesetzten Thermoelemente nicht berücksichtigt ist. Grundsätzlich zeigt sich, dass das transiente thermische Verhalten mit guter Genauigkeit wiedergegeben werden kann. Der absolute Fehler zum Zeitpunkt des Leistungssprungs liegt unter $\Delta T = 10$ K.

Am Zylinderkopf werden die Strukturtemperaturen analog zum stationären Fall deutlich unterschätzt. Die Erklärung dafür liegt ebenfalls in der fehlerhaften Modellierung der Kühlung. Der Effekt verstärkt sich hin zu höheren Leistungen, wie auch durch das transiente Experiment gezeigt werden kann. Die gesteigerte in den Brennraum eingebrachte Kraftstoffleistung führt zu einem Anstieg der in den Zylinderkopf eingebrachten Wärmemenge. In Verbindung mit der durch das Modell überschätzten Kühlleistung berechnet dieses eine deutlich unterschätzte Strukturtemperatur.

Mit dem hier vorgestellten, kalibrierten thermischen FE-Modell können die Struktur- und Zylinderwandtemperaturen zeitsynchron im Gesamtfahrzeugmodell berechnet werden. Dieses Vorgehen ist jedoch sehr rechen- und zeitintensiv. Für die Bewertung des thermischen Verhaltens des Gesamtsystems kommen daher die beiden zuvor dargestellten Modelle für den Kühlmittelkreis

(das thermische Rohrnetzwerkmodell) und den Gesamtmotor (das thermische 6-Massenmodell) zum Einsatz. Das thermische FE-Modell wird dazu genutzt, um die vereinfachten null- und eindimensionalen thermischen Modelle des Verbrennungsmotors zu bedaten und zu validieren. Ein weiterer Anwendungsfall ist die Berechnung der Zylinderwandtemperaturen bei einem veränderten Thermomanagement des Verbrennungsmotors.

Thermisches Rohrmodell

Mit dem thermischen Rohrmodell ist eine räumliche Auflösung insbesondere der Kühlmitteltemperatur möglich. Diese Information dient dem thermischen FE-Modell als Randbedingung zur Berechnung der Bauteiltemperaturen, welche wiederum mit dem Rohrmodell gekoppelt sind, um den kühlmittelseitigen Wärmeübergang korrekt abzubilden. Die Kalibrierung des Rohrmodells erfolgt mithilfe der Wärmeübergangskoeffizienten sowie einer Einstellung der Randbedingung an der thermischen Außenschicht eines jeden Rohres zur Berechnung der korrekten Rohroberflächentemperaturen. Als Validierungsgrundlage wird die Kühlmittelaustrittstemperatur sowohl im stationären Motorkennfeld als auch für die zuvor dargestellten Leistungssprünge genutzt.



Abbildung 65 - Absoluter Fehler der durch das thermische Rohrnetzwerkmodell berechneten Kühlmittelaustrittstemperatur

Abbildung 65 zeigt den absoluten Fehler der durch das thermische Rohrnetzwerk berechneten Kühlmittelaustrittstemperatur im Kennfeld des Verbrennungsmotors. Die Kühlmittelaustrittstemperatur wird mit guter Genauigkeit und einem Fehler von $\Delta T_{KW,A} < 2$ K im Großteil des Kennfelds wiedergegeben. Lediglich im Bereich des Eckmoments überschätzt das Modell die Kühlmittelaustrittstemperatur. Außerdem wird im Bereich hoher Drehzahlen und geringer bis mittlerer Lasten die Kühlmittelaustrittstemperatur unterschätzt. Dieser Bereich wird sowohl im rein verbrennungsmotorischen als auch im hybridischen Betriebszustand des Antriebsstrangs so gut wie nie angesteuert, sodass diese Modellschwäche als akzeptabel gewertet werden kann.



Abbildung 66 - Abgleich des thermischen Rohrnetzwerkmodells im transienten Fall für $\dot{V}_{KW} = 40$ l/min und T_{KW,E} = 40°C

Abbildung 66 zeigt einen Vergleich der durch das thermische Rohrmodell berechneten Kühlmittelaustrittstemperatur mit der am Motorprüfstand ermittelten Kühlmittelaustrittstemperatur für einen positiven und einen negativen Leistungssprung bei einem initialen Volumenstrom von $\dot{V}_{KW} = 40$ l/min bei einer eingeregelten Kühlmitteleintrittstemperatur von T_{KW} = 40 °C. Der Volumenstrom wurde während des Versuchs nicht nachgeregelt, sondern zu Beginn über ein Ventil auf einen Initialwert eingestellt. Durch den Drehzahlsprung nach t = 300 s kommt es infolge der mechanischen Kopplung der Wasserpumpe mit der Nockenwelle entsprechend zu einem Anstieg des Kühlmittelvolumenstroms.

Das thermische Rohrmodell bildet den Verlauf der Kühlmitteltemperatur in guter Genauigkeit ab. Der Temperaturfehler liegt nahezu im gesamten Experiment unter $\Delta T_{KW} = 1$ K. Lediglich an den beiden Stellen der Leistungssprünge überschätzt das Modell die Dynamik des Systems leicht. Nach einem Überschwinger, der einen Temperaturfehler von $\Delta T_{KW} < 2K$ erzeugt, wird die weitere thermische Transienz gut wiedergegeben.

Das thermische Rohrmodell wird fortan zur Berechnung der Kühlmitteltemperatur genutzt.

Thermisches 6-Massenmodell

Das thermische 6-Massenmodell wird auf die Zielgrößen Kühlmittelaustritts- und Ölwannentemperatur kalibriert. Die Kalibrierung wird mithilfe der Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmeleitfähigkeiten der verschiedenen thermischen Verbindungen sowie durch eine Variation der wärmeübertragenden Flächen vorgenommen. Außerdem wird der Durchmesser des Kühlmittelkanals im Zylinderkopf sowie zum Öl-Wasser-Wärmetauscher genutzt, um eine Kalibrierung des Modells vorzunehmen.

Stationäres Motorkennfeld

Abbildung 67 und Abbildung 68 zeigen das Ergebnis der Kalibrierung des thermischen 6-Massenmodells. Es sind darin die Fehler der berechneten Kühlmittelaustritts- und Ölwannentemperatur im gesamten Motorkennfeld dargestellt.


Abbildung 67 - Fehler der berechneten Abbildung 68 - Fehler Kühlmittelaustrittstemperatur des thermischen 6-Massenmodells im Motorkennfeld in K

der berechneten Ölwannentemperatur des thermischen 6-Massenmodells im Motorkennfeld in K

Die Kühlmittelaustrittstemperatur wird in einem Großteil des Kennfelds korrekt abgebildet. Im Bereich höherer Drehzahlen und Lasten wird die Kühlmittelaustrittstemperatur leicht unterschätzt.

Die Ölwannentemperatur, welche infolge der direkten Kopplung mit der innermotorischen Reibung eine bedeutende Rolle für die Ergebnisqualität des Gesamtmodells hinsichtlich der korrekten Abbildung der Energieeffizienz hat, wird im gesamten stationären Kennfeld mit hoher Genauigkeit berechnet.

Transiente Leistungssprünge

Die korrekte Abbildung der Medientemperaturen im stationären Kennfeld kann zusammen mit der validen Berechnung der Strukturtemperaturen eine Aussage darüber treffen, wie sich die Energieströme im stationären Fall einstellen. Insbesondere zur Bewertung des thermisch transienten Verhaltens des Verbrennungsmotors, beispielsweise nach Motorstart oder im Mischbetrieb mit dem Elektromotor, ist eine Validierung an transienten Versuchen notwendig.



Abbildung 69 - Abgleich des thermischen 6-Massenmodells für einen Leistungssprung bei \dot{V}_{KW} = 40 l/min und $T_{KW,E}$ = 40 °C

Abbildung 69 zeigt im unten angeordneten Diagramm die durch das thermische 6-Massenmodell berechnete sowie die gemessene Ölwannentemperatur und den sich einstellenden Temperaturfehler während eines Leistungssprungs bei einem initialen Kühlmittelvolumenstrom von $\dot{V}_{KW} = 40$ l/min und einer Kühlmitteleingangstemperatur von T_{KW,E} = 40 °C. Das in der Mitte angeordnete

Diagramm zeigt den Ölvolumenstrom als Funktion der Zeit und im oberen Diagramm ist der Leistungssprung als Kombination eines Drehzahl- und Lastsprungs dargestellt.

Durch die mechanische Kopplung der Schmiermittelpumpe mit der Kurbelwelle kommt es am Zeitpunkt des Leistungssprungs bei t = 400 s zu einem Anstieg des Ölvolumenstroms. Durch einen Anstieg der Schmiermitteltemperatur und einer damit einhergehenden Reduzierung der Viskosität nimmt der Volumenstrom stetig zu, bevor es beim negativen Leistungssprung wieder zu einem Abfall des Volumenstroms infolge der verringerten Motordrehzahl kommt.

Die Ölwannentemperatur wird durch das thermische 6-Massenmodell etwas unterschätzt, der mittlere Fehler liegt bei $\overline{\Delta T_{SM}} = 2,3$ K. In der stationären Periode bis t = 400 s berechnet das Modell eine nahezu konstante Ölwannentemperatur. Dieses Verhalten ist im Experiment ebenfalls zu beobachten. Hier wird die Temperatur etwa um $\Delta T_{SM} = 3$ K unterschätzt. Zum Zeitpunkt des positiven Leistungssprungs kommt es infolge der erhöhten eingebrachten Wärmemenge in das Schmiermittel infolge höherer Reibung und Wandwärmeverluste zu einem Anstieg der Ölwannentemperatur. Dieses Verhalten wird durch das thermische Modell nachgebildet, wobei der Temperaturfehler, der sich bereits in der stationären Phase des Experiments ausgeprägt hat, weiterhin Bestand hat. Die Steigung der Ölwannentemperaturkurve wird durch das Modell mit guter Genauigkeit wiedergegeben. Das Aufheizverhalten des Schiermittelkreislaufes des Verbrennungsmotors wird demzufolge mit hoher Genauigkeit berechnet. Der negative Leistungssprung wird durch das thermische Modell prinzipiell ebenfalls richtig wiedergegeben. Hier berechnet das Modell jedoch einen etwas zu flachen Temperaurgradienten, sodass der zu Beginn berechnete Temperaturfehler zum Ende des Experimentes ausgeglichen wird. Daraus kann geschlossen werden, dass das thermisch transiente Verhalten bei Abkühlvorgängen durch das thermische 6-Massenmodell zu träge abgebildet wird.

Die Berechnung der Schmiermitteltemperatur durch das thermische 6-Massenmodell erfolgt sowohl für das stationäre Motorkennfeld als auch für transiente Vorgänge mit hoher Genauigkeit und wird fortan im Gesamtmodell genutzt.

4.2 Abgasnachbehandlung

Die Bedatung des Umsatzratenmodells erfolgt mit Messdaten, welche mit dem in Kapitel 4.1.1 vorgestellten Versuchsaufbau ermittelt wurden. Für die Messungen wurden die

Katalysatoreintrittstemperatur, das Luft-Kraftstoff-Verhältnis sowie die Raumgeschwindigkeit variiert.

Die Messdaten zeigen die erwarteten Phänomene. Bei sonst konstanten Bedingungen kann eine eindeutige Abhängigkeit der Umsatzraten von der Katalysatortemperatur festgestellt werden. Bei einer Temperatur von $T_{Kat} = 320$ °C wird für alle drei gemessenen Komponenten die Temperatur erreicht, bei der 50% der Schadstoffkomponenten im Katalysator umgesetzt werden (vgl. Abbildung 70). Bei geringen Temperaturen wird die für die katalytischen Reaktionen notwendige Aktivierungstemperatur nicht erreicht, sodass in diesem Bereich eine starke Reduzierung der Umsatzraten für alle drei Schadstoffkomponenten erkennbar ist.

Eine Erhöhung der Raumgeschwindigkeit bei konstanter Katalysatoreintrittstemperatur sowie gleichbleibendem Luft-Kraftstoff-Verhältnis und konstanter Ventilüberschneidung zeigt ebenfalls ein zu erwartendes Ergebnis. Die Umsetzung der Schadstoffkomponenten im Abgasstrom nimmt bei Erreichen einer kritischen Raumgeschwindigkeit linear ab. Aufgrund der reduzierten Verweilzeit des Abgasstroms im Katalysator können die Oxidations- und Reduktionsreaktionen nicht mehr vollständig ablaufen, sodass die Konzentration der Schadstoffemissionen im behandelten Abgas steigen (vgl. Abbildung 71).



Abbildung 70 - Schadstoffkonvertierung als Funktion der Katalysatortemperatur

Abbildung 71 - Schadstoffkonvertierung als Funktion der Raumgeschwindigkeit

Die experimentell ermittelten Daten weisen ein mit der Literatur gut abgleichbares Verhalten auf (vgl. (Falk und Mooney 1980)). Bei einer Anreicherung mit Kraftstoff werden insbesondere die Oxidationsvorgänge von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen infolge des fehlenden Reaktionspartners Sauerstoff reduziert. Daraus folgt ein Rückgang der Umsatzraten für diese beiden Komponenten in Bereichen $\lambda < 1$. Bei mageren Brennbedingungen ($\lambda > 1$) fehlen für eine vollständige Stickoxid-Reduktion Kohlenstoffatome; hier ist ein starker Rückgang der Stickoxid-Umsatzrate zu erkennen. Gleichzeitig ist eine Konvertierung der kohlenstoffbasierten Emissionsbestandteile zu erkennen, da der Sauerstoffüberschuss die Oxidation begünstigt (vgl. Abbildung 72). Bei stöchiometrischem Motorbetrieb ist für alle drei Komponenten eine hohe Umsatzrate von mindestens 90% zu erkennen.



Abbildung 72 - Schadstoffkonvertierung als Funktion des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses

4.3 Gesamtmodellvalidierung

Die Validierung des Triebstranggesamtmodells erfolgt mithilfe von Fahrzeugversuchen, welche an einem Fahrzeug mit Plug-In-Parallel-Hybrid-Antrieb durchgeführt wurden. Das Fahrzeug wurde zu diesem Zweck mit diverser Messtechnik ausgestattet. Eine Darstellung des instrumentierten Versuchsfahrzeugs findet sich in Abbildung 73.



Abbildung 73 - Anordnung der Messtechnik am Versuchsfahrzeug

Zur Ermittlung der Zustandsgrößen des Verbrennungsmotors wird ein Steuergerät genutzt, welches Zugriff auf verschiedene Sensorgrößen zulässt. So werden hier beispielsweise die momentane Verbrennungsmotordrehzahl, die Last oder Informationen über die Kühlmittel- und Schmiermitteltemperatur erfasst. Über eine ETAS ES1000²¹ ist Zugriff auf verschiedene Bus-Systeme des Fahrzeugs möglich. In den durchgeführten Fahrzeugversuchen wurden der Antriebssowie der Hybridbus genutzt, um Informationen über den Zustand der elektrischen Maschine, des Inverters, der Traktionsbatterie aber auch fahrzeugübergreifende Sensordaten wie beispielsweise die momentane Fahrzeuggeschwindigkeit zu erhalten. Durch den Einsatz eines portablen Emissionsmesssystems (PEMS) war es möglich, die gasförmigen Kohlendioxid- und Schadstoffemissionen (CO, NO_x, NO₂, HC) während der Versuchsfahrten nach der

²¹ (Ismail und Gorbonosov 2014)

Abgasnachbehandlung zu erfassen. Eine zum PEMS zugehörige Wetterstation sowie ein GPS²²-Empfänger ermöglichten die Erfassung der Außenbedingungen sowie der Fahrzeuggeschwindigkeit. Der Dreiwege-Katalysator wurde mit drei Temperatursensoren bestückt, um die aus dem Motorsteuergerät verfügbare Information über den Katalysator abzugleichen und die thermische Situation des Katalysators erfassen zu können. Eine Übersicht der verwendeten Messtechnik kann Tabelle 5 entnommen werden.

Messgrößen/Komponenten	Sensorik
Verbrennungsmotor	ETK Motorsteuergerät
	ES1000 CAN-Bus Antrieb
	ES1000 CAN-Bus Hybrid
Hochvolt-Batterie	ES1000 CAN-Bus Antrieb
	ES1000 CAN-Bus Hybrid
Elektrische Leistungsmaschine	ES1000 CAN-Bus Antrieb
	ES1000 CAN-Bus Hybrid
Getriebe	ES1000 CAN-Bus Antrieb
	ES1000 CAN-Bus Hybrid
Fahrer	ES1000 CAN-Bus Antrieb
Schadstoffkonzentration Endrohr	AIP Gas-PEMS
Katalysatortemperaturen	Thermoelement Typ K 1 mm

Tabelle 5 - Messtechnik am Versuchsfahrzeug

Die Fahrzeugversuche wurden auf öffentlichen Straßen durchgeführt. Die in den Versuchen abgefahrene Route entspricht den RDE²³-Anforderungen von 2018. Es wurden sowohl Kaltstartversuche als auch Fahrten mit vorkonditioniertem Verbrennungsmotor durchgeführt. Zur Ermittlung der Betriebsstrategie wurden Versuche bei verschiedenen initialen Ladezuständen der Traktionsbatterie durchgeführt. Außerdem wurde eine Variation des Betriebsmodus durchgeführt. Eine Übersicht der durchgeführten Versuche ist durch Tabelle 6 gegeben.

²² Global Positioning System

²³ Real Driving Emissions

Betriebstemperatur	warm		kalt	
Batterielad Antriebsmo	geladen	entladen	geladen	entladen
Batterie laden	0	Х	0	Х
Batterieerhaltungsmodus	Х	0	Х	
Sport-Modus	Х	0	Х	
E-Modus	0	0	Х	0

Tabelle 6 - Versuchsmatrix der Validierungsfahrten

Im Folgenden werden die Ergebnisse einer Messfahrt nach Kaltstart im Batterieerhaltungsmodus sowie die dazugehörigen Simulationsergebnisse analysiert.

Abbildung 74 zeigt den Abgleich zwischen dem mit dem Antriebsstrangmodell berechneten Gesamtkraftstoffverbrauch und dem Ladezustand der Hochvoltbatterie für eine Versuchsfahrt im Batterieerhaltungsmodus nach einem Kaltstart. Das obere Diagramm zeigt die Fahrzeuggeschwindigkeitsspur sowie die zurückgelegte Strecke. Im in der Mitte angeordneten Diagramm ist der Gesamtkraftstoffverbrauch sowohl aus der Messung (grau unterlegte Fläche und durchgezogene Linie) sowie aus der Simulation (gestrichelte Linie) zu erkennen. Das Diagramm im unteren Bildbereich zeigt den zeitlichen Verlauf des Ladezustands der Traktionsbatterie.

Der Gesamtkraftstoffverbrauch wird durch das Simulationsmodell mit guter Genauigkeit wiedergegeben. Die relative Differenz der Kraftstoffmasse am Ende der Fahrt beträgt $\Delta m_{Krst,rel} \approx 6,5$ %. Der Ladezustand der Traktionsbatterie wird prinzipiell richtig wiedergegeben. Im Stadtteil (t = 0 s bis t = 3100 s) wird die Batterie entladen, da es hier aufgrund des niedrigen Wirkungsgrades des Verbrennungsmotors in der unteren Teillast und beim Anfahren energetisch sinnvoll ist, elektrisch zu fahren. Das Simulationsmodell berechnet hier eine zu geringe Nutzung des elektrischen Speichers für den Vortrieb, sodass mit Ende des Stadtteils der Ladezustand der Traktionsbatterie durch das Modell zu hoch berechnet wird. Im anschließenden Überlandteil (t = 3100 s bis t = 5300 s) wird der Ladezustand der Traktionsbatterie durch das Modell nahezu konstant gehalten. Die Messung zeigt über das gesamte Zeitfenster einen leichten Anstieg der Batterieladung. Im abschließenden Autobahnteil erfolgt im Fahrzeug eine Batterieladung durch

Lastpunktanhebung, wobei das Modell hier eine Batterieerhaltung berechnet, sodass der Ladezustand der Traktionsbatterie am Ende der Versuchsfahrt um etwa 3,5 %-Punkte unter dem experimentell ermittelten Ladezustand liegt. Dies entspricht einem Energiegehalt von $\Delta m_{Krst,TB} = 26,27$ g und einem relativen Fehler von $\Delta m_{Krst,TB,rel} = 0,63$ %.



Abbildung 74 - Rechnungsmessungsvergleich des Energiepfades des Antriebsstrangmodells mit einer RDE-Versuchsfahrt

Die durch das Simulationsmodell fehlerhaft berechneten Energieströme im Antriebsstrang können verschiedene Ursachen haben. Zum einen sind die Fahrwiderstände nicht exakt nachzubilden. Sowohl die Lufteigenbewegung als auch Veränderungen am Luftwiderstandsbeiwert sowie der projizierten Anströmfläche durch die zusätzlichen Messaufbauten, beispielsweise dem portablen Emissionsmessgerät mitsamt Peripherie (GPS-Antenne und Wetterstation) werden durch das Modell nicht berücksichtigt. Insbesondere eine fehlerbehaftete Berechnung der

Luftrelativgeschwindigkeit könnte eine Erklärung des überschätzten Energieverbrauchs im durch hohe Fahrzeuggeschwindigkeiten charakterisierten Autobahnteil sein. Zum anderen wird der Rad-Fahrbahnkontakt durch einen idealisierten Widerstandsbeiwert abgebildet. Dieser berücksichtigt den Fahrbahnuntergrund in seiner Beschaffenheit, die Fahrbahn- und Reifentemperatur sowie den Reifendruck nicht. Das Simulationsmodell berechnet außerdem keine Fahrbahnsteigungen und gefälle, welche sowohl den Roll- als auch den Steigungswiderstand beeinflussen. Da die Fahrzeugversuche im Berliner Umland in einem sehr flachen Terrain durchgeführt wurden, ist dieser Einfluss als gering einzustufen.

Abbildung 75 zeigt den Vergleich der durch den Antriebsstrang berechneten Endrohremissionen mit den Emissionen, die bei der Versuchsfahrt mit dem portablen Emissionssystem ermittelt wurden. Dabei illustriert das oberste Diagramm die Fahrzeuggeschwindigkeit sowie die zurückgelegte Strecke. Das zweite Diagramm stellt einen Vergleich der gemessenen Katalysatortemperatur mit der durch das thermische Katalysatormodell berechneten Temperatur dar. Es ist außerdem die Temperatur, bei der 50 % der Schadstoffemissionen im Katalysator umgesetzt werden, gezeigt. Im in der Mitte liegenden Diagramm werden die auf das durch die Messung ermittelte Maximum der HC-Emissionen bezogenen HC-Massen gezeigt. Das vierte Diagramm zeigt in analoger Methodik die CO-Masse. Im unteren Diagramm wird entsprechend die Masse an Stickoxid-Emissionen aufgezeigt.



Abbildung 75 - Rechnungsmessungsvergleich der Endrohremissionen des Antriebsstrangmodells mit einer RDE-Versuchsfahrt 132

Das Simulationsmodell berechnet eine im Vergleich zur Messung um 50 % überhöhte kumulative Masse an unverbrannten Kohlenwasserstoffen am Endrohr. Zunächst fällt auf, dass das initiale HC-Ereignis nach dem Starten des Verbrennungsmotors bei t = 250 s durch das Modell nicht wiedergegeben wird. Im weiteren Verlauf berechnet das Modell eine zu geringe Umsatzrate für die unverbrannten Kohlenwasserstoffe, sodass während des Stadt- und Überlandteils ein stärkerer Anstieg der kumulativen HC-Masse berechnet wird, als durch die Messung ermittelt wird. Dieses Verhalten lässt sich im Wesentlichen auf die in Kapitel 4.2 dargestellten Umsatzraten zurückführen. Durch die Vermessung eines bereits um mehrere hundert Stunden gealterten Katalysators liegen die maximalen Umsatzraten für unverbrannte Kohlenwasserstoffe bei etwa $X_{HC,max} \approx 90$ %. In dem Versuchsfahrzeug war ein vergleichsweise neuer, wenig gealterter Katalysator verbaut, bei dem höhere Umsatzraten zu erwarten sind. Mit Beginn des Autobahnteils bei t = 5300 s kommt es wegen einer hohen Leistungsanforderung infolge einer hohen Beschleunigungsanforderung durch den Fahrer zu einer Kraftstoffanreicherung. Dies führt zum einen zu hohen HC-Rohemissionen. Zum anderen wurde in Kapitel 4.2 gezeigt, dass fette Luft-Kraftstoff-Verhältnisse wegen fehlender Oxidationspartner zu einer signifikanten Reduzierung der Umsatzrate kohlenstoffhaltiger Abgaskomponenten führen. Diese beiden Effekte sorgen für einen starken Anstieg der HC-Endrohremissionen, welche durch das Modell richtig wiedergegeben werden. Im weiteren Verlauf kommt es zu zwei weiteren HC-Ereignissen. Diese werden durch das Modell ebenfalls abgebildet, jedoch in ihrer Intensität fehlerbehaftet berechnet. Mögliche Ursachen liegen in der Betriebsstrategie, welche eine von der realen Betriebsstrategie abweichende Leistungsverteilung zwischen elektrischer Maschine und Verbrennungsmotor vornimmt.

Die kumulative Masse der Kohlenmonoxid-Emissionen wird durch das Simulationsmodell um etwa 10 % unterschätzt. Sowohl im Stadtteil als auch im Überlandteil wird der CO-Ausstoß mit guter Genauigkeit wiedergegeben. Hier kommt es aufgrund des stöchiometrischen Betriebs des Verbrennungsmotors ohnehin zu geringen Mengen an Kohlenmonoxid. Zeitgleich mit den zuvor beschriebenen HC-Ereignissen kommt es zu signifikanten Spitzen im Ausstoß von Kohlenmonoxid, jedoch wird die Intensität der einzelnen Ereignisse fehlerhaft berechnet. Die Ursache liegt auch hier in der von der Realität abweichenden Leistungsteilung durch die Betriebsstrategie. Die kumulativen Stickoxidemissionen am Endrohr werden durch das Modell um mehr als 1600 % überschätzt. Dieses Verhalten lässt sich auf eine deutliche Unterschätzung der Umsatzrate von Stickoxiden im Katalysator zurückführen. In Kapitel **Error! Reference source not found.** wird gezeigt, dass die maximale Umsatzrate der Stickoxide bei unter 90 % liegt. Dies ist auf eine starke Alterung des Katalysators infolge des Betriebs auf dem Motorprüfstand zurückzuführen. Der im Fahrzeug verbaute Katalysator hingegen wies nur wenige Betriebsstunden auf und ist damit einer wesentlichen geringen Alterung unterworfen.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Abbildung der Endrohremissionen durch das Modell teilweise fehlerbehaftet ist. Bei einer Fokussierung auf die Bewertung des Emissionsverhaltens wird eine Überarbeitung der Modelle des Abgasnachbehandlungssystems empfohlen.

Abbildung 76 zeigt den Vergleich der durch das Simulationsmodell berechneten Subsystemtemperaturen mit den Temperaturen, die während der Versuchsfahrt ermittelt wurden. Darin werden im oberen Teil die Fahrzeuggeschwindigkeit sowie die zurückgelegte Strecke dargestellt. Das zweite Diagramm zeigt die Schmiermitteltemperatur des Verbrennungsmotors, im dritten Diagramm ist die dazugehörige Kühlmitteltemperatur dargestellt. Das vierte Diagramm zeigt den Vergleich der durch das Modell berechneten Temperatur des Getriebeschmiermittels. Im unteren Diagramm ist die berechnete Temperatur der elektrischen Maschine sowie der Traktionsbatterie aufgezeigt. Für diese beiden Komponenten standen keine Versuchsdaten zur Verfügung, mit denen eine Validierung möglich gewesen wäre.



Abbildung 76 - Vergleich der durch das Simulationsmodell berechneten Temperaturen der Submodelle mit Versuchsergebnissen

Die Schmiermitteltemperatur des Verbrennungsmotors ist insbesondere für das innermotorische Reibmoment und damit für den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors und letztlich auch des Gesamtsystems von Bedeutung. Diese Temperatur wird durch das thermische Motormodell in guter Näherung wiedergegeben. Der mittlere absolute Fehler liegt bei $\Delta \overline{T}_{SM} = -1$ K. Nach dem Start des Verbrennungsmotors steigt die Schmiertmitteltemperatur sowohl im Versuch als auch im Simulationsmodell an. Zunächst zeigt das Modell eine etwas zu starke Dynamik, sodass die berechnete Temperatur über der Gemessenen liegt. Anschließend flacht die Kurve im Gegensatz zur Messung geringfügig ab, die Schmiermitteltemperatur wird dementsprechend unterschätzt. Die Messung zeigt, dass mit Erreichen einer normierten Schmiermitteltemperatur von $T_{VM,SM} = 0.9$ ein nahezu stationärer Zustand erreicht wird und die Temperatur trotz weiterem Wärmeeintrag durch den Betrieb des Verbrennungsmotors nicht weiter ansteigt. Das Simulationsmodell zeichnet dieses Verhalten bedingt ab. Die berechnete Schmiermitteltemperatur wird im Autobahnteil überschätzt. Auf die Reibung innerhalb des Verbrennungsmotors hat dieses Verhalten keinen Einfluss, da das Schmiermittel bereits seine Betriebstemperatur erreicht hat. Dieser Fehler kann dementsprechend als hinnehmbar gewertet werden. Mögliche Ursachen für die fehlerhafte Berechnung der Schmiermitteltemperatur sind zum einen eine von der Realität abweichende Betriebsstrategie und damit einhergehend eine abweichende Berechnung der in das Schmiermittel eingebrachten die Energiemenge. Zum anderen sind Strömungsverhältnisse genauen und Umgebungsbedingungen an der Ölwanne, in der die Schmiermitteltemperatur gemessen wird, während des Fahrzeugversuchs nur bedingt bekannt. Das thermische Motormodell, welches die Schmiermitteltemperatur berechnet, wurde anhand von Daten vom Motorprüfstand kalibriert (vgl. Kapitel 4.1.3). Diese wurden bei anderen Strömungsbedingungen ermittelt, als sie im Fahrzeug vorliegen.

Die Kühlmitteltemperatur im Verbrennungsmotor wird ebenfalls mit guter Genauigkeit berechnet. Der mittlere absolute Fehler bei $\Delta \overline{T}_{SM} = -3,7$ K. Insbesondere das Aufheizverhalten direkt nach dem Start des Verbrennungsmotors wird hinreichend genau abgebildet. Im weiteren Verlauf zeigt die berechnete Kühlmitteltemperatur zu geringe Werte. Dieses Verhalten hat durch die Kopplung zwischen Kühlmittel und Schmiermittel im Ölwärmetauscher einen direkten Einfluss auf die berechnete Schmiermitteltemperatur, welche ebenfalls etwas unter der gemessenen Temperatur liegt.

Zusammenfassend zeigt das Gesamtfahrzeugmodell sowohl für die thermischen Subsystemmodelle als auch für die Berechnung der Energieströme sowohl im Kraftstoffpfad als auch im elektrischen Energiepfad eine ausreichende Genauigkeit, um verschiedenartige elektrohybride Antriebe hinsichtlich ihrer Energieeffizienz untersuchen zu können. Eine belastbare Aussage über die absolute Menge ausgestoßener Schadstoffemissionen kann durch das erarbeitete Modell nicht getroffen werden, wobei das prinzipielle Verhalten auch hier korrekt abgebildet wird.

5 Energieeffizienz elektro-hybrider Fahrzeugantriebe

Das entwickelte Antriebsstrangmodells wird für eine energetische Bewertung verschiedenartiger elektro-hybrider Fahrzeugantriebe genutzt. Im Folgenden werden vier Anwendungsfälle präsentiert. Zunächst wird in einer Studie aufgezeigt, welchen Einfluss der Elektrifizierungsgrad auf den CO₂-Ausstoß im Zertifizierungszyklus der WLTP aufweist. Im zweiten Fall wird ein im Miller-Verfahren arbeitender Verbrennungsmotor auf Basis des in Kapitel 3.2 vorgestellten Aggregats hinsichtlich seiner Energieeffizienz in einem Hybrid-Antrieb vorgestellt. Ein Verbrennungsmotor mit Zylinderabschaltung in einer elektro-hybriden Fahrzeuganwendung stellt das dritte Anwendungsbeispiel dar. Die Kombination der Zylinderabschaltung mit Miller-Ventilsteuerzeiten bildet den Abschluss der Technologieanalyse.

5.1 Variation des Elektrifizierungsgrades

Das Antriebsstrangmodells macht eine Analyse des Einflusses des Elektrifizierungsgrades auf den Kohlendioxid-Ausstoß möglich, wie in (Jander, u.a. 2020) dargestellt. Der Elektrifizierungsgrad ist dabei durch Gleichung (114) definiert und setzt die Leistung der elektrischen Maschine bei System-Nennleistung ins Verhältnis zur Systemleistung.

$$X_{el} = \frac{P_{EM}(P_{Nenn,System})}{P_{Nenn,System}}$$
(114)

Ausgehend vom Referenzsystems des in Kapitel 3.2 beschriebenen Antriebs mit einer Systemleistung von P_{System,max} = 150 kW wird eine Variation der Leistungsverteilung zwischen Verbrennungsmotor und Elektromotor vorgenommen. Dafür werden die im Referenzsystem verwendeten Kennfelder der Antriebsaggregate durch geeignete Regeln skaliert. Für den Verbrennungsmotor wird außerdem eine Variation der Zylinderzahl mithilfe des in Kapitel 3.2 entwickelten 0D/1D-Modells vorgenommen. Die skalierten Verbrauchs- und Wirkungsgradkennfelder werden anschließend in das Gesamtfahrzeugmodell eingesetzt und die Hybrid-Betriebsstrategie entsprechend eingestellt. Die angewandte Methode ist in Abbildung 77 dargestellt.



Abbildung 77 - Methode bei der numerischen Untersuchung des Einflusses des Elektrifizierungsgrads auf den CO₂-Ausstoß

Die verschiedenen Antriebsstrangkonfigurationen werden anschließend im WLTC hinsichtlich ihres Kohlendioxidausstoßes untersucht.

5.1.1 Skalierung des Verbrennungsmotors

Die Skalierung der verbrennungsmotorischen Nennleistung erfolgt durch Variation des Zylinderhubvolumens sowie der Zylinderzahl. Für die Leistungsskalierung durch das Zylinderhubvolumen werden die von Huß in (Huß 2013) erarbeiteten Skalierungsregeln für Ottomotoren genutzt. Huß formuliert Skalierungsfaktoren für den Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren in den in Tabelle 7 dargestellten Grenzen durch numerische Simulation.

Parameter	Grenzen
Zylinderzahl	2-6 in Reihenanordnung
Zylinderhubvolumen	$300 \text{ cm}^3 - 600 \text{ cm}^3$
Hub-Bohrungs-Verhältnis	0,75 - 1,25
Verdichtungsverhältnis	8 - 16
Luftverhältnis	0,7 - 1,0
Restgasanteil	0% - 25% externe AGR

Tabelle 7 - Gültigkeitsraum der Skalierungsfunktionen²⁴

Die von Huß aufgestellte Skalierungsfunktion f_{skal} für das Zylinderhubvolumen kann mit der Randbedingung, dass sowohl das Hub-Bohrungs- als auch das Verdichtungsverhältnis in der vorliegenden Studie unverändert bleiben, den Gleichungen (115) und (116) entnommen werden.

$$f_{skal,\eta,V_h} = \left(\frac{12,92 + a \cdot V_{h,skal}^{-0,725}}{12,92 + a \cdot V_{h,basis}^{-0,725}}\right)^f$$
(115)

$$a = 8,75 \cdot 10^{-3} \cdot n - 0,44 \cdot \lambda^{-3,794} - 137,5 \tag{116}$$

$$f = \left(\frac{s}{d} - \frac{s}{d_0}\right) \cdot d_{\frac{s}{d}} + (\varepsilon - \varepsilon_0)d_{\varepsilon} + 1$$
(117)

Darin beschreibt n die Motordrehzahl und λ das Luft-Kraftstoff-Verhältnis sowie V_{h,i} das Zylinderhubvolumen des Basis- und des skalierten Verbrennungsmotors.

Neben dem Zylinderhubvolumen wird auch die Zylinderzahl genutzt, um die Leistung des Verbrennungsmotors zu variieren. Huß gibt keine Skalierungsvorschriften für veränderte Zylinderzahlen an. Dafür wird mithilfe des 0D/1D-Modells auf Basis des 4-Zylinder-Motors eine Variation der Zylinderzahl zwischen z = 2 und z = 4 durchgeführt, um den in (Huß 2013) angegebenen Gültigkeitsraum einzuhalten.

²⁴ (Huß 2013) 140 Bei der Variation der Zylinderzahl gilt es, verschiedene Komponenten des Verbrennungsmotormodells zu skalieren. Dazu gehören die gasführenden Bauteile wie Rohre und Drosseln, das Aufladeaggregat sowie die Abgasnachbehandlung. Es wird bei der Zylinderzahlreduzierung davon ausgegangen, dass sich der innermotorische Prozess nicht verändert, sodass das Brennverfahren und die Wandwärmeströme pro Zylinder im Vergleich zum Basismodell unverändert bleiben.

Alle gasführenden Bauteile wurden so skaliert, dass die Strömungsgeschwindigkeiten sich im Vergleich zum Basismodell des 4-Zylinders nicht ändern. Mithilfe der Kontinuitätsgleichung für kompressible Gase (vgl. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012) kann der skalierte Durchmesser eines jeden Rohres berechnet werden (Gleichung (118)).

$$\dot{m} = w \cdot A \cdot \rho \tag{118}$$

Die Dichte des Gases soll konstant gehalten werden. Der Massenstromunterschied zwischen den zylinderzahl-verschiedenen Modellen kann dann ausschließlich über die Querschnittsfläche erfolgen. Es soll näherungsweise außerdem davon ausgegangen werden, dass eine Skalierung der Zylinderzahl direkt proportional in den Gesamtmassenstrom durch den Motor eingeht. Für den gesuchten skalierten Rohrdurchmesser ergibt sich dann Gleichung (119).

$$d_{skal} = d_{basis} \cdot \sqrt{\frac{z_{skal}}{z_{basis}}}$$
(119)

Die Skalierung des Aufladeaggregats erfolgt über eine Skalierung des Massenstroms sowohl auf Verdichter- als auch auf Turbinenseite.

5.1.2 Skalierung der elektrischen Antriebsmaschine

Neben einer Skalierung des Verbrennungsmotors wird eine Skalierung der elektrischen Maschine vorgenommen, um die Systemleistung konstant zu halten. Die Skalierung der elektrischen Maschine erfolgt durch Wegnahme oder Hinzufügen von Rotorpaketen und Verlängerung des Stator-eisens, wie von Reif in (Reif 2010a) vorgeschlagen. Die verwendeten Skalierungsregeln können der Arbeit von Spring (vgl. (Spring 2009)) entnommen werden. Darin wird beschrieben, 141

wie sich die mechanische Leistung, die Masse der Maschine sowie das Volumen und das Trägheitsmoment in Abhängigkeit einer Anhebung der Länge und des Durchmessers ändern. Es wird weiterhin beschrieben, dass sich die Verlustleistungen mit einer Größenskalierung der elektrischen Maschine kubisch verändern. Für den skalierten Wirkungsgrad ergibt sich dementsprechend Gleichung (120).

$$\eta_{skal} = \frac{P_{mech} \cdot \frac{M_{mech,skal}}{M_{mech,basis}}}{P_{mech} \cdot \frac{M_{mech,skal}}{M_{mech,basis}} + (P_{V,Cu} + P_{V,Fe}) \cdot \frac{M_{mech,skal}}{M_{mech,basis}}^{\frac{3}{4}} + P_{V,mech}}$$
(120)

Komponenten- und Systemleistung

Die Systemleistung kann durch unendlich viele Kombinationen der Leistung der elektrischen Antriebsmaschine und des Verbrennungsmotors erreicht werden. Der diskretisierte Lösungsraum ist in Tabelle 8 dargestellt. Es wird eine Mindestelektrifizierung von 10 % der Systemleistung beibehalten, um einen elektrischen Betrieb im Stadtteil des Zertifizierungszyklus sicherzustellen. Die obere Grenze des Elektrifizierungsgrades wird durch den Gültigkeitsraum der Skalierungsregeln für den Verbrennungsmotor definiert. Mit einem Zweizylinder und einem Zylinderhubvolumen von V_h = 300 cm³ ergibt sich eine minimale Nennleistung des Verbrennungsmotors von P_{VM,Nenn,min} = 45 kW und damit eine maximale Elektrifizierung von 70 %. Dies entspricht einer maximalen elektrischen Leistung von P_{EM,max,max} = 105 kW.

Um die Fahrbarkeit des Basissystems beizubehalten, wird die Linie des maximalen Drehmoments beibehalten. Somit lässt sich auf Grundlage der vom skalierten Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellten Nennleistung die notwendige Leistung der elektrischen Maschine bestimmen.

Z	\mathbf{V}_{h}	P _{Nenn} ,VM	Pmax,EM,Dauer	X_{el}
-	cm ³	kW	kW	-
4	430	135	15	0,100
4	382	120	30	0,200
4	350	110	40	0,267
3	445	105	45	0,300
3	382	90	60	0,400
2	447	75	75	0,500
2	382	60	90	0,600
2	300	45	105	0,700

Tabelle 8 - Antriebsstrangkonfigurationen

5.1.3 Ergebnisse

Abbildung 78 zeigt den relativen, auf das Basissystem bezogenen Kohlendioxidausstoß der untersuchten Antriebsstrangkonfigurationen. Der Kohlendioxidausstoß wurde um die aus der Traktionsbatterie entnommene Energie korrigiert, sodass unterschiedliche Batterieladezustände zum Ende der des Fahrzyklus berücksichtigt werden. Dafür wurde die Energiedifferenz in der Batterie eins zu eins in eine äquivalente Kraftstoffmasse umgerechnet und dem Gesamtkraftstoffverbrauch hinzugeschlagen.



Abbildung 78 - Relativer Kohlendioxidausstoß in Abhängigkeit vom Elektrifizierungsgrad

Mit zunehmender Elektrifizierung ist eine Reduzierung der Kohlendioxid-Emissionen um bis zu 14 % relativ zum Referenzsystem bei einer Elektrifizierung von $X_{el} = 70$ % zu verzeichnen. Wird die installierte elektrische Leistung reduziert, so kommt es zu einem Anstieg des Kohlendioxidausstoßes um knapp 3 % bei einer Elektrifizierung von $X_{el} = 10$ %.

Die Reduzierung der Kohlendioxidemissionen ist im Wesentlichen auf eine veränderte Leistungsteilung zwischen elektrischer und thermodynamischer Antriebsmaschine und damit einhergehend mit einer Steigerung des durchschnittlichen Wirkungsgrads des Verbrennungsmotors zurückzuführen.



Abbildung 79 - Relativer durchschnittlicher Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors während einer virtuellen Versuchsfahrt im WLTC in Abhängigkeit vom Elektrifizierungsgrad

In Abbildung 79 ist der auf das Referenzsystem bezogene relative durchschnittliche effektive Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors während einer virtuellen Versuchsfahrt im WLTC in Abhängigkeit vom Elektrifizierungsgrad dargestellt. Mit zunehmender Elektrifizierung steigt der durchschnittliche Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors stetig an, bis bei $X_{el} = 0.6$ ein Maximum mit etwa 13 % Wirkungsgradverbesserung im Vergleich zum Referenzsystem erreicht wird. Mit weiterer Anhebung des Elektrifizierungsgrads sinkt der durchschnittliche Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors etwas ab, weist bei einer Elektrifizierung von 70 % jedoch noch einen um mehr als 10 % gesteigerten Wirkungsgrad im Vergleich zum Referenzsystem auf. Der Anstieg des verbrennungsmotorischen Wirkungsgrades ist auf ein mit dem Elektrifizierungsgrad steigendem Downsizing des Motors zurückzuführen. Abbildung 80 stellt die Verteilung der Betriebspunkte im Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors im Referenzsystem dar. Darin ist zu erkennen, dass die Betriebsstrategie, wenn möglich und energetisch sinnvoll, eine Betriebspunktanhebung in wirkungsgradoptimale Bereiche des Kennfelds vornimmt, sodass in diesem Bereich eine Vielzahl von Betriebspunkten liegen. In Abbildung 81 ist die Betriebspunktverteilung der Konfiguration mit dem niedrigsten CO₂-Ausstoß ($X_{el} = 0,7$) dargestellt. Es wird außerdem der durchschnittliche Betriebspunkt des Verbrennungsmotors gezeigt.



Abbildung 80 - Betriebspunktverteilung des Verbrennungsmotors im Referenzsystem

Abbildung 81 - Betriebspunktverteilung des Verbrennungsmotors bei einer Elektrifizierung von $X_{el} = 0.7$

Im Referenzsystem wird der Verbrennungsmotor vor allem in Bereichen niedriger spezifischer Last bei einem mittleren effektiven Mitteldruck von $\overline{p}_{me,Referenzsystem} = 2,05$ bar betrieben, wodurch es zu einem hohen durchschnittlichen spezifischen Kraftstoffverbrauch kommt. Der Verbrennungsmotor ist für den Betrieb im Fahrzyklus überdimensioniert. Bei einer Anhebung des Elektrifizierungsgrads verschieben sich die Lastpunkte als Folge der Stauchung des Kennfelds des Verbrennungsmotors in Richtung höherer spezifischer Lasten; der mittlere effektive Mitteldruck beträgt hier $\overline{p}_{me,Xel=0,7}=4,6$ bar. Es kommt dadurch bei gleicher Leistungsanforderung an den Verbrennungsmotor zu einer Verschiebung der Betriebspunkte hin zu geringeren spezifischen Kraftstoffverbräuchen.



Abbildung 82 - Anteil der Betriebsmodi amAbbildung 83 - Anteil der Betriebsmodi amGesamtfahrzyklus im ReferenzsystemGesamtfahrzyklusbeieinemElektrifizierungsgrad von $X_{el} = 0,7$

Abbildung 82 zeigt die Verteilung der verschiedenen Betriebsmodi während des gesamten Fahrzyklus im Referenzsystem. 40 % der gesamten Zeit wird das Fahrzeug rein elektrisch angetrieben und 45 % der Fahrzeit wird hybridisch gefahren. Es erfolgt eine Lastanhebung des Verbrennungsmotors, um die Energie, die während des elektrischen Fahrens aus der Traktionsbatterie entnommen wird, wieder einzuspeichern. Verbrennungsmotorisches Fahren mit Lastpunktabsenkung kommt nahezu nicht vor. Abbildung 83 zeigt die Verteilung der Betriebsmodi bei der energetisch optimalen Elektrifizierung von $X_{el} = 0.7$. Durch die steigende Elektrifizierung sinkt der Zeitanteil, in dem rein elektrisch gefahren wird. Der Anteil hybridischen Fahrens nimmt zu. So stellt mit einem Anteil von 57 % für Lastpunktanhebung und 4 % für Lastpunktabsenkung hybridisches Fahren mit insgesamt 61 % den dominanten Anteil. 8 % der Zeit wird der Verbrennungsmotor ohne Lastpunktverschiebung genutzt. Aus der Veränderung in der Betriebsart des Antriebs lässt sich ableiten, dass durch die Verschiebung der Betriebspunkte im Verbrennungsmotor in Richtung höherer Wirkungsgrade hybridisches sowie rein verbrennungsmotorisches Fahren in einem System mit hohem Elektrifizierungsgrad energetisch günstiger ist als im Referenzsystem. Durch die vermehrte Nutzung des Verbrennungsmotors kommt es zusätzlich zum Effekt der Kennfeld-Stauchung durch das Downsizing zu einer erhöhten Leistungsanforderung an den Verbrennungsmotor, da auch Fahrsituationen mit hoher Fahrleistung durch den Verbrennungsmotor realisiert werden. Dieser durch die Betriebsstrategie motivierte Effekt führt zu einem zusätzlichen Anstieg des durchschnittlichen Wirkungsgrads des Verbrennungsmotors und trägt somit zu einer Reduzierung des Gesamtkraftstoffs bei. Der Anstieg des Anteils hybridischen Fahrens mit Lastpunktanhebung von 44 % auf 57 % lässt auf einen gesteigerten Wirkungsgrad der Lastpunktanhebung im skalierten System schließen. Dadurch wird dieser Betriebsmodus häufiger eingesetzt als es im Referenzsystem der Fall war, was wiederum einen wirkungsgradsteigernden Effekt hat.

5.2 Miller-Anwendung

Das Miller-Brennverfahren bietet durch ein frühes Schließen des Einlassventils verschiedene thermodynamische Vorteile insbesondere für aufgeladene Verbrennungsmotoren (vgl. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 99-100)). Bei aufgeladenen Ottomotoren kommt es wegen der hohen Leistungsdichte zu hohen Abgastemperaturen, welche gegebenenfalls durch wirkungsgradmindernde Kraftstoffanreicherung abgesenkt werden müssen, um die Turbine des Aufladeaggregats vor übermäßiger thermischer Belastung zu schützen. Desweiteren weisen aufgeladene Ottomotoren bei geringen bis mittleren Drehzahlen und hohen Lasten über der Saugvolllast einen ausgeprägten klopfbegrenzten Bereich auf. In diesem Bereich wird zur Minimierung der Klopfneigung der Zündzeitpunkt in Richtung spät verschoben, sodass ein wirkungsgradoptimaler Betrieb des Motors nicht mehr möglich ist. Durch das frühe Schließen des Einlassventils vor dem unteren Totpunkt kommt es in Folge der anschließenden Expansion der Füllung zu einem Kühleffekt, sodass die Kompressionsendtemperatur abgesenkt wird. Diese Temperaturreduzierung wirkt sich positiv sowohl auf die Klopfneigung als auch auf die Abgastemperatur aus, sodass eine Verstellung der Zündung hin zu wirkungsgradbesseren Zeitpunkten sowie eine Minimierung der Kraftstoffanreicherung im Bereich der Nennleistung ermöglicht wird. Desweiteren kann das Verdichtungsverhältnis angehoben werden, was sich positiv auf den thermischen Wirkungsgrad des Kreisprozesses im gesamten Kreisprozess auswirkt. Um das Miller-Verfahren anwenden zu können, ist ein leistungsstarkes Aufladeaggregat erforderlich, welches den bewusst in Kauf genommene verschlechterten Ladungswechsel durch einen hohen Ladedruck zu kompensieren vermag. (Merker, Schwarz und Teichmann 2012, S. 99-117)

5.2.1 Modellbildung

Mithilfe des in Kapitel 3.2 beschriebenen Modell des Verbrennungsmotors wurde ein Miller-Verfahren implementiert, welches an das Brennverfahren aus (Demmelbauer u. a. 2018) angelehnt ist. Folgende Randbedingungen wurden dabei definiert:

Parameter	Betriebsgrenze	Einheit
Abgastemperatur T ₃	950	°C
Klopfintegral	< Klopfintegral (Referenzsystem)	-
Zylinderspitzendruck pmax	100	bar

Tabelle 9 - Randbedingungen für das Miller-Verfahren

Die in Tabelle 9 definierten Randbedingungen stellen sicher, dass die Betriebsgrenzen des als Basis dienenden Verbrennungsmotors eingehalten werden. Die Abgastemperaturgrenze und die Grenze des maximalen Zylinderdrucks stellen direkte thermische und mechanische Belastungsgrenzen dar. Sie dienen dem Bauteilschutz. Mit dem Klopfintegral, welches für jeden Betriebspunkt des Miller-Motors maximal auf dem Level des Referenzmotors liegen soll, wird sichergestellt, dass die Klopfneigung des Referenzmotors beibehalten wird. Das Verdichtungsverhältnis wurde von $\varepsilon_{\text{Basis}} = 10$ auf $\varepsilon_{\text{Miller}} = 13$ angehoben. Aufgrund der reduzierten Füllung infolge der veränderten Steuerzeiten des Miller-Verfahrens wird der Ladedruck im Vergleich zum Basis-Motor angehoben. Das dafür notwendige Aufladdeaggregat wurde durch Anhebung des Verdichter- und Turbinenwirkungsgrads des Basismotors modelliert. Für den um das Miller-Verfahren erweiterte Verbrennungsmotor ergibt sich das in Abbildung 84 dargestellte Kennfeld der relativen Wirkungsgraddifferenz zum Basismotor. Die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses bewirkt nahezu im gesamten Kennfeld eine Verbesserung des effektiven Wirkungsgrads. Im Nennleistungsbereich kann durch die Reduzierung der Anreicherung eine zusätzliche Wirkungsoptimierung erreicht werden. Im Bereich des Eckmoments erweist sich das Miller-Verfahren als nachteilig. Hier bewirkt der im Vergleich zum Referenzsystem geringere Liefergrad einen Kraftstoffmehrverbrauch. Wegen des erhöhten Ladedruckbedarfs bei hoher Motorlast infolge des reduzierten Liefergrads, wird ab einem Mitteldruck von $p_{me,Miller,max} = 20$ bar der maximal zulässige Zylinderdruck überschritten, sodass die Volllastlinie im Vergleich zum Referenzsystem abgesenkt wurde. Um die Systemleistung sowie die Systemvolllastlinie konstant 149

zu halten, wurde die elektrische Maschine mittels der in Kapitel 5.1.2 vorgestellten Skalierungsregeln skaliert.





Wirkungsgraddifferenz des Verbrennungsmotors mit Miller-Verfahren und des Gesamtsystems bezogen auf den Basismotor

Abbildung 84 - Kennfeld der relativen Abbildung 85 - Drehmoment und Leistung des Verbrennungsmotors mit Miller-Verfahren

5.2.2 Ergebnisse

Abbildung 86 zeigt den relativen, auf das Basissystem bezogenen Gesamtkraftstoffverbrauch im Zertifizierungszyklus der WLTP. Der Kraftstoffverbrauch wurde auf dieselbe Art und Weise wie in Kapitel 5.1 um die aus der Batterie entnommenen Energiemenge korrigiert.



Abbildung 86 - Kohlendioxidausstoß des Systems mit Miller-Steuerzeiten im WLTC im Vergleich zum Referenzsystem

Durch den Einsatz eines im Miller-Verfahren arbeitenden Verbrennungsmotors in einem elektrohybriden Antriebsstrang können der Gesamtkraftstoffverbrauch und damit korrespondierend die Kohlendioxidemissionen im WLTC um 6 % gesenkt werden. Der Verbrauchsvorteil, der durch den Miller-Motor erreicht wird, lässt sich unter anderem durch eine signifikante Anhebung des verbrennungsmotorischen Wirkungsgrads erklären.



Abbildung 87 - Betriebspunktverteilung des Verbrennungsmotors im System mit Miller-Motor

In Abbildung 87 ist die Betriebspunktverteilung im Differenzwirkungsgradkennfeld des Miller-Systems dargestellt. Es zeigt sich, dass die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors zum größten Teil in dem Bereich höherer effektiver Wirkungsgrade infolge des alternativen Brennverfahrens liegen. Lediglich wenige Betriebspunkte liegen im energetisch nachteiligen Bereich des des Eckmoments. durchschnittliche Betriebspunkt Der Miller-Motors liegt mit $\overline{n}_{M,Miller} = 1511 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me,Miller} = 1,94$ bar nahezu deckungsgleich mit dem des Referenzsystems $(\overline{n}_{\text{M.Referenz}} = 1571 \text{ min}^{-1})$ und $p_{me,Referenz} = 1.94$ bar). Der Wirkungsgradzuwachs des Verbrennungsmotors ist demzufolge zusätzlich zum optimierten Brennverfahren auch auf eine Lastpunktverschiebung zurückzuführen. Eine Analyse der Betriebsmodi, wie sie in Abbildung 88 und Abbildung 89 dargestellt ist, zeigt darüber hinaus, dass die Lastpunktverschiebung mit einem Anteil von gut 39 % im Miller-System gut 5 %-Punkte unter dem Anteil des Referenzsystems liegt. Dieses Verhalten ist auf Minimierung des Wirkungsgradunterschieds zwischen Teillast und Kraftstoffoptimum im Miller-Motor zurückzuführen. Das macht eine Lastpunktanhebung energetisch weniger sinnvoll als im Referenzsystem. Der durchschnittliche Energiehub bei den durchgeführten Lastpunktanhebungen steigt jedoch von $\overline{P}_{LPAn,Referenz} = 8,69 \text{ kW}$ im Referenzsystem auf $\overline{P}_{LPAn,Miller} = 11,2$ kW im System mit Miller-Steuerzeiten, sodass bei Durchführung einer Lastpunktanhebung mehr Energie in die Traktionsbatterie eingespeichert wir. Diese steht im weiteren Verlauf für den rein elektrischen Betrieb zur Verfügung. Dieses Verhalten lässt sich im steigenden Anteil rein elektrischen Fahrens von knapp 40 % auf gut 43 % wiedererkennen.



 Abbildung 88 - Antelle der Betriebsmödi des
 Abbildung 89 - Antelle der Betriebsmödi des

 Referenzsystems
 Miller-Systems

Das unterschiedliche Verhalten der Betriebsstrategie lässt sich durch größere Energiehübe in die Batterie bei der Lastpunktanhebung erklären. Für den Vortrieb ist sowohl im Stadtteil als auch im Überlandteil des Fahrzyklus geringe Antriebsleistung notwendig. Die Betriebspunkte im Verbrennungsmotor befinden sich im unteren Teillastbereich. Durch die Wirkungsgradverbesserung im oberen Teillastbereich wird eine Lastpunktanhebung mit größerem Differenzmoment als im Referenzsystem energetisch sinnvoll, sodass in Phasen der Lastpunktanhebung mehr Energie in die Batterie eingespeichert werden kann. Die Häufigkeit der während der Lastpunktanhebung vom Verbrennungsmotor geleistete Mehrleistung ist in Abbildung 90 für das Referenzsystem sowie in Abbildung 91 für das System mit Miller-Steuerzeiten dargestellt. Die Differenzleistung, die für die Lastpunkthebung genutzt wurde, wurde in Leistungsklassen unterteilt und die Häufigkeit der entsprechenden Leistung ermittelt. Eine Leistung der Lastpunktanhebung von $\Delta P_{LPAn} < 10$ kW bedeutet, dass in dieser Gruppe alle 153

Ereignisse mit Lastpunktanhebung mit einer Differenzleistung von $\Delta P_{LPAn} = (5...10)$ kW erfasst wurden. Anschließend wurde die Anzahl in den jeweiligen Klassen integriert und ins Verhältnis zu allen Ereignissen, bei denen Lastpunktanhebung durchgeführt wurde, gesetzt. Im Referenzsystem ist zu erkennen, dass die Lastpunktanhebung mehrheitlich mit geringen Differenzleistungen unter 15 kW durchgeführt wird. In über 75 % aller Ereignisse wird die Lastpunktanhebung mit dieser geringen Differenzleistung durchgeführt. Dementsprechend wird bei diesen Ereignissen wenig elektrische Energie in die Batterie eingespeichert. Dieses Verhalten ist auf den vergleichsweise großen Wirkungsgradunterschied innerhalb des Verbrennungsmotorkennfelds bei einem Drehzahlschnitt zurückzuführen. Dieser führt dazu, dass bereits geringe Differenzleistungen bei der Lastpunktanhebung einen hohen energetischen Nutzen bei geringem Kraftstoffmehrbedarf aufweisen. Im System mit Miller-Steuerzeiten bilden die beiden Klassen mit der geringsten Differenzleistung etwa 65 % aller Ereignisse, bei denen eine Lastpunktanhebung durchgeführt wird, ab. Es kommt im Vergleich zum Referenzsystem zu einer Verschiebung in Richtung höherer Differenzleistungen. So wird im System mit Miller-Verfahren deutlich häufiger eine Lastpunktverschiebung mit einer Differenzleistung von mehr als 20 kW durchgeführt. Diese verbrennungsmotorische Mehrleistung wird entsprechend der Batterie zur Verfügung gestellt, welche im weiteren Verlauf für energetisch vorteilhaftes elektrisches Fahren genutzt werden kann. Das Verhalten des Miller-Systems lässt sich auf den in Abbildung 84 dargestellten Wirkungsgradzuwachs im unteren und mittleren Kennfeldbereich des Verbrennungsmotors zurückführen. Wegen der im Vergleich zum Referenzsystem geringeren Wirkungsgraddifferenz zwischen drehzahl-spezifischem Wirkungsgradbestpunkt und der unteren Teillast wird eine Lastpunktanhebung erst bei größeren Leistungsdifferenzen sinnvoll.



Abbildung 90 - Leistungsverteilung bei Lastpunktverschiebungen im Referenzsystem

Abbildung 91 - Leistungsverteilung bei Lastpunktverschiebungen im System mit Miller-Steuerzeiten

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass eine Wirkungsgradoptimierung im mittleren und oberen Teillastbereich im Kennfeld des Verbrennungsmotors in einem elektro-hybriden Fahrzeugantrieb im Batterieerhaltungsmodus rein elektrisches Fahren begünstigt, da intensivere Lastpunktanhebung betrieben wird. Die vom Verbrennungsmotor aufgebrachte Mehrleistung kann als elektrische Energie im weiteren Verlauf für energetisch vorteilhaftes elektrisches Fahren genutzt werden, was zu einem Anstieg des Systemwirkungsgrads führt.

5.3 Elektro-hybrider Fahrzeugantrieb mit Zylinderabschaltung

Die temporäre Abschaltung einzelner Zylinder bietet durch den damit einhergehenden Effekt einer Anhebung der Last an den befeuerten Zylindern die Möglichkeit, Kraftstoff einzusparen (vgl. (Golloch 2005)). Im Folgenden wird das Potenzial der Zylinderabschaltung in einem elektrohybriden Fahrzeugantrieb untersucht.

5.3.1 Modellbildung

Es wird eine Zylinderabschaltung nach (Hadler u. a. 2010) angewandt. Dabei werden die nicht befeuerten Zylinder sowohl auf der Einlass- als auch auf der Auslassseite durch die Ventile verschlossen. Das Gas innerhalb der nicht befeuerten Zylinder fungiert als Gasfeder. Die Reibung der Kolbenringe sowie in den Lagerstellen im Kolbenbolzen und im Pleuelhauptlager bleibt bei

den nicht befeuerten Zylindern beibehalten. Die Zylinderabschaltung wird über den gesamten Drehzahlbereich und für effektive Mitteldrücke bis $p_{me,ZAS,max} = 8$ bar durchgeführt. Oberhalb dieser Last kann das Aufladeaggregat nicht ausreichend Ladedruck zur Verfügung stellen, um das geforderte Drehmoment mit zwei Zylindern realisieren zu können.

Abbildung 92 zeigt die relative, auf das Basissystem bezogene Wirkungsgraddifferenz im Kennfeld des Verbrennungsmotors. In dem Kennfeldbereich, in der die Zylinderabschaltung aktiv ist, ist ein Anstieg des effektiven Wirkungsgrads um bis zu 10 % zu erkennen. Durch die Zylinderabschaltung kommt es in den beiden befeuerten Zylindern zu einer Anhebung der Last und damit einhergehend zu einem größeren Luftbedarf. So lässt sich die Drosselklappe weiter öffnen, wodurch die Drosselverluste signifikant reduziert werden können. Dieser Effekt macht sich besonders stark bei sehr niedrigen Lasten bemerkbar, sodass hier der Wirkungsgradgewinn besonders hoch ausfällt.



Abbildung 92 - Kennfeld der relativen Wirkungsgraddifferenz des Verbrennungsmotors mit Zylinderabschaltung bezogen auf den Basismotor
5.3.2 Ergebnisse

Abbildung 93 zeigt den relativen Gesamtkraftstoffverbrauch des Systems mit Zylinderabschaltung bezogen auf das Referenzsystem mit dem Basismotor im Batterieerhaltungsmodus für den Zertifizierungszyklus der WLTP. Mit dem Verbrennungsmotor mit Zylinderabschaltung kann ein Verbrauchsvorteil von gut 3 % im Vergleich zum Referenzsystem erreicht werden.



Abbildung 93 - Kohlendioxidausstoß des Systems mit Zylinderabschaltung im WLTC im Vergleich zum Referenzsystem

Die Wirkungsgradsteigerung des Gesamtsystems lässt sich auf eine Verbesserung des Wirkungsgrads durch die Zylinderabschaltung im unteren Lastbereich des Verbrennungsmotors zurückführen, wie in Abbildung 94 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass ein Großteil der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors in dem Kennfeldbereich liegt, in dem aufgrund der höheren zylinderspezifischen Last infolge der Zylinderabschaltung ein deutlicher Wirkungsgradzuwachs im Vergleich zum Referenzsystem vorliegt. Der durchschnittliche Betriebspunkt im System mit Zylinderabschaltung ($\overline{n}_{M,ZAS} = 1583 \text{ min}^{-1}$; $\overline{p}_{me,ZAS} = 1,96 \text{ bar}$) 157

unterscheidet sich nur geringfügig vom im Basissystem ($\overline{n}_{M,Basis} = 1571 \text{ min}^{-1}$; $\overline{p}_{me,Basis} = 1,94 \text{ bar}$), sodass ein Wirkungsgradzuwachs infolge einer Betriebspunktverschiebung als untergeordnetes Phänomen gewertet werden kann.



Abbildung 94 - Betriebspunktverteilung im relativen Verbrauchskennfeld des Systems mit Zylinderabschaltung

Eine Analyse der Betriebsstrategie für das Referenzsystem und das System mit Zylinderabschaltung zeigt, dass die Verteilung der verschiedenen Betriebsmodi im System mit Zylinderabschaltung nur geringfügig verändert wird (vgl. Abbildung 95 und Abbildung 96). So nimmt der Anteil der Lastpunktanhebung von 44 % im Referenzsystem zu 42,2 % im System mit Zylinderabschaltung um knapp 2 %-Punkte ab und die anderen Modi gewinnen etwas an Gewicht. Die grundsätzliche Verteilung bleibt erhalten.





System mit Zylinderabschaltung

Infolge des gesteigerten Wirkungsgrads im unteren Teillastbereich und der damit einhergehenden Reduzierung des Wirkungsgradunterschieds zum kraftstoffoptimalen Betriebspunkt wird eine Lastpunktanhebung energetisch weniger sinnvoll als im Referenzsystem, sodass die Lastpunktanhebung weniger zum Einsatz kommt. Der Zuwachs an rein verbrennungsmotorischem Fahren untermauert diese Analyse. Gleichzeitig steigt der durchschnittliche Leistungshub pro Lastpunktanhebung geringfügig von $\overline{P}_{LPAn,Referenz} = 8,69 \text{ kW}$ auf $\overline{P}_{LPAn,ZAS} = 8,74 \text{ kW}$ an. Demnach wird bei der Lastpunktanhebung eine größere Energiemenge in die Batterie eingespeichert, welche im weiteren Verlauf für elektrisches Fahren zur Verfügung steht, sodass dieser energetisch attraktive Betriebsmodus ebenfalls häufiger realisiert werden kann und zu einem leichten Anstieg des Systemwirkungsgrads beitragen kann.



Abbildung 97 - Verteilung der Betriebsmodi im Basissystem



Abbildung 97 zeigt die Häufigkeit der Leistungsklassen bei der Lastpunktanhebung im Referenzsystem. In Abbildung 98 ist diese Darstellung für das System mit Zylinderabschaltung gezeigt. Im System mit Zylinderabschaltung wird die Klasse mit einer Differenzleistung von $\Delta P_{LPAn} = (5...10) \text{ kW}$ häufiger realisiert, als es im Referenzsystem der Fall ist. Gleichzeitig wird die Leistungsklasse $\Delta P_{LPAn} < 5 \text{ kW}$ seltener genutzt. Dieses Verhalten stützt die zuvor dargestellte Analyse der durchschnittlichen Leistung bei Lastpunktverschiebung im System mit Zylinderabschaltung. Dieser Sachverhalt ist auf den Wirkungsgradzuwachs in der unteren Teillast des Verbrennungsmotors infolge Zylinderabschaltung zurückzuführen. Da der der Wirkungsgradunterschied zwischen der für den Vortrieb notwendigen Teillast und dem drehzahlspezifischen Wirkungsgradbestpunkt absinkt, wird eine Lastpunktverschiebung mit größerer Differenzleistung energetisch sinnvoller als es im Referenzsystem der Fall ist. So werden im System mit Zylinderabschaltung die Leistungsklassen mit einer Differenzleistung bei der Lastpunktverschiebung von $\Delta P_{LPAn} > 15$ kW häufiger genutzt, als es im Referenzsystem der Fall ist. Diese Mehrleistung steht im weiteren Verlauf für wirkungsgradgünstiges elektrisches Fahren zur Verfügung und trägt somit zu einer Anhebung des Systemwirkungsgrades bei.

5.4 Zylinderabschaltung mit Miller-Steuerzeiten

Die beiden Technologiealternativen Miller-Verfahren und Zylinderabschaltung weisen in verschiedenen Bereichen des Motorkennfelds signifikante Kraftstoffreduktionen im Vergleich zum Basissystem auf. Das Miller-Verfahren spielt dabei in Richtung der Nennleistung infolge einer Minimierung der Volllastanreicherung seine Vorteile aus, während der Vorteil insbesondere bei 160

kleinen Drehzahlen und Lasten vergleichsweise gering ausfällt. Die Zylinderabschaltung bietet hier Vorteile.

5.4.1 Modellbildung

Im Folgenden wird eine Kombination dieser beiden Technologien betrachtet. Dafür wurde das Brennverfahren, das in Kapitel 5.2.1 vorgestellt wurde, mit der Zylinderabschaltung aus Kapitel 5.3.1 vereint. Das relative Wirkungsgraddifferenzkennfeld ist in Abbildung 99 dargestellt. Die Kombination aus Miller-Steuerzeiten und Zylinderabschaltung bewirkt vor allem in der unteren Teillast einen Wirkungsgradvorteil im Vergleich zum Miller-Motor. Darüber hinaus wird durch das Miller-Brennverfahren und der damit einhergehenden Notwendigkeit zur Volllastabsenkung (vgl. Kapitel 5.2.1) die Systemleistung durch Anhebung der elektromotorischen Leistung ausgeglichen.



Abbildung 99 - Kennfeld der relativen Wirkungsgraddifferenz des Verbrennungsmotors mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten bezogen auf den Basismotor

5.4.2 Ergebnisse

Abbildung 100 zeigt den relativen Gesamtkraftstoffverbrauch des Systems mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten bezogen auf das Referenzsystem im 161 Batterieerhaltungsmodus für den Zertifizierungszyklus der WLTP. Mit dem Verbrennungsmotor mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten kann ein Verbrauchsvorteil von 9 % im Vergleich zum Referenzsystem erreicht werden.



Abbildung 100 - Kohlendioxidausstoß des Systems mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten im WLTC im Vergleich zum Referenzsystem

Die Wirkungsgradsteigerung des Gesamtsystems lässt sich auf eine Verbesserung des Wirkungsgrads durch die Zylinderabschaltung im unteren Lastbereich des Verbrennungsmotors zurückführen, wie in Abbildung 101 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass ein Großteil der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors in dem Kennfeldbereich liegt, in dem aufgrund der zylinderspezifischen höheren Last infolge der Zylinderabschaltung ein deutlicher Wirkungsgradzuwachs im Vergleich zum Referenzsystem vorliegt. Der durchschnittliche Betriebspunkt im System mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten $(\overline{n}_{M,ZAS+Miller} = 1420 \text{ min}^{-1}; \overline{p}_{me,ZAS} = 1,92 \text{ bar})$ unterscheidet sich geringfügig vom im Basissystem $(\overline{n}_{M,Basis} = 1571 \text{ min}^{-1}; \overline{p}_{me,Basis} = 1,94 \text{ bar})$. Durch die geringere durchschnittliche Drehzahl bei konstantem effektivem Mitteldruck tritt eine geringfügig reduzierte Motorreibung auf, was zu einem Wirkungsgradzuwachs am Verbrennungsmotor führt. Die Betriebspunkte im höheren Lastbereich des Motors weisen infolge des angehobenen Verdichtungsverhältnisses ebenfalls höhere Wirkungsgrade auf als im Referenzsystem, sodass auch in diesem Bereich ein Kraftstoffvorteil realisiert wird. Im Vergleich zum System mit Miller-Steuerzeiten weist das System mit zusätzlicher Zylinderabschaltung darüber hinaus deutlich weniger Betriebspunkte im Bereich des Eckmoments auf, welcher energetisch unvorteilhaft im Vergleich zum Referenzsystem liegt. Dies führt zu einer zusätzlichen Kraftstoffeinsparung.



Abbildung 101 - Betriebspunktverteilung des Verbrennungsmotors mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten

Eine Analyse der Anteile der Hybrid-Betriebsmodi, wie in Abbildung 102 und Abbildung 103 dargestellt, zeigt, dass es im Vergleich zum Referenzsystem eine signifikante Verschiebung der Lastpunktanhebung in Richtung elektrisches Fahren gibt. Liegt der Anteil der Lastpunktanhebung im Referenzsystem bei 44 %, so sinkt dieser Anteil im System mit Zylinderabschaltung und Miller-

Steuerzeiten auf gut 37 %, wohingegen der Anteil elektrischen Fahrens von 39 % im Referenzsystem auf 46 % im Alternativsystem ansteigt. Das System mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten weist darüber hinaus eine leichte Reduzierung des Modus verbrennungsmotorisches Fahren auf und führt in Bezug auf das Referenzsystem häufiger Lastpunktabsenkung durch.



Abbildung 102 - Verteilung der Betriebsmodi im Basissystem Abbildung 103 - Verteilung der Betriebsmodi im System mit Zylinderabschaltung

Durch den reduzierten Wirkungsgradunterschied zwischen der für den Vortrieb notwendigen unteren Teillast sowie dem kraftstoffoptimalen Bereich des Verbrennungsmotors mit Miller-Steuerzeiten und Zylinderabschaltung wird die Lastpunktanhebung im Vergleich zum Referenzsystem energetisch weniger sinnvoll. Wird dann eine Lastpunktanhebung durchgeführt, so wird diese mit $\overline{P}_{LPAn,ZAS+Miller} = 12,84$ kW mit einem deutlich größeren Leistungshub vollzogen als es im Referenzsystem der Fall ist ($\overline{P}_{LPAn,Referenz} = 8,69$ kW). Im System mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten wird demnach pro Lastpunktanhebung eine größere Energiemenge in die Batterie eingespeichert als im Referenzsystem. Diese elektrische Energie steht im weiteren Verlauf für elektrisches Fahren zur Verfügung, was den Gesamtwirkungsgrad des Systems in Summe anhebt.



Abbildung 104 - Verteilung der Betriebsmodi im Basissystem

Abbildung 105 - Verteilung der Betriebsmodi im System mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten

Abbildung 104 zeigt die Häufigkeit der zuvor eingeführten Leistungsklassen bei der Lastpunktanhebung im Verbrennungsmotor für das Referenzsystem. In Abbildung 105 ist diese Verteilung für das System mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten aufgezeigt. Aufgrund der zuvor geschilderten veränderten Wirkungsgraddifferenz bei konstanter Drehzahl im Kennfeld des Verbrennungsmotors mit Zylinderabschaltung und Miller-Kreisprozess wird die Lastpunktanhebung mit größeren Differenzleistungen durchgeführt. So bildet im kombinierten System mit Zylinderabschaltung und Miller-Steuerzeiten die Leistungsklasse $\Delta P_{LPAn} = (5...10)$ kW die am stärksten vertretene Klasse. Darüber hinaus wird die Lastpunktanhebung mit $\Delta P_{LPAn} > 10$ kW häufiger durchgeführt, als es im Referenzsystem der Fall ist. Die größere Differenzleistung während einer Lastpunktanhebung kann im weiteren Verlauf für energetisch attraktives elektrisches Fahren genutzt werden und sorgt somit für einen Anstieg des Systemwirkungsgrads.

6 Zusammenfassung

Elektro-hybride Fahrzeugantriebe weisen durch ihre Architektur hohes Potenzial zur Effizienzsteigerung von Pkw-Antrieben auf und können helfen, die ambitionierten Ziele zur Reduktion des Kohlendioxidausstoßes im Verkehrssektor zu erreichen. In der vorliegenden Arbeit wurde ein umfassendes numerisches Modell eines elektro-hybriden Fahrzeugantriebes entwickelt und mithilfe von Versuchen auf Komponenten- und Systemebene experimentell validiert. Das entwickelte Modell beinhaltet dabei ein umfangreiches thermodynamische Modell sowie verschieden-dimensionale thermische Modelle des Verbrennungsmotors. Die elektrische Antriebs wird durch ein kennfeldbasiertes Modell, welches um ein thermisches Einmassenmodell erweitert wurde, beschrieben. Ein Ersatzschaltbildmodell der Traktionsbatterie mitsamt eines thermisches Modells zur Darstellung des thermischen Eigenverhaltens kommt zum Einsatz. Eine ECMS-Betriebsstrategie steuert die beiden Antriebsaggregate hinsichtlich einer optimalen Kraftstoffausnutzung. Das Abgasreinigungssystem wurde mithilfe eines Kennfeldansatzes modelliert. Für den die Energieeffizienz repräsentierenden Kraftstoffverbrauch konnte in Straßenversuchen eine Modellgenauigkeit von knapp 95 % nachgewiesen werden.

Das Modell wird genutzt, um verschiedene Technologien hinsichtlich ihrer Energieeffizienz zu bewerten. Eine Variation des Elektrifizierungsgrades durch Skalierung des Verbrennungsmotors und einer dazu angepassten Skalierung der elektrischen Antriebsmaschine unter Beibehaltung der Systemleistung zeigt, dass eine steigende Elektrifizierung, das heißt eine Verschiebung der Antriebsleistung in Richtung elektrischer Maschine, ein Potenzial zur Kraftstoffminimierung von 14 % im WLTC aufweist. Dies ist im Wesentlichen auf die durch Downsizing beruhende Anhebung des durchschnittlichen Wirkungsgrads des Verbrennungsmotors zurückzuführen. Der Einsatz eines alternativen Brennverfahrens mit Miller-Steuerzeiten und einer damit verbundenen Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses bewirkt eine Kraftstoffreduktion von gut 6 % im Vergleich zum Basissystem. Als weitere Technologiealternative wurde eine Zylinderabschaltung implementiert, welche eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von 3 % ermöglicht. Eine Kombination dieser beiden Technologien bewirkt eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von 9 % im Vergleich zum Referenzsystem.

Das vorliegende Modell kann weiterführend genutzt werden. Die umfangreiche Modellierung des thermischen Systemverhaltens kann beispielsweise dahingehend eingesetzt werden, um ein optimiertes Thermomanagement, etwa durch Einsatz einer elektrischen Wärmepumpe, zu applizieren. Weitere Anwendungen wären etwa eine Optimierung der Betriebsstrategie sowie der Einsatz weiterer Technologiebausteine am Verbrennungsmotor, wie etwa die Vorkammerzündung oder eine Kombination aus Miller- und Atkinson-Steuerzeiten. Der Einsatz biogener oder strombasierter Kraftstoffe mit veränderten Kraftstoffeigenschaften bis hin zu Wasserstoff als Energieträger in einem elektro-hybriden Fahrzeugantrieb wäre ebenfalls denkbar, um nachhaltige, CO₂-neutrale Fahrzeugantriebe darzustellen.

7 Literatur

Abdelli, A.; Le Berr, F.: "Analytical Approach to Model a Saturated Interior Permanent Magnet Synchronous Motor for a Hybrid Electric Vehicle", SAE Technical Paper 2011-01-0347. 2011

Alhanouti, M.; Gießler, M.; Blank, T.; Gauterin, F.: "New Electro-Thermal Battery Pack Model of an Electric Vehicle". in: Energies 9(7). 2016

Ali, M. U.; Kamran, M. A.; Kumar, P. S.: "An Online Data-Driven Model Identification and Adaptive State of Charge Estimation Approach for Lithium-ion-Batteries Using the Lagrange Multiplier Method" in: Energies 11(11). 2018

Baar, R.; Biet, C.; Boxberger, V.; Mai, H.; Zimmermann, R.: "New Evaluation of Turbocharger Components Based on Turbine Outlet Temperature Measurements in Adiabatic Conditions". ISROMAC 2015. 2014

Baboselac, I.; Hederić, Ž.; Bensic, T.: "MatLab simulation model for dynamic mode of the Lithium-Ion batteries to power the EV". Technical Journal 11. 2017

Back, M.: "Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen". Dissertation, Karlsruhe, Universitätsverlag. 2006

Baehr, H. D.; Stephan, K.: 2006. Wärme- und Stoffübertragung. 5. Auflage. Berlin: Springer. 2006

Balazs, A.: "Optimierte Auslegung von ottomotorischen Hybridantriebssträngen unter realen Fahrbedingungen". Dissertation, RWTH Aachen. 2015

Balenovic, M.: "Modeling and model-based control of a three-way catalytic converter". Dissertation, Technische Universität Eindhoven. 2002

Bargende, M.: "Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren". Dissertation, TU Darmstadt. 1991

van Basshuysen, R.: "Ottomotor mit Direkteinspritzung". 3. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg. 2013

Baulch, D. L.; Cobos, C. J.; Cox, R. A.; Esser, C.; u. a.: "Evaluated Kinetic Data for Combustion Modelling". in: Journal of Physical and Chemical Reference Data 21(3). 1992

Beichtbuchner, A.: "Vorausberechnung von Reibung und Kraftstoffverbrauch im Motorwarmlauf". Dissertation, Technischer Universität Graz. 2008

Bellman, R. E.: "Dynamic Programming". Dissertation, Princeton University Press. 1957

Bertsekas, D. P.: "Dynamic programming and optimal control". 3. Auflage. Belmont. 2007

Blanco, C.; Sanchez, L.; Gonzales, M.; Anton, J. C.; u. a.: "An Equivalent Circuit Model With Variable Effective Capacity for LiFePO Batteries". in: IEEE Transactions on Vehicular Technology 63(8). 2014

Blizard, N. C., Keck, J. C.: "Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines". SAE Technical Paper 740191. 1974

Blodig, S. M.: "Warmlauf des Verbrennungsmotors im Hybridfahrzeug". Dissertation, Technische Universität München. 2011

von Böckh, P.; Wetzel, T.: "Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis". 4. Auflage. Springer Verlag, Karlsruhe. 2011

Bowman, C. T.: "Kinetics of Pollutant ans Destruction in Combustion". in: Prog. Energy Combustion Science Vol. 1., 1975

Bruen, T.; Marco, J.: "Modelling and experimental evaluation of parallel connected lithium ion cells for an electric vehicle battery system". in: Journal of Power Sources 310: 91-101. 2016

Chen, M.; Aleixo, J.; Williams, S.; Leprince, T.; Yong, Y.: "CFD Modelling of 3-Way Catalytic Converters with Detailed Catalytic Surface Reaction Mechanism". SAE Technical Paper 2004-01-0148. 2004

Chen, S. K.; Flynn, P. F.: "Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine". SAE Technical Paper 1965-02-01. 1965

Cheng, J.: "Wirkungsgradoptimales ottomotorisches Konzept für einen Hybridantriebsstrang". Dissertation, Universität Stuttgart, Springer-Verlag. 2019

Cheng, Y.; Moo, C.-S.: "Enhanced Coulomb Counting Method for Estimating State-of-Charge and State-of-Health of Lithium-ion Batteries". in: Journal of Applied Energy. 2009 169 Chmela, F.: "Die Vorausberechnung des Brennverlaufs von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf der Basis des Einspritzverlaufs". in: Motorentechnische Zeitschrift (MTZ) 59 (7/8). 1998

Chmela, F.; Orthaber, G.: "Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion", SAE Technical Paper 1999-03-01. 1999

Colburn, A. P.: "A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction". in: International Journal of Heat and Mass Transfer 7(12). 1964

Damasky, J.:. "Transformation einer Schlüsselbranche: Herausforderungen für die Automobilindustrie". https://www.oemundlieferant.de/transformation-einer-schluesselbrancheherausforderungen-fuer-die-automobilindustrie/ (zuletzt besucht: 22. April 2021; zuletzt aktualisiert: 2020).

Demmelbauer, W.; Theobald, J; Worm, J; Scheller, P.: "Der neue 1,51 EA211 TGI evo -Volkswagen gibt e-gas". In 39. Internationales Wiener Motorensymposium. 2018

Doyle, M.; Fuller, T. F.; Newman, J.: 1993. "Modeling of Galvanostatic Charge and Discharge of the Lithium/Polymer/Insertion Cell". in: Journal of The Electrochemical Society 140(6). 1993

Doyle, M.; Fuller, T. F.; Newman, J.: "Simulation and optimization of the dual lithium ion insertion cell". in: Journal of The Electrochemical Society, 1994

Duclos, J. M.; Veynante, D; Poinsot, T.: "A comparison of flamelet models for premixed turbulent combustion". in: Combustion and Flame 95(1): 1993

Dümke, A.; Lampe, K.; Machon, W.; Milde, H.; u. a.: "Friedrich Tabellenbuch - Elektrotechnik/Elektronik". 10. Auflage, Westermann Verlag. 2020

Europäische Komission: "CO2-Emissionen von Autos: Zahlen und Fakten". https://www.europarl.europa.eu/news/de/headlines/society/20190313STO31218/co2-emissionen-von-autos-zahlen-und-fakten-infografik (zuletzt besucht: 22. Februar 2021; zuletzt aktualisiert: 2019).

European Comission.: "Proposal for a REGULATION OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL Establishing the Framework for Achieving Climate Neutrality and 170 Amending Regulation (EU) 2018/1999 (European Climate Law)". https://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?uri=CELEX:52020PC0080 (zuletzt besucht: 22. April 2021; zuletzt aktualisiert: 2020).

Falk, C. D.; Mooney, J. J.: 1980. "Three-Way Conversion Catalysts: Effect of Closed-Loop Feed-Back Control and Other Parameters on Catalyst Efficiency". SAE Technical Paper 800462. 1980

Fieger, J.: "Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs beim Ottomotor". Dissertation, Technische Universität München. 1980

Fischer, G.: "Abschlussbericht: Reibmitteldruck - Ottomotor - Ermittlung einer Formel zur Vorausberechnung des Reibmitteldrucks von Ottomotoren". Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV), Frankfurt, 1999

Förster, H. J.: "Automatische Fahrzeuggetriebe". Springer Vieweg Verlag, Heidelberg. 1991

Ghebru, D.: "Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug". Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe. 2014

Gnielinski, V.: "Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen". in Forsch. Ing.-Wes. (41). 1975

Golloch, R.: "Downsizing bei Verbrennungsmotoren". Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg. 2005

Görke, D.: "Untersuchungen zur kraftstoffoptimalen Betriebsweise von Parallelhybridfahrzeugen und darauf basierende Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien". Dissertation, Universität Stuttgart. 2015

Gröber, H.; Erk, S.; Grigull, U.: "Die Grundlagen der Wärme- und Stoffübertragung". Springer Verlag, Heidelberg, Berlin, Göttingen. 1963

von Grundherr zu Altenthan und Weiyerhaus, J.: "Ableitung einer heuristischen Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug aus einer Online-Optimierung". Dissertation, Technische Universität München. 2010

Guzella, L.; Sciarretta, A.: "Vehicle Propulsion Systems - Introduction to Modeling and

171

Optimization". 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg. 2007

Hadler, J.; Neußer, H.-J.; Szengel, R.; Middendorf, H.; Theobald, J.; u. a.: "Der neue TSI". In 31. Internationales Wiener Motorensymposium. 2010

Haefner, G.; Pattas, K.: "Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung". in Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 34(12). 1973

Hann, S.; Grill, M.; Bargende, M.: "Laminare Flammengeschwindigkeit Abmagerung und Hochlast-Abgasrückführung in der Motorsimulation". in: Motorentechnische Zeitschrift (MTZ), (79), 2018

Hann, S.; Urban, L.; Grill, M; Bargende, M.: "Influence of Binary CNG Substitute Composition on the Prediction of Burn Rate, Engine Knock and Cycle-to-Cycle Variations". SAE Technical Paper 2017-03-28. 2017

Harmsen, J. M. A.: "Kinetic modelling of the dynamic behaviour of an automotive three-way catalyst under cold-start conditions". Dissertation, Technische Universität Eindhoven. 2001

Harrington, J. A.; Shishu, R.C.: 1973. "A Single-Cylinder Engine Study of the Effects of Fuel Type, Fuel Stoichiometry, and Hidrogen-to-Carbon Ratio and CO, NO and HC Exhaust Emissions". SAE Technical Paper 730476. 1973

Haupt, C.: "Ein multiphysikalisches Simulationsmodell zur Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten im Kraftfahrzeug". Dissertation, Technische Universität München. 2013

Hegazy, O.; Barrero, R.; Mierlo, J.; Lataire, P.; Omar, N.; Coosemans, T.: "An Advanced Power Electronics Interface for Electric Vehicles Applications". in: IEEE Transactions on Power Electronics 28(12). 2013

Herwig, H.: "Wärmeübertragung A-Z: Systematische und ausführliche Erläuterungen wichtiger Größen und Konzepte". Springer Verlag, Berlin. 2000.

Hettel, M.; Wörner, M.; Deutschmann, O.: "Computational Fluid Dynamics of Catalytic Reactors". In Handbook of Materials Modeling, Spinger Verlag. 2018 Heywood, J. B.: "Internal Combustion Engine Fundamentals". 2. Auflage, McGraw-Hill, New York. 2018

Hinz, H. 2019. "Comparison of Lithium-Ion Battery Models for Simulating Storage Systems in Distributed Power Generation". in: MPDI Inventions. Volume 4, Issue 3. 2019

Hofmann, P.: "Hybridfahrzeuge". Springer Verlag, Wien. 2010

Hohenberg, G.; Indra, F.: "Theorie und Praxis des Hybridantriebs am Beispiel Lexus RX 400 h". in: 27. Internationales Wiener Motorensymposium. 2006

Hohenberg, G. F.: "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations". SAE Technical Paper 790825. 1979

Huber, K.: "Der Wärmeübergang schnelllaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren". Dissertation, Technische Universität München. 1990

Huß, M.: "Übertragung von Motoreigenschaften mithilfe charakteristischer Skalierfunktionen zur Simulation verschiedener Varianten von Ottomotoren". Dissertation, Technische Universität München. 2013

Idel'chik, I. E.: "Handbook of Hydraulic Resistance". Begell House Inc., New York. 1996

Incropera, F. P.; DeWitt, D. P.: "Introduction to Heat Transfer". John Wiley & Sons Inc., 2002

Ismail, A.; Gorbonosov, E.: "Machbarkeit geprüft, Technologie bewertet". https://www.etas.com/data/RealTimes_2014/rt_2014_1_42_de.pdf; zuletzt besucht: 4. Februar 2021; zuletzt aktualisiert: 2014

Jander, B.: "Einfluss des Elektrifizierungsgrades auf den CO2-Ausstoß elektro-hybrider Fahrzeugantriebe". in: Spannungsfeld - Fahrzeugantriebe - Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar, Universitätsverlag der TU Berlin. 2020

Jossen, A.; Weydanz, W.: "Moderne Akkumulatoren richtig einsetzen". 2. Auflage, MatrixMedia Verlag. 2019

Keil, P.; Jossen, A.: "Aufbau und Parametrierung von Batteriemodellen". in: 19. Design & Elektronik-Entwicklerforum, München. 2012

Kim, J.; Cho, B. H.: "State-of-Charge Estimation and State-of-Health Prediction of a Li-Ion Degraded Battery Based on an EKF Combined With a Per-Unit System". in: IEEE Transactions on Vehicular Technology 60(9). 2011

Kleimaier, A.: "Optimale Betriebsführung von Hybridfahrzeugen". Dissertation, Technische Universität München. 2003

Kolesa, K.: "Einfluss hoher Wandtemperaturen auf das Betriebsverhalten und insbesondere auf den Wärmeübergang direkteinspritzende Dieselmotoren". Dissertation, Technische Universität München. 1987

Kraus, E.: "Simulation der vorgemischten Verbrennung in einem realen Motor mit dem Level-Set-Ansatz". Dissertation, Eberhard-Karls-Universität zu Tübingen. 2007

Kuznik, A.; Negüs, F.; Kelich, V.; Thielen, M. A.; Wenz, E.; Wouters. C.: "Abschlussbericht: ICE2025+: Ultimate System Eficiency - Ausnutzung der Grenzen der Effizienz von Ottomotoren in einem optimierten Hybrid-Antriebsstrang zur Minimierung der Treibhausgasemissionen". Forschungsvereinigung Verbrennungsmotoren (FVV), Frankfurt am Main. 2021

Lavoie, G.E.; Heywood, J. B.; Keck; J.: "Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines". in: Combustion Science and Technology 1(4). 1970

Le Berr, F.; Abdelli, A.; Postariu, D.-M.; Benlamine, R.: "Design and Optimization of Future Hybrid and Electric Propulsion Systems: An Advanced Tool Integrated in a Complete Workflow to Study Electric Devices". in: Oil & Gas Science and Technology (67). 2012

Lehrmann, C., Dreger, U.; Lienesch, F.: "Wirkungsgradbestimmung an elektrischen Maschinen -Gegenüberstellung und Optimierung verschiedener Verfahren". in: Technologie Energieeffizienz. 2010

Lichtarowicz, A.; Duggins, R. K.; Markland, E.: "Discharge Coefficients for Imcompressible Non Cavitating Flow Through Long Orifices". in: Journal of Mechanical Engineering Science (Vol. 7). 1965

Lu, L.; Han, X.; Li, J.; Hua, J.; Ouyang, M.: "A review on the key issues for lithium-ion battery management in electric vehicles". in: Journal of Power Sources 226. 2013

Ma, S.; Jiang, M.; Tao, P.; Song, C.; u.a.: "Temperature effect and thermal impact in lithium-ion batteries: A review". in: Progress in Natural Science: Materials International 28(6). 2018

Maassen, F.; Zima, S.: "Tribologie". In Handbuch Verbrennungsmotor, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden. 2014

Mahmoudi, A.; Soong, W.; Pellegrino, G.; Armando, E.: "Loss Function Modeling of Efficiency Maps of Electrical Machines". in: IEEE Transactions on Industry Applications, Volume 53, Issue 5. 2017

Mathew, M.; Kong, Q. H.; McGrory, J.; Fowler, M.; 2017. "Simulation of lithium ion battery replacement in a battery pack for application in electric vehicles". in: Journal of Power Sources 349. 2017

Matthess, N.; Schweich, D.; Martin, B.; Castagna, F.: "From Light-Off Curves to Kinetic Rate Expressions for Three-Way Catalysts". in: Topics in Catalysis . 2001

McBride, B.; Zehe, M.; Gordon, S.: "NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species". 2002

Meinert, H.; Senger, T.; Wiebking, N.; Diegelmann, C.:. 2015. "Die Plug-in-Hybridtechnologie im neuen BMW X5 eDrive". in: Motorentechnische Zeitschrift (MTZ) 76(05/2015). 2015

Merker, G.; Schwarz, C.; Teichmann, R.: 2012. "Grundlagen Verbrennungsmotoren". 6. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden. 2012

Michel, F.: "Tumble (dynamique des fluides)". https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Tumble.svg, zuletzt besucht: 4. März 2021; zuletzt aktualisiert: 2009

Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: "Dynamik der Kraftfahrzeuge". Springer Fachmedien, Wiesbaden. 2014

Montreuil, C. N., Williams, S.C.; und A. A. Adamczyk, A. A.: "Modelling current generation catalytic converters: laborotory experiments and kinetic parameter optimization-steady state kinetics". SAE Technical Paper 920096. 1992

Morel, T.; Rackmil, C.; Keribar, R.; Jennings, M.: "Model for Heat Transfer and Combustion In Spark Ignited Engines and its Comparison with Experiments". SAE Technical Paper 880198. 1988

Moskaleva, L.V; Xia, W. S.; Lin, M. C.: "The CH+N2 reaction over the ground electronic doublet Potential energy surface: a detailed transition state search". in: Chemical Physics Letters 331(2). 2000

Newton, I.: 1701. "Scala graduum Caloris. Calorum Descriptiones & signa". Philosophical Transactions 22(270). 1701

Oberg, H. J.: "Die Darstellung des Brennverlaufes eines schnellaufenden Dieselmotors durch zwei überlagerte Vibe-Funktionen". Dissertation, Teschnische Universität Braunschweig. 1976

Oechslen, S.: "Thermische Modellierung elektrischer Hochleistungsantriebe". Dissertation, Universität Stuttgart. 2018

Pals, C. R.; Newman, J.: "Thermal Modeling of the Lithium/Polymer Battery: II. Temperature Profiles in a Cell Stack". in: Journal of The Electrochemical Society 142(10). 1995

Peters, N.:. "Turbulent Combustion". Cambridge University Press. 2000

Piller, S., Perrin, M.; Jossen, A.: "Methods for state-of-charge determination and their applications". in: Journal of Power Sources 96(1): 2001

Pischinger, S.; Genender, P.; Klopstein, S.; Hemkemeyer, D.: "Aufgaben beim Thermomanagement von Hybrid- und Elektrofahrzeugen". in: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 116(4). 2014

Poinsot, T.; Veynante, D.: "Theoretical and Numerical Combustion". in: Prog. Energy Combust. Sci. 28. 2005

Rahmoun, A.; Biechl, H.: "Parameters identification of equivalent circuit diagrams for li-ion batteries". in: 11th International Symposium PÄRNU. 2012

Reif, K.: "Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe". 1. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010a

Reif, K. (Hrsg.): "Kraftfahrzeug- Hybridantriebe". Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden. 2010c 176

Reif, K. (Hrsg.): "Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik". Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden. 2017

Reulein, C.: "Simulation des instationären Warmlaufverhaltens von Verbrennungsmotoren". Dissertation, Technische Universität München. 1998

Rhodes, D. B.; Keck., J. C. 1985. "Laminar burning speed measurements of indolene-air-diluent mixtures at high pressures and temperatures". SAE Technical Paper 850047. 1985

SAE International. "Hybrid Electric Vehicle (HEV) & Electric Vehicle (EV) Terminology". 2008

Saldaña, G.; Martin, J.; Inmaculada, Z.; Asensio F.; Onederra, O.: "Analysis of the Current Electric Battery Models for Electric Vehicle Simulation". in: Energies 12: 2750. 2019

Savic, B.; Xunan, G.; Baar, R.:. 2019. "Turbocharger Heat Transfer Determination with a Power Based Phenomenological Approach and a CHT Validation". in: ASME Journal of Turbomachinery. 2019

Savic, B., Zimmermann, R.; Baar, R.; Jander, B.: "New Phenomenological and Power-Based Approach for Determining the Heat Flows of a Turbocharger Directly From Hot Gas Test Data". in: Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, Stockholm. 2017

Schade, H.; Kunz, E.: "Strömungslehre". 2. Auflage, de Gruyter, Berlin. 1986

Schreiner, K. 1993. "Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei Hochleistungsdieselmotoren". in Motorentechnischer Zeitschrift (MTZ) (54). 1993

Schwarz, C.: "Simulation des transienten Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren". Dissertation, Technische Universität München. 1993

Schwarzmeier, M.: "Der Einfluss des Arbeitsprozessverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren". Dissertation, Technische Universität München. 1992

Serrao, L.; Onori, S.; Rizzoni, G.: 2011. "A Comparative Analysis of Energy Management Strategies for Hybrid Electric Vehicles". in: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 2011 177 Pang, S.; J. Farrell, J.; Du, J.; Barth, M.: "Battery state-of-charge estimation". In Proceedings of the 2001 American Control Conference. 2001

Sittig, A.: 2013. "Optimierung und Applikation von Betriebsstrategien in Hybridfahrzeugen". Dissertation, Technische Universität München. 2013

Spalding, D. B.: "Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames". in: Symposium (International) on Combustion 13(1). 1971

Spring, E.: "Elektische Maschinen - Ein Einführung". Springer Lehrbuch. 2009

Steffen, H.; Bausch, H.: . "Elektrotechnik". 6. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden. 2007

Töpler, F.: "Optimierung von Hybridbetriebsstrategien mit elektronischem Horizont". In VDE-Kongress 2010, Leipzig. 2010

Tremblay, O.; Dessaint, L.; Dekkiche, A.: "A Generic Battery Model for the Dynamic Simulation of Hybrid Electric Vehicles". in: Proceedings of the 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. 2007

Umweltbundesamt. 2016. "Grenzwerte für Schadstoffemissionen von PKW". Grenzwerte für Schadstoffemissionen von PKW". auf: www.umweltbundesamt.de/ themen/verkehrlaerm/emissionsstandards/pkw-leichte-nutzfahrzeuge; letzter Aufruf: 19.05.2021; letzte Aktualisierung: August 2016

Unterguggenberger, P.; SSalbrechter, S.; Jauk, T.; Wimmer, A.: "Herausforderungen bei der Entwicklung von Motorwarmlaufmodellen". in: Straßenverkehrstechnik. 2012

Vibe, I. I.: "Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren". VEB Verlag Technik, Berlin. 1970

Vogel, C.: "Einfluss von Wandablagerungen auf den Wärmeübergang im Verbrennungsmotor". Dissertation, Technische Universität München. 1995

Voltz, S. E.; Morgan, C. R.; Liederman, D.; Jacob, S. M.: "Kinetic Study of Carbon Monoxide and Propylene Oxidation on Platinum Catalysts". in: Ind. Eng. Chem. Prod. Res. Develop., 12(4). 1973

178

Wang, D.; Bao, Y.; Shi, J.:. "Online Lithium-Ion Battery Internal Resistance Measurement Application in State-of-Charge Estimation Using the Extended Kalman Filter". in: Energies, 10(9). 2017

Wehinger, G.: "Particle-resolved CFD simulations of catalytic flow reactors". Dissertation, Technische Universität Berlin. 2016

Wenig, M.; Grill, M.; Bargende, M.: "A New Approach for Modeling Cycle-to-Cycle Variations within the Framework of a Real Working-Process Simulation". SAE Technical Paper 2013-01-1315. 2013

Wilde, A.: "Eine modulare Funktionsarchitektur für adaptives und vorausschauen- des Energiemanagement in Hybridfahrzeugen". Dissertation, Technische Universität München. 2009

Woschni, G.: "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine". SAE Technical Paper 670931. 1967

Woschni, G.; Csallner, P.: 1981. "Abschlussbericht: Wärmeübergang und Brennverlauf im Ottomotor". Forschungsvereinigung Verbrennungsmotoren e.V., Frankfurt. 1981

Woschni, G.; Zeilinger, K.; Neugebauer, S.: "Das instationäre Betriebsverhalten von Ottomotoren
experimentelle Erfassung und rechnerische Simulation". in: Motorentechnische Zeitschrift (MTZ) 60. 1999

Yuan, S.; Wu, H.; Ma, X.; Yin, C.: "Stability Analysis for Li-Ion Battery Model Parameters and State of Charge Estimation by Measurement Uncertainty Consideration". in: Energies 8(8). 2015

Zapf, H: "Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels in Viertakt-Dieselmotoren". in: Motorentechnische Zeitschrift (30). 1969

Zehe, M.; Gordon, S.; McBride, B.: 2002. "CAP: A Computer Code for Generating Tabular Thermodynamic Functions from NASA Lewis Coefficients". 2002

Zeldovich, Y. B.: "The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions". Selected Works of Yakov Borisovich Zeldovich Volume 1. 1946

Zhu, T.; Min, H.; Yu, Y.; Zhao, Z.: "An Optimized Energy Management Strategy for Preheating

Vehicle-Mounted Li-ion Batteries at Subzero Temperatures". in: Energies 10(2). 2017

Ziegler, A.; Habersbrunner, G.: "Hybridkonzept mit Minimaldiesel - Gesamtsystemauslegung von Dieselmotoren und Getrieben in Hybridantriebssträngen mit elektrischen Maschinen im Hinblick auf Schadstoff- und Kostenreduktion". Forschungsvereinigung Verbrennungsmotoren e. V. Frankfurt am Main. 2010

Zimmermann, R.; Biet, C.; Baar, R.: "Experimental Modelling of Adiabatic Turbocharger Conditions to Investigate the Isentropic Turbine Efficiency". in: Journal of Mechanical Engineering Science. 2015

Zimmermann, R.; Biet, C.; Baar, R.: "Determination of the Isentropic Turbine Efficiency Due to Adiabatic Measurements and the Validation of the Conditions Via a New Criterion". in: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2016