



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN



DISSERTATION

Analytische und optimierungsbasierte Untersuchungen zum Energie- und Thermomanagement paralleler Plug-In-Hybridfahrzeuge

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
technischen Wissenschaften (Dr. techn.) unter der Leitung von

Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer

E315, Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, TU Wien

begutachtet von

Prof. Dr. techn. Peter Hofmann

E315, Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, TU Wien

Prof. Dr. techn. Stefan Jakubek

E325, Institut für Mechanik und Mechatronik, TU Wien

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Lukas Engbroks

Matr.-Nr. 1648413

Eisenauer Weg 19, D-70569 Stuttgart



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Analytische und optimierungsbasierte Untersuchungen zum Energie- und Thermomanagement paralleler Plug-In-Hybridfahrzeuge

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Dissertation nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Dissertationsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 13.08.2020

Lukas Engbroks



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

I get by with a little help from my friends.

The Beatles

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand unter der Betreuung von Herrn Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer vom Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien. Die dieser Arbeit zugrunde liegenden Untersuchungen wurden im Bereich Forschung & Entwicklung der Daimler AG in Stuttgart durchgeführt.

Mein besonderer Dank gilt zunächst Herrn Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer, Leiter des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, für die wissenschaftliche Betreuung, die konstruktiven Anregungen sowie für die Förderung dieser Arbeit. Des Weiteren danke ich Herrn Prof. Dr. techn. Peter Hofmann der TU Wien für viele fachliche Diskussionsbeiträge zu entwickelten Lösungsansätzen sowie für die Übernahme des Hauptreferats.

Ferner danke ich Herrn Prof. Dr. techn. Stefan Jakubek für das entgegengebrachte Interesse an der Forschungsarbeit und die Übernahme des Koreferats sowie Herrn Prof. Dr. mont. Paul Heinz Mayrhofer für die Übernahme des Vorsitzes.

Meinen Teamkollegen in der Abteilung RD/PGH der Daimler AG danke ich für die kollegiale Zusammenarbeit, die fachliche und moralische Unterstützung sowie für ein konstruktives Feedback und bereichernde Denkanstöße. Allen voran gilt ein ganz besonderer Dank Herrn Dr.-Ing. Daniel Görke für die unzähligen Diskussionen, die methodischen Anreize und für sein Engagement bei der industrieseitigen Betreuung. Meinem Teamleiter Herrn Stefan Schmiedler danke ich für die Schaffung notwendiger Rahmenbedingungen, den nötigen Freiraum neue Lösungsansätze zu verfolgen und für seine ehrliche und offene Art im kritischen und zielführenden Diskurs. Des Weiteren danke ich Herrn Florian Benz, der durch seine Expertise im Bereich der Betriebsstrategieauslegung, in Verbindung mit dem Interesse für das Thermomanagement von Hybridantrieben, stets ein wichtiger Ansprechpartner war.

Den Mitarbeitern des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der TU Wien danke ich für die messtechnische Ausrüstung des Versuchsträgers, die Unterstützung bei der Durchführung der thermischen Fahrzeugvermessung und der zahlreichen Tests am instituts-eigenen Klimarollenprüfstand sowie für die Bereitstellung von Messdaten, die wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Meinen Doktorandenkollegen Tobias Schürmann, Mario Jungen und Bastian Beyfuss danke ich für die Unterstützung, die vielen fachlichen Diskussionen zu entwickelten Ansätzen und Ergebnissen sowie für die schöne und lehrreiche Zeit.

Abschließend gilt mein großer Dank meiner Familie, die mich während des gesamten Studiums in jeglicher Hinsicht unterstützt hat. Zusätzlich danke ich meinem Bruder Markus Engbroks für das Korrekturlesen der Arbeit. Meiner Freundin Anna und all meinen Freunden danke ich für das Verständnis und den Rückhalt in dieser oft arbeitsintensiven Zeit.

Wien, August 2020

Lukas Engbroks

Kurzfassung

Als Antriebsstrangsteuerung von Hybridfahrzeugen koordiniert die Betriebsstrategie das Zusammenspiel der verschiedenen Energiewandler und trägt auf diese Weise entscheidend zur Ausprägung des Kraftstoffeinsparpotentials bei. Die Auslegung einer solchen Hybridsteuerung auf Basis stationär, betriebswarm vermessener Kennfelder wurde in der Vergangenheit hinreichend untersucht. Mit Blick auf das Nutzungsverhalten im Individualverkehr wird der Kraftstoffverbrauch insbesondere bei Kurzstrecken und in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur maßgeblich durch das Warmlaufverhalten sowie den Energiebedarf zur Innenraumklimatisierung beeinflusst. Die vorliegende Arbeit analysiert den Beitrag einer optimalen Auslegung der Betriebsstrategie im Warmlauf auf die Steigerung der Gesamteffizienz und untersucht darüber hinaus inwiefern die Innenraumaufheizung bei der Auslegung der Betriebsstrategie zu berücksichtigen ist.

In einem ersten Schritt wird die Betriebsstrategieauslegung als Optimalsteuerungsproblem definiert und mit der Dynamischen Programmierung ein geeignetes Optimierungsverfahren für dessen Lösung identifiziert. Der Algorithmus wird dahingehend weiterentwickelt, dass das instationäre Warmlaufverhalten verschiedener Antriebsstrangkomponenten in das Optimalsteuerungsproblem integriert werden kann. Dazu wird das verwendete Längsdynamik-Simulationsmodell um quasi-stationäre Temperaturmodelle des Verbrennungsmotors, der Hochvoltbatterie und des Automatikgetriebes erweitert, welche umfassend anhand von Fahrzeugmessungen bei verschiedenen Umgebungstemperaturen validiert werden.

Im Rahmen der Analysen zum kraftstoffoptimalen Warmlauf werden zunächst individuell für jede Komponente die physikalischen Wirkzusammenhänge mit Blick auf die Effizienz der jeweiligen Komponente im Warmlauf bewertet. Für verschiedene, stationäre Temperaturen wird aufgezeigt, wie sich analytisch hergeleitete Kennfeldbereiche optimaler elektrischer Fahrt sowie Kennfelder kraftstoffoptimaler Lastpunktverschiebung aufgrund der Wirkungsgradeinbußen verändern. Anschließend wird der Sachverhalt durch die Verwendung des entwickelten Optimierungsverfahrens auf den instationären Warmlauf übertragen. Es wird gezeigt, dass der Kraftstoffverbrauch signifikant durch das Warmlaufverhalten der An-

triebskomponenten beeinflusst wird, jedoch durch eine auf eben diesen Warmlauf optimierte Betriebsstrategie im Parallelhybridfahrzeug nur sehr bedingt reduziert werden kann.

Durch thermische Vermessungen des Fahrzeugs in Hinblick auf die energetische Bilanzierung der Kühl- und Heizkreisläufe wird in einem letzten Schritt der Energiebedarf zur Innenraum-aufheizung eines Versuchsträgers bei verschiedenen Umgebungstemperaturen ermittelt. Da die Betriebsstrategie implizit die Abwärmebereitstellung am Verbrennungsmotor definiert, kann die Gesamteffizienz durch das optimierte Zusammenspiel von elektrischem Zuheizung und Verbrennungsmotor als Wärmequelle optimiert werden. Über die Einbindung dieses Sachverhalts in das Optimalsteuerungsproblem lassen sich deutliche Einsparpotentiale prognostizieren. Durch das Ableiten eines einfachen Zusammenhangs lässt sich die regelbasierte Betriebsstrategie anpassen und im Versuchsträger applizieren. Die Kraftstoffeinsparpotentiale werden anschließend exemplarisch am Klimarollenprüfstand validiert. Die Versuche bestätigen eine deutliche Steigerung der Gesamteffizienz von bis zu 3,2 % für exemplarische Fahrprofile ohne Komforteinbußen durch die bedarfsgerechte Nutzung der verbrennungsmotorischen Abwärme.

Abstract

Analytical and optimization based studies on the energy and thermal management of parallel plug-in hybrid electric vehicles

As part of the central drivetrain control of hybrid electric vehicles, the energy management system (EMS) coordinates the interaction between the energy converters. In this way, it decisively contributes to the extent of fuel saving potential. The design of such energy management control systems has thoroughly been researched based on stationary measured characteristics in the past. Analyzing the user behavior of individual transports, the fuel consumption is particularly dependent on the warm-up behavior as well as on the energy demand for cabin heating. The present thesis analyzes the contribution of an optimized EMS to the overall efficiency enhancement. Beyond that, the need to consider the interior air conditioning is evaluated.

In a first step, the design process of an EMS is formulated as optimal control problem (OCP) and dynamic programming is identified as a suitable solving method. An advanced form of the algorithm is presented, which allows for incorporation of the transient warm-up behavior into the OCP. Therefore, the utilized simulation model of the vehicle's longitudinal dynamics is extended by quasi-stationary thermal models of the internal combustion engine (ICE), the high-voltage battery and the automatic transmission. The models are validated against numerous test drives at set ambient temperatures.

In the analyses on the fuel-optimal warm-up behavior, the physical correlations, which influence the efficiency, are individually outlined for each powertrain component. How analytically derived characteristic maps for optimal electric driving and optimal load point shifting differ as a function of different, stationary temperatures is described. In a subsequent step, the analyses are transferred to the transient warm-up by using the optimization method. It is shown that the overall fuel consumption is significantly influenced by the warm-up behavior of the powertrain components. However, an EMS optimized for warm-up hardly extracts further fuel saving potentials.

In a last step, thermal measurements on a test vehicle are conducted in order to perform an energetic balancing of the heating and cooling circuits to determine the energy demand for cabin heating at different ambient temperatures. As the EMS implicitly affects the ICE's waste heat supply it can increase the overall efficiency by optimizing the ratio of electrical and ICE waste heat supply. Considerable fuel saving potentials can be forecasted by incorporating this issue into the OCP. By the derivation of a straightforward relation, an adapted, rule-based EMS can be applied to the test vehicle. Subsequently, the fuel savings presented are validated on a climate chassis dynamometer. The experiments confirm a significant increase in overall efficiency without comfort losses by a needs-oriented ICE waste heat supply.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	XI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	2
1.2 Zielsetzung & Schwerpunkte	4
1.3 Gliederung der Arbeit	5
2 Hybridspezifische Grundlagen & Stand der Technik	7
2.1 Hybrider Antriebsstrang	8
2.1.1 Charakteristiken des Verbrennungsmotors	10
2.1.2 Potential zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs	11
2.2 Thermomanagement elektrifizierter Antriebe	13
2.3 Betriebsstrategie von Hybridfahrzeugen	15
2.3.1 Heuristische Betriebsstrategien	18
2.3.2 Optimierungsbasierte Betriebsstrategien	22
2.3.3 Etablierte Ansätze und Lösungsverfahren	32
3 Modellierung des Hybridantriebsstrangs	35
3.1 Verwendeter Antriebsstrang	35
3.2 Antriebsstrangmodellierung	39
3.2.1 Modellierung der Längsdynamik	39
3.2.2 Thermische Modellierungen	42
3.2.3 Zustand des Verbrennungsmotors	56
4 Angewendetes Optimierungsverfahren	63
4.1 Formulierung des anwendungsspezifischen OCP	63
4.2 Umsetzung der Dynamischen Programmierung	65
4.2.1 Vorwärts- & Rückwärtsgerichtete Zustandsraumexploration	65
4.2.2 Numerische Umsetzung	66
4.2.3 Validierung der Methodik	67

4.3	Einbindung der Temperaturmodelle	70
5	Analysen zum kraftstoffoptimalen Warmlauf	75
5.1	Verbrennungsmotor	75
5.1.1	Theoretische Bewertung der Einflüsse	76
5.1.2	Optimale Betriebsstrategie für stationäre Motortemperaturen	79
5.1.3	Optimale Betriebsstrategie für den instationären Warmlauf	83
5.2	Hochvoltbatterie	96
5.3	Automatikgetriebe	100
5.4	Gesamtheitliche Betrachtung	103
6	Analysen zum energieeffizienten Thermomanagement	105
6.1	Thermische Fahrzeugvermessung	106
6.1.1	Klimarollenprüfstand	106
6.1.2	Standaufheizungen & Energiebedarfsanalyse	107
6.1.3	Regelbasierte Betriebsstrategie im CD-/CS-Betrieb	109
6.2	Optimierungsbasierte Potentialabschätzung	110
6.2.1	Simulationsrandbedingungen	112
6.2.2	Ergebnisse der Potentialbewertung	113
6.2.3	Laden im Stand & befeuerter Schub	116
6.3	Experimentelle Validierung	119
6.3.1	Anwendung in einer regelbasierten Betriebsstrategie	119
6.3.2	Umsetzung im Fahrzeug	121
6.3.3	Ergebnisse vom Klimarollenprüfstand	123
7	Zusammenfassung & Ausblick	131
A	Appendix	137
A.1	Fahrzeugdaten und Komponentenparameter	137
A.1.1	Verwendeter Versuchsträger	137
A.1.2	Kältekreislauf & Entfeuchten der Luft	141
A.2	Herleitungen	143
A.2.1	Kraftstoffeffizienter Hybridbetrieb	143
A.2.2	Thermische Abgasenthalpie nach HEYWOOD [133]	146
A.3	Temperatureinfluss - Zustartkosten	147
A.4	Fahrprofile und Betriebspunkte	148
	Literaturverzeichnis	155

Nomenklatur

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden fettgedruckte Buchstaben für die Bezeichnung von Vektoren und Matrizen verwendet.

Mathematische Symbole

$\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times m}$ beschreibe eine beliebige Matrix, $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$ einen Vektor und $\mathbf{f}(\mathbf{x}, \dots)$ eine Funktion abhängig von \mathbf{x} . Darüber hinaus bezeichne $x \in \mathbb{R}$ skalare Werte und $i \in \mathbb{N}$ einen Integer.

Symbol	Beschreibung
\mathbf{A}^T	Transponierte der Matrix \mathbf{A}
\mathbb{N}	Menge der natürlichen Zahlen
\mathbb{R}	Menge der reellen Zahlen

Lateinische Buchstaben

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Fläche	$[m^2]$
a	Temperaturleitfähigkeit	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
b	Spezifische Kosten/Ersparnisse	$\left[\frac{g}{kWh}\right]$
c	Spezifische Wärmekapazität	$\left[\frac{J}{kgK}\right]$
f	Funktion / Systembeschreibung	$[-]$
f_{KS}	Kraftstoffkorrekturfaktor	$[-]$
F	Kraft	$[Nm]$
\dot{H}	Enthalpiestrom	$[W]$
H_u	Heizwert	$\left[\frac{J}{kg}\right]$
h	Spezifische Enthalpie	$\left[\frac{J}{kg}\right]$
h_n	Relative Häufigkeitsverteilung	$[\%]$
I	Elektrischer Strom	$[A]$
L	Charakteristische Länge	$[m]$
L_{st}	Stöchiometrisches Luftverhältnis	$[-]$

n	Drehzahl	$\left[\frac{1}{min}\right]$
m	Masse	$[m]$
\dot{m}	Massenstrom	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
p	Korrekturterm (ECMS)	$[-]$
P	Leistung	$[W]$
\dot{Q}	Wärmestrom	$[W]$
r	Radius	$[m]$
R	Gaskonstante	$\left[\frac{kg\ m^2}{s^2\ mol\ K}\right]$
R_i	Innenwiderstand	$[\Omega]$
s	Äquivalenzfaktor (ECMS)	$[-]$
S	Entropie	$\left[\frac{J}{K}\right]$
t	Zeit	$[s]$
T	Drehmoment	$[Nm]$
U	Innere Energie	$[J]$
u	Steuergröße/Drehmomentaufteilung	$[-]$
v	Geschwindigkeit	$\left[\frac{km}{h}\right]$
\mathbf{V}	Speichermatrix der optimalen Steuergröße	$[-]$
\dot{V}	Volumenstrom	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
w	Störgröße	$[-]$
x	Zustandsgröße	$[-]$

Griechische Buchstaben

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	$\left[\frac{W}{m^2\ K}\right]$
α_i	Gitterpunkte der Zustände	$[-]$
β_i	Anzahl der diskreten Steuergrößen	$[-]$
Δ	Differenz	$[-]$
ϵ	Emissionsgrad	$[-]$
ζ	Weiche Beschränkung (Gewichtung des Zielzustands)	$[-]$
η	Wirkungsgrad	$[\%]$
ϑ	Temperatur	$[K]$
κ	Isentropenexponent	$[-]$
λ	Kraftstoffäquivalenzfaktor	$\left[\frac{g}{kWh}\right]$
λ_l	Wärmeleitfähigkeit	$\left[\frac{W}{m\ K}\right]$
λ_{VM}	Verbrennungsluftverhältnis	$[-]$
μ	Dynamische Viskosität	$\left[\frac{kg}{m\ s}\right]$

ν	Kinematische Viskosität	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
ρ	Dichte	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante ($= 5,67 \cdot 10^{-8}$)	$\left[\frac{W}{m^4 s^2}\right]$
τ	Rechenzeit	$[s]$
ω	Winkelgeschwindigkeit	$\left[\frac{rad}{s}\right]$
Ω	Zustandsmenge	$[-]$

Kalligrafische Buchstaben

Symbol	Beschreibung
\mathcal{H}	HAMILTON-Funktion
\mathcal{I}	Menge der Indizes eines Zustandes
\mathcal{J}	Gütemaß/Kostenfunktional
\mathcal{L}	Optimierungsgröße
\mathcal{M}	Mayer-Term (Endkostenterm)
\mathcal{U}	Menge der zulässigen Steuergrößen
\mathcal{W}	Menge der zulässigen Störgrößen
\mathcal{X}	Menge der zulässigen Zustandsgrößen

Tiefgestellte Indizes

Symbol	Beschreibung
0	Initial
ab	Lastpunktabsenkung
Abg	Abgas
an	Lastpunktanhebung
Anf	Anforderung
AP	Arbeitspunkt
äq	Äquivalent
Batt	HV-Batterie
e/eff	Effektiv
EM	E-Maschine
f	Final
ges	Gesamt
Getr	Getriebe
Grenz	Grenztemperaturschwelle
ist	Ist-(Geschwindigkeit)

Klemm	Klemmspannung
Konv	Konvektion
KS	Kraftstoff
KW	Kühlwasser
L	Luft
mess	Messung
norm	Normiert
R	Rad
Ref	Referenz
Reib	Reibung
sim	Simulation
soll	Soll-(Geschwindigkeit)
st	Stöchiometrisch
Str	Strahlung
Umg	Umgebung
Verl	Verlust
VM	Verbrennungsmotor
W	(Fahr-)widerstand
Wandl	Drehmomentwandler

Hochgestellte Indizes

Symbol	Beschreibung
$(\cdot)^\circ$	Optimaler Wert einer Größe (\cdot)
$(\cdot)'$	Schwellwert/Grenzwert
$(\hat{\cdot})$	Normiert auf Maximalwert

Dimensionslose Kennzahlen

Symbol	Beschreibung
Nu	Nusselt-Zahl
Pr	Prandtl-Zahl
Re	Reynolds-Zahl

Abkürzungen

Symbol	Beschreibung
ACO	Ant Colony Optimization
AIZ	Antriebsintegrationszentrum
ATL	Abgasturbolader
BBM	Black-Box-Modell
BDP	Backward Dynamic Programming
BEV	Battery Electric Vehicle
BW	Betriebswarm
CAN	Controller Area Network
CD	Charge-Depleting
CS	Charge-Sustaining
CVS	Constant Volume Sampling
CVT	Continuously Variable Transmission
DIRCOL	Direktes Collocationsverfahren
DP	Dynamische Programmierung
ECMS	Equivalent Consumption Minimization Strategy
ECU	Engine Control Unit
EF	Elektrische Fahrt
eKMV	Elektrischer Kältemittelverdichter
EM	Elektromotor
EMS	Energy Management System
eWaPu	elektrische Wasserpumpe
FDP	Forward Dynamic Programming
FHEV	Full Hybrid Electric Vehicle
GA	Genetischer Algorithmus
HEV	Hybrid Electric Vehicle
HKL	Heizkreislauf
HSV	Heiz-Sperrventil
HT	Hochtemperatur
HV	Hochvolt
HVAC	Heating, Ventilation, Air Conditioning
HWT	Heizwärmetauscher
ISG	Integrierter Starter-Generator
K0	Trennkupplung (Hydraulische Reiblamellenkupplung)
KÜB	Kraftübertragungsbrücke (Wandlerüberbrückungskupplung)

LE	Leistungselektronik
LPV	Lastpunktverschiebung
MCHEV	Micro Hybrid Electric Vehicle
MHEV	Mild Hybrid Electric Vehicle
MIOCP	Mixed-Integer Optimal Control Problem
MÖWWT	Motoröl-Wasser-Wärmetauscher
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NFL	No Free-Lunch Theorem
NLP	Nichtlineares Programm
NT	Niedertemperatur
NV	Nebenverbraucher
OBL	On-Board-Lader
OCP	Optimal Control Problem
OCV	Open Circuit Voltage
PHEV	Plug-In Hybrid Electric Vehicle
Pkw	Personenkraftwagen
PMP	Pontryagin'sches Minimumprinzip
PSO	Partikelschwarmoptimierung
PTC	Positive Temperature Coefficient (elektrischer Zuheizer)
REEV	Range Extended Electric Vehicle
RSG	Riemengetriebener Starter-Generator
RWP	Randwertproblem
SOC	State of Charge (Ladezustand der HV-Batterie)
Thst	Thermostat
VM	Verbrennungsmotor
VMS	Verbrennungsmotorzustart
WLTC	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle
WÜK	Wärmeübergangskoeffizient

1 Kapitel 1

Einleitung

Vor dem Hintergrund der immer weiter in den Fokus tretenden Anforderungen an einen ressourcenschonenden Einsatz fossiler Energieträger ist die Realisierung nachhaltiger, energieeffizienter Antriebskonzepte zum primären Entwicklungsziel für Kraftfahrzeuge geworden. Durch ein zunehmendes Bewusstsein für die Ressourcenknappheit und den Klimawandel sowie durch die steigenden Kraftstoffpreise sind diese Anforderungen einerseits gesellschaftlich motiviert, andererseits werden sie in Form von fortlaufend verschärften Gesetzgebungen und sinkenden Flottenverbrauchswerten durch die Politik forciert.

Als Maßnahmen zur Verbrauchsreduzierung konventionell angetriebener Fahrzeuge führt GOLLOCH in [1] neben der Absenkung des Leistungsbedarfs durch reduzierte Fahrwiderstände und der Verschiebung verbrennungsmotorischer Betriebspunkte durch eine Getriebe-strategie die Steigerung des motorischen Wirkungsgrads auf. Über die letzten Jahrzehnte der Motorenentwicklung hinweg konnte der Verbrennungsmotor (VM) hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen kontinuierlich verbessert und optimiert werden. Um jedoch zunehmend verschärften Anforderungen gerecht zu werden, wird eine reine Optimierung des VM nicht mehr ausreichend sein [2]. Durch die Elektrifizierung bieten Hybridantriebe die Möglichkeit Verbrennungsmotoren mit einem elektrischen Antriebsaggregat zu kombinieren, um die Gesamteffizienz durch ein optimiertes Zusammenspiel der Antriebssysteme weiter zu verbessern. In Abhängigkeit der Hybridisierung ergeben sich folgende Potentiale und zusätzliche Betriebsarten:

- Elektrische Fahrt (EF)
- Lastpunktverschiebung (LPV)
- Rekuperatives Bremsen
- Boosten

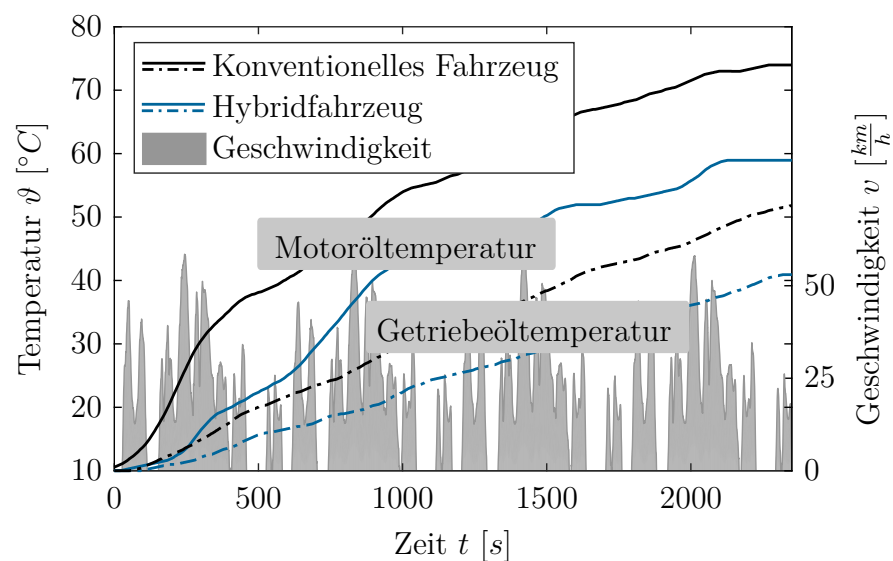
Dabei übernimmt die Betriebsstrategie als Hybridsteuerung die Koordination der beiden Antriebsaggregate und bestimmt damit, in welcher Fahrsituation welcher Betriebsmodus eingestellt wird. Die Entwicklung und Auslegung der Betriebsstrategien für verschiedene Antriebskonzepte ist bereits seit Jahren Gegenstand von Forschung und Entwicklung.

1.1 Motivation

In den meisten Fällen basiert die Auslegung einer solchen Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge auf stationären Betrachtungen der jeweiligen Antriebskomponenten. Einzelne Komponenten des Antriebsstrangs werden über charakteristische Wirkungsgradkennfelder abgebildet, die wiederum meist stationär und betriebswarm vermessen werden. Dabei sind die Ursachen und der Einfluss von Kaltstart und Warmlauf auf den Kraftstoffverbrauch und die Schadstoffemissionen seit langem weitreichend bekannt [3] und in [4] zusammengetragen.

GHEBRU weist für einen Pkw im innerstädtischen Fahrzyklus bei einer Umgebungstemperatur von 20°C einen Kraftstoffmehrverbrauch von 15,5% aus, der auf den Kaltstart und Warmlauf zurückzuführen ist [5]. Mit kälteren Umgebungstemperaturen nimmt der Einfluss nochmals überproportional zu. Dieser Sachverhalt schlägt sich insbesondere finanziell auf den Endverbraucher nieder, der sein Fahrzeug mit einem deutlich erhöhten, realen Kraftstoffverbrauch betreibt. Deutlich verschärft wird die Relevanz des Warmlaufs durch das reale Nutzungsverhalten des Kraftfahrzeugs im motorisierten Individualverkehr. In der Bundesrepublik Deutschland liegen über die Hälfte aller zurückgelegten Wegstrecken unter 10 km [6]. Ein ähnliches Verbraucherverhalten ist in andern Ländern wie den USA zu beobachten, wo sich die durchschnittlich im privaten Pkw zurückgelegte Strecke zwischen 1977 und 2017 konstant im Bereich von 9 – 12 Meilen bewegt, was im Mittel einer Fahrzeit von 15 – 25 Minuten entspricht [7]. Abbildung 1.1 zeigt den Verlauf von Motoröl- und Getriebeöltemperatur für ein konventionelles Fahrzeug und einen Hybridantriebsstrang mit einem aufgeladenen 2,0 Liter 4-Zylinder Ottomotor (vgl. Tabelle A.1 und A.2 im Anhang) gemessen auf einem Klimarollenprüfstand für ein innerstädtisches Vergleichsfahrprofil bei einer Umgebungstemperatur von 10°C . Im Fall solch geringer Leistungsanforderungen ist der Warmlauf beider Antriebsvarianten auch nach über 30 Minuten nicht vollständig abgeschlossen. Wie Abbil-

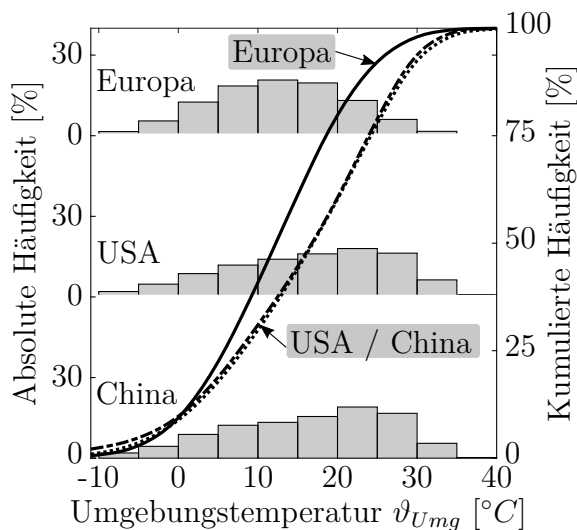
Abbildung 1.1: Vergleich der Motoröl- und Getriebeöltemperatur zwischen konventionellem Fahrzeug und Hybridfahrzeug für den Warmlauf in einem Stadtprofil vermessen auf einem Klimarollenprüfstand bei einer Umgebungstemperatur von 10°C



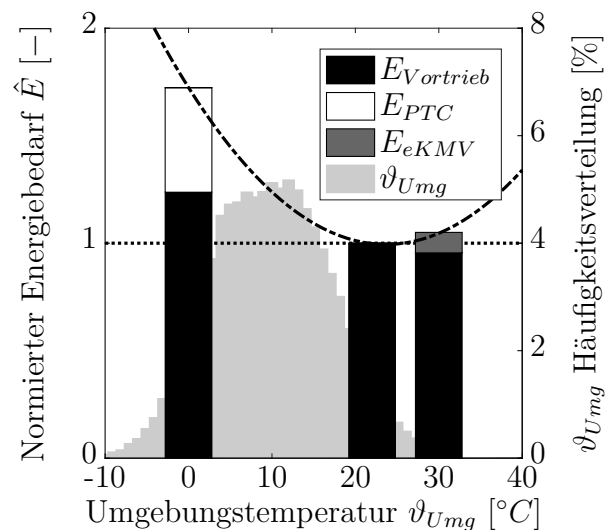
dung 1.1 zu entnehmen, weist ein baugleiches Mittelklassefahrzeug mit identischem VM, integriert in einen parallelen Hybridantriebsstrang, eine deutlich längere Warmlaufzeit auf. Durch die zunehmende Elektrifizierung aufgrund steigender elektrischer Leistungen und vielmehr erhöhter elektrischer Reichweiten, verschärft sich somit der beschriebene Sachverhalt aufgrund eines verlängerten Warmlaufs durch den intermittierenden VM-Betrieb.

Neben dem Warmlauf wird vor allem der Energiebedarf zur Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums von der Umgebungstemperatur beeinflusst [8]. Im Bereich der konventionellen, rein verbrennungsmotorischen Antriebe wurde dieser Thematik ein geringer Stellenwert beigemessen, da die zur Verfügung gestellte Motorabwärme für eine effiziente Innenraumheizung in der Regel ausreichend war. Durch die fortlaufende Weiterentwicklung und Effizienzsteigerung des VM einerseits und die zunehmende Elektrifizierung andererseits ist die Wärmebereitstellung immer weiter in den Fokus gerückt. Bei hocheffizienten Downsizing-Motoren kann die Lücke zwischen benötigter und bereitgestellter Wärme noch problemlos durch luft- oder wasserseitige Zuheizer geschlossen werden, während die Herausforderungen an eine energieeffiziente Wärmebereitstellung mit zunehmendem, rein elektrischem Betrieb nochmals ansteigen [9].

Abbildung 1.2a zeigt die absoluten und kumulierten Häufigkeitsverteilungen der gemittelten Umgebungstemperatur in Europa, USA und China [8]. Demzufolge liegt die Umgebungstemperatur in Europa zu einem zeitlichen Anteil von 40% unterhalb von 10°C - innerhalb der USA und China zu 30%. Identisch ist hingegen der jährliche Anteil indem die Tem-



(a) Temperaturverteilung nach [8]



(b) Energiebedarf für einen WLTC

Abbildung 1.2: Temperaturverteilung verschiedener Länder/Kontinente nach [8] (links) und Häufigkeitsverteilung der Umgebungstemperatur für eine mitteldeutsche Stadt [10] sowie Energiebedarf für einen WLTC in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (rechts)

peratur unterhalb des Gefrierpunkts liegt. Eine detailliertere Häufigkeitsverteilung für eine mitteldeutsche Stadt (Essen) ist in Abbildung 1.2b im Hintergrund in grau dargestellt. Im Vordergrund zeigt die Grafik den Energiebedarf eines Mittelklasse-Hybridfahrzeugs in rein elektrischer Fahrt für einen WLTC¹⁾ Zertifizierungszyklus bei verschiedenen Umgebungstemperaturen. Die Werte entstammen eigens durchgeführten, thermischen Vermessungen auf einem Klimarollenprüfstand und sind auf den Energiebedarf der Vermessung bei 22 °C Umgebungstemperatur normiert. Während bei einer Umgebungstemperatur von 22 °C der reine Energiebedarf für den Vortrieb zu sehen ist, zeigt sich bei höheren Temperaturen ein zusätzlicher Energiebedarf durch den elektrischen Kältemittelverdichter (eKMV), zurückzuführen auf die Klimatisierung des Fahrgastinnenraums. Deutlich stärker zeigt sich der zunehmende Energiebedarf hin zu kälteren Umgebungstemperaturen. Eine Starttemperatur von 0 °C erfordert einen um 23,7 % höheren Energiebedarf für den Vortrieb aufgrund des reduzierten Gesamtwirkungsgrads, zurückzuführen auf die niedrigen Temperaturen der Antriebstrangkomponenten. Darüber hinaus zeigt sich hier der energetische Einfluss des elektrischen Zuheizers (PTC²⁾), welcher allein zur Innenraumaufheizung einen Anteil von 50 %, bezogen auf die Vortriebsenergie bei 22 °C, benötigt. Abhängig von der jeweiligen Starttemperatur, dem Streckenprofil, dem Ladezustand der Batterie und weiteren Einflüssen ist es in solchen Situationen die Aufgabe einer intelligenten Energie- und Thermomanagementstrategie die benötigten Wärme- und Energiebedarfe möglichst effizient über die Betriebsstrategie bereitzustellen.

1.2 Zielsetzung & Schwerpunkte

Die vorliegende Arbeit zielt auf analytische und optimierungsbasierte Untersuchungen zur Effizienzsteigerung eines Hybridantriebs im Warmlauf durch die Anpassung der Betriebsstrategie ab. Im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen bietet der hybride Antriebsstrang durch den zusätzlichen Freiheitsgrad Potentiale, die es durch eine intelligente Energie- und Thermomanagementstrategie auszuschöpfen gilt. In dieser Arbeit steht die Frage im Vordergrund, wie eine Betriebsstrategie auf den Warmlauf einzelner Antriebskomponenten anzupassen ist und welche Verbrauchsvorteile sich durch eine solche Adaption der Betriebsstrategie erzielen lassen. Zusätzlich wird untersucht, wie sich der Energiebedarf zur Aufheizung des Fahrgastinnenraums bei niedrigen Umgebungstemperaturen am effizientesten durch die einzelnen Antriebskomponenten und Nebenverbraucher decken lässt. In der gesamten Arbeit steht der Einfluss der Betriebsstrategie als solche im Vordergrund. Von einer Bewertung zusätzlicher Maßnahmen und Komponenten zur weiteren Steigerung des Gesamtwirkungsgrads wird ab-

¹⁾engl.: *Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle*

²⁾engl.: *positive temperature coefficient*

gesehen. Zudem sei explizit erwähnt, dass eine Minimierung des Kraftstoffverbrauchs im Fokus steht und keine Betrachtung der Emissionen oder des Fahrkomforts stattfindet.

1.3 Gliederung der Arbeit

In Kapitel 2 wird zunächst eine kurze Einführung in die hybridspezifischen Grundlagen gegeben. Nach einer kurzen Erläuterung der sich durch die Hybridisierung ergebenden Betriebsarten wird detailliert auf die Betriebsstrategie von Hybridfahrzeugen eingegangen. Einer vorangegangenen Klassifizierung verschiedener Ansätze folgt die ausführliche Beschreibung heuristischer und optimierungsbasierter Betriebsstrategien sowie eine Einordnung der vorliegenden Arbeit in den Stand der heutigen Forschung.

Dieser Einführung folgt in Kapitel 3 eine Beschreibung des dieser Arbeit zugrunde liegenden Versuchsträgers - einem Mittelklasse-Hybridfahrzeug in paralleler P2-Anordnung. Für die spätere Verwendung von optimierungsbasierten Ansätzen zur Ermittlung der optimalen Betriebsstrategie wurde ein bestehendes Längsdynamikmodell verwendet. Es folgt eine Beschreibung der notwendigen thermischen Modellierungen, die im Rahmen der Forschungsarbeit erstellt und in das Modell implementiert wurden. Ein letzter Abschnitt aus Kapitel 3 widmet sich dem Energiebedarf für einen Zustart des VM innerhalb eines Hybridfahrzeugs und der Notwendigkeit zur Berücksichtigung dessen in der Auslegung der Betriebsstrategie.

Kapitel 4 führt in die Methodik zur Auslegung und Anpassung der Betriebsstrategie auf die Effizienz des Warmlaufverhaltens ein. Das zur Ermittlung der optimalen Betriebsstrategie zu lösende Optimalsteuerungsproblem wird definiert und ein geeignetes Optimierungsverfahren zur Lösung vorgestellt. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wurden zwei verschiedene Ansätze verfolgt, die anschließend beschrieben und diskutiert werden.

Die folgenden Kapitel 5 und 6 präsentieren die zentralen Ergebnisse der Arbeit. Kapitel 5 konzentriert sich auf den Warmlauf ausgewählter Triebstrangkomponenten. Zum einen wird ein analytischer Ansatz verfolgt und weiterentwickelt, auf dessen Basis der Einfluss des Warmlaufs auf diejenigen Bereiche ermittelt wird, die effizient elektrisch gefahren werden und jene, in denen eine LPV effizient ist. Mit Hilfe von Ergebnissen aus Optimierungsrechnungen wird dieser Ansatz validiert und Handlungsbedarfe für eine Anpassung der Betriebsstrategie abgeleitet. Kapitel 6 erweitert diese Methodik auf das Thermomanagement. Nach einer thermischen Fahrzeugvermessung zur Ermittlung des Energiebedarfs zur Aufheizung der Fahrgastzelle wird das Optimierungsverfahren erweitert und eine Anpassung der Betriebsstrategie zur effizienten Innenraumaufheizung bei verschiedenen Umgebungstemperaturen vorgestellt. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse werden abschließend durch eine Applikation im Versuchsträger verifiziert und auf dem Klimarollenprüfstand validiert.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

2 Kapitel 2

Hybridspezifische Grundlagen & Stand der Technik

Das Wort *hybrid* leitet sich aus dem Lateinischen ab und bedeutet sinngemäß *aus Verschiedenartigem zusammengesetzt, von zweierlei Herkunft, gemischt* [11]. Im Bereich der Automobiltechnik wird der Begriff des Hybridfahrzeugs u.a. durch die Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments definiert:

„Im Sinne dieser Richtlinie [...] bezeichnet der Ausdruck ‚Hybridkraftfahrzeug‘ ein Fahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen Energiewandlern und zwei verschiedenen Energiespeichersystemen (im Fahrzeug) zum Zwecke des Fahrzeugantriebs“ [12].

Prinzipiell können (elektro-) chemische, elektrische, mechanische aber auch hydrostatische Energiespeichersysteme für die Verwendung in einem Hybridfahrzeug in Betracht gezogen werden (vgl. [13, 14]). Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit betrachteten Hybridelektrofahrzeuge (HEV³) kombinieren in diesem Zusammenhang einen konventionellen VM mit einer E-Maschine (EM) als Energiewandler und stellen die am weitesten verbreitete hybride Antriebskonfiguration dar.

Durch die Kombination zweier Antriebssysteme haben Hybridantriebe gegenüber konventionellen Antriebssystemen maßgebliche Vorteile, die es zu nutzen gilt. Aus technischer Sicht steht dabei die Senkung des Kraftstoffverbrauchs als primärer Treiber für die Entwicklung von Hybridantrieben im Vordergrund [13]. Das mögliche Einsparpotential wird in hohem Maße von den sich aus der jeweiligen Antriebsstrangtopologie ergebenden Betriebsmodi und Freiheitsgraden bestimmt.

Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über bestehende hybride Antriebsstrangtopologien gegeben und das Potential der zunehmenden Hybridisierung zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs aufgezeigt. Anschließend wird auf die Betriebsstrategie als Antriebssteuerung eingegangen. Hier werden etablierte Ansätze zur Auslegung und Optimierung von Betriebsstrategien vorgestellt. Die Einführung in die Thematik dient als Basis der späteren Untersuchungen.

³)engl.: *hybrid electric vehicle*

2.1 Hybrider Antriebsstrang

Die allgemein gehaltene Definition eines Hybridfahrzeugs nach [12] erlaubt eine Vielzahl von Möglichkeiten den VM mit einem oder mehreren elektrischen Aggregaten zu kombinieren. Nach [13] und [15] kann basierend auf der Anordnung der Antriebskomponenten innerhalb des Antriebsstrangs grundsätzlich die Einteilung in *serielle*, *parallele* und *leistungsverzweigte Hybridantriebe* vorgenommen werden (vgl. Abbildung 2.1).

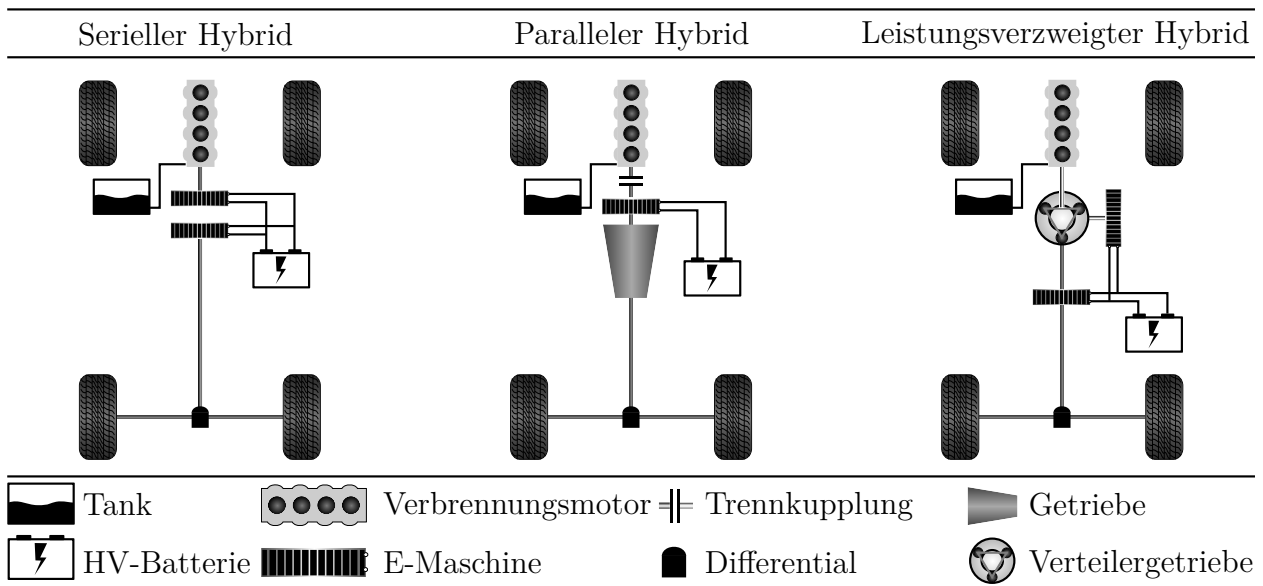


Abbildung 2.1: Hybride Antriebsstrangkonfigurationen

Kennzeichnend für den **seriellen Hybridantrieb** ist die Verschaltung der Energiewandler in Reihe ohne einen direkten mechanischen Durchtrieb des VM zur angetriebenen Achse. Der VM treibt einen Generator an, der die mechanische Energie in elektrische umwandelt. Diese wird über eine weitere, seriell angeordnete EM für den mechanischen Vortrieb genutzt oder in einem Energiespeicher (z.B. HV-Batterie) gespeichert. Der Antrieb kann dabei durch eine EM vor dem Differential (vgl. Abbildung 2.1), durch zwei Motoren auf den Seitenwellen oder durch Radnabenmotoren umgesetzt werden. Im Gegensatz zur seriellen Antriebsstrangkonfiguration zeichnet sich der **parallele Hybridantrieb** durch einen mechanischen Durchtrieb beider Antriebsaggregate zum Rad aus. Die von der Daimler AG eingeführte Nomenklatur zur Unterscheidung von parallelen Hybridantrieben, die sich in der Hybridentwicklung weitestgehend durchgesetzt hat, ist in Abbildung 2.2 dargestellt und richtet sich nach der Positionierung der EM im Antriebsstrang (P1...P4-Anordnung).

Die **P1-Anordnung** besitzt eine direkte mechanische Kopplung von VM und EM. Der VM muss in dieser Konfiguration sowohl bei der EF als auch während der Rekuperation geschleppt werden, wodurch sich diese Konfiguration nur bei Komponenten kleiner elektrischer Leistung lohnt. In Fahrzeugen mit 48 V-Systemen und sogenannten *integrierten*

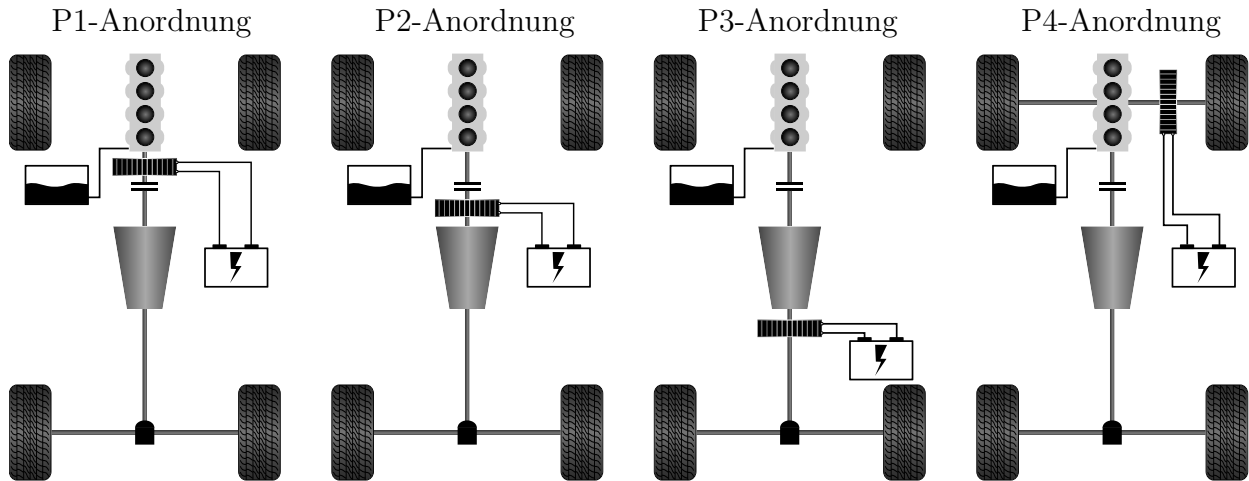


Abbildung 2.2: Parallele Antriebsstrangkonfigurationen nach EM-Position (P1-P4)

Starter-Generatoren (ISG) oder *riemengetriebenen Starter-Generatoren* (RSG) kommt diese Anordnung bereits in großem Umfang zur Anwendung. Des Öfteren wird in diesem Zusammenhang auch die sogenannte **P0-Anordnung** erwähnt, bei welcher der Starter-Generator über einen Riemen auf die getriebeabgewandte Seite des VM wirkt [16]. Die **P2-Anordnung** sieht eine Kupplung im mechanischen Antriebsstrang zwischen VM und EM vor, um den VM vom restlichen Antriebsstrang abzukoppeln. Auf diese Weise kann durch den Wegfall des Motorschleppmoments sowohl die EF als auch die Rekuperation im Vergleich zur P1-Anordnung effizienter gestaltet werden. Die **P3-Anordnung** fordert einen breiten Drehzahlbereich der EM durch ihre Positionierung an der Getriebeausgangswelle des Antriebsstrangs. Vorteilhaft wirkt sich diese Konfiguration im Bereich der EF und Rekuperation dahingehend aus, dass die Leistung der EM nicht den Getriebeverlusten unterliegt [17]. Zusätzlich unterliegt die Drehmomentbereitstellung der EM keiner Unterbrechung durch Schaltvorgänge. Die **P4-Anordnung** sieht den Antrieb durch die EM an der nicht vom VM angetriebenen Achse⁴⁾ vor (vgl. Abbildung 2.2). Auf diese Weise liegt der Vorteil in der einfachen Umsetzung eines Allradantriebs [19].

Der **leistungsverzweigte Hybridantrieb** stellt gewissermaßen eine Mischform der zuvor ausgeführten seriellen und parallelen Antriebsstränge dar. Kernelement dieser Konfiguration bildet ein Planetengetriebe, welches den Energiefluss in einen mechanischen und einen elektrischen Pfad unterteilt (vgl. Abbildung 2.1). Ohne zusätzliches Getriebe agiert das System auf diese Weise als stufenlos verstellbares CVT⁵⁾-Getriebe [20]. Der VM kann in dieser Konfiguration drehzahl- und lastunabhängig in seinem Bestpunkt betrieben werden.

⁴⁾Diese Anordnung wird in der Literatur als sogenannter *Achse-Split-Parallelhybrid* bezeichnet [18].

⁵⁾engl.: *Continuously Variable Transmission*

zur Sicherstellung des Bauteilschutzes eine gewisse Abgastemperatur einzuhalten. Dies wird meist durch eine Gemischanreicherung sichergestellt. Des Weiteren sind hier häufig die Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine ausgeschöpft, sodass sich zusätzlich ein steigender Abgasgedruck negativ auf den Verbrennungsmotorwirkungsgrad niederschlägt (siehe ④).

2.1.2 Potential zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs

Durch eine bedarfsgerechte Elektrifizierung entsteht durch das Zusammenspiel der Antriebsaggregate ein signifikantes Potential zur Effizienzsteigerung und folglich zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs. In Abhängigkeit der Hybridisierung ergeben sich folgende Potentiale:

Die **Rekuperation** bezeichnet die Möglichkeit in Verzögerungsphasen einen Großteil der kinetischen Energie des bremsenden Fahrzeugs durch den generatorischen Betrieb der EM in die Traktionsbatterie einzuspeisen. Zu einem späteren Zeitpunkt kann diese rückgewonnene Energie dann effizient für rein elektrisches Fahren, Lastpunktabsenkung oder Boosten verwendet werden. HOFMANN beschreibt das Entwicklungsziel des regenerativen Bremssystems wie folgt:

„Bei der Rekuperation besteht grundsätzlich das Ziel, die rekuperierte kinetische Energie zu maximieren und die konventionelle Reibbremse nur dann zu verwenden, wenn die Verzögerungsanforderung das regenerative Bremspotential übersteigt“ [13].

Dabei ist die zu rekuperierende Leistung neben Geschwindigkeit, erforderlicher Verzögerung und den Grenzen der Fahrstabilität entscheidend von der Auslegung der elektrischen Komponenten (Drehzahl und Drehmoment der EM, Ladezustand und -kapazität der HV-Batterie) abhängig. Des Weiteren wird das Rekuperationspotential durch die Antriebsstrangtopologie beeinflusst. Ist der VM bspw. nicht vom Antriebsstrang zu entkoppeln, reduziert sich dieses Potential bedingt durch das verbrennungsmotorische Schleppmoment.

Elektrisches Fahren ist aufgrund der in der Regel deutlich höheren Wirkungsgrade des elektrischen Antriebssystems im Vergleich zum VM besonders effizient. Insbesondere bei niedrigen Leistungsanforderungen, in denen der VM im Teillastbereich betrieben wird (siehe ① in Abbildung 2.3), kann der Betrieb bei resultierenden ungünstigen Wirkungsgraden durch das rein elektrische Fahren vermieden werden [13]. Für eine Bewertung des daraus resultierenden Kraftstoffeinsparpotentials ist jedoch entscheidend, ob die für EF eingesetzte elektrische Energie über Rekuperation gewonnen, oder aber durch den Einsatz des VM bereitgestellt wurde (siehe LPV folgend). Plug-In-Hybridfahrzeuge bieten darüber hinaus

den Vorteil, dass die HV-Batterie extern über das Stromnetz geladen und abhängig vom Fahrprofil ein Teil der Antriebsenergie elektrisch bereitgestellt werden kann⁶⁾.

Neben dem **Abschalten des VM** während EF kann dieser, abhängig von der jeweiligen Antriebsstrangkonfiguration, auch im Stillstand vom Antriebsstrang getrennt und abgeschaltet werden. Dies ist als sogenannte Start/Stop-Funktion bereits in den meisten konventionellen Fahrzeugen realisiert. Insbesondere im Stadtzyklus äußert sich der Betrieb des VM im Leerlauf während Stillstandsphasen signifikant in einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs [14]. In [18] wird das Potential der Kraftstoffersparnis allein durch die Start/Stop-Funktion zu 3,5 % bis 4,5 % beziffert. In [13] wird das Potential sogar mit 8 % im städtischen Betrieb und 4 % im Überlandzyklus angegeben⁷⁾. Voraussetzung für das Abschalten des VM im Stand ist die Speisung der Nebenverbraucher, was im Falle des elektrifizierten Antriebsstrangs durch das HV-System ermöglicht werden kann.

Durch die **Lastpunktverschiebung** kann der Wirkungsgrad des VM gemittelt auf den Fahrzyklus angehoben wird. Die Realisierung erfolgt dabei, abhängig von der Antriebsstrangtopologie, durch eine (teilweise) Entkopplung des verbrennungsmotorischen Betriebspunkts von der Leistungsanforderung des Fahrers. Bei geringen Drehmomentanforderungen in der Teillast kann der Betriebspunkt über LPV angehoben und dadurch der effektive Wirkungsgrad verbessert werden. Die mechanische Energie, die über die für den Vortrieb geforderte hinausgeht, wird über einen generatorischen Betrieb der EM in elektrische Energie umgewandelt und in der HV-Batterie zwischengespeichert. Diese kann zu einem späteren Zeitpunkt für rein elektrisches Fahren in solchen Fahrsituationen genutzt werden, in denen der VM in ungünstigen Kennfeldbereichen betrieben werden müsste. Um allerdings die Kraftstoffersparnis bezogen auf den gesamten Zyklus bewerten zu können, ist eine Betrachtung der gesamten Wirkungsgradkette zwingend erforderlich. Untersuchungen haben gezeigt, dass durch die LPV lediglich eine resultierende Kraftstoffersparnis erzielt werden kann, wenn der für das Laden über LPV eingesetzte Kraftstoff geringer ist, als die Kraftstoffersparnis, die sich durch späteres, elektrisches Fahren ergibt [19, 24].

Beim **Boosten** handelt es sich um eine spezielle Form der LPV, bei der die EM den VM durch ein zusätzliches Drehmoment bei hohen Leistungsanforderungen unterstützt. Auf diese Weise können das Beschleunigungsvermögen sowie auch das dynamische Ansprechverhalten des Antriebsstrangs gesteigert werden. Dies äußert sich besonders im unteren Drehzahlbereich durch die Kompensation des verzögerten Ladedruckaufbaus durch den Abgasturbolader (ATL). In Bezug auf die Kraftstoffersparnis lässt sich dieser Betriebsmodus effizient mit

⁶⁾Zur richtigen Bewertung ist hier eine Berücksichtigung des Strommixes innerhalb einer Well-To-Wheel Analyse erforderlich und der Förderung und Aufbereitung des Kraftstoffs gegenüberzustellen.

⁷⁾Das angegebene Potential bezieht sich hier auf Fahrzeuge mit Automatikgetriebe und Drehmomentwandler, welcher gerade im Leerlauf Wandlerverluste aufweist.

dem Prinzip des *Downsizing* kombinieren. Wirken beide Antriebsaggregate auf den Vortrieb, kann der VM bei gleichbleibender Antriebsleistung im Gegensatz zu einem konventionellen Fahrzeug signifikant kleiner ausgelegt werden. Der damit einhergehende Betrieb in höheren Drehmomentbereichen führt durch die reduzierten Reibungs- und Drosselverluste zu einem Betrieb des VM bei effizienteren Wirkungsgraden [17].

2.2 Thermomanagement elektrifizierter Antriebe

Unter dem Thermomanagement ist in erster Linie die effiziente Verteilung thermodynamischer Wärmeströme zu verstehen. Mit Blick auf die Fahrzeugtechnik steht die gesamtheitliche Optimierung des Wärmehaushalts hinsichtlich einer Reduktion von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen im Vordergrund. Dabei ist es die Aufgabe des Thermomanagements, einerseits den Betrieb aller Antriebskomponenten innerhalb der spezifischen Betriebstemperaturgrenzen sicherzustellen und andererseits eine komfortable Innenraumklimatisierung zu gewährleisten. Letzteres stellt neben dem Anspruch den Komfortanforderungen des Kunden zu genügen durch das bestehende Beschlagsrisiko der Frontscheibe einen sicherheitsrelevanten Aspekt dar. Im Bereich der konventionellen Antriebe lag der Fokus seither auf der Wärmeabfuhr zur Kühlung des VM, während im Warmlauf nach kurzer Zeit genügend Abwärme für die Innenraumaufheizung zur Verfügung stand. Durch die verschärfte Gesetzgebung ist die Optimierung des Warmlaufs zunehmend in den Fokus gerückt. In der Vergangenheit haben sich bspw. Maßnahmen wie die Reibungsoptimierung [25], die Verwendung elektrischer Wasserpumpen [26] oder die Reduktion konvektiver Wärmeverluste durch eine Kühlerjalousie oder thermoakustische Motorkapselung [27] etabliert. Insbesondere im Warmlauf zeichnet sich ein Zielkonflikt ab, da der VM erst bei seiner Betriebstemperatur die höchste Effizienz entfaltet, zeitgleich aber der maximale Wärmestrom zur Innenaufheizung benötigt wird. Erschwerend kommt hinzu, dass die Verbrennungsmotoren durch gesteigerte Effizienz weniger Verluste und somit weniger Motorabwärme zur Verfügung stellen. So benötigen bereits hocheffiziente Downsizing-Motoren elektrische PTC-Zuheizer, um die Komfortansprüche an eine schnelle Innenraumaufheizung erfüllen zu können [9].

Mit zunehmender Elektrifizierung steht dem Gesamtsystem nochmals weniger Motorabwärme zur Verfügung. Aufgrund höherer Wirkungsgrade der elektrischen Komponenten kann das Defizit durch das zweite Antriebsaggregat nicht kompensiert werden. Auf diese Weise sinkt der Wärmeeintrag ins Kühlmittel und die Herausforderung, die benötigte Heizleistung für den Innenraum energieeffizient bereitzustellen, steigt. Die unterschiedlichen Antriebsstrangtopologien und Hybridisierungen (Micro-, Mild- oder Full-Hybrid) erfordern folglich unterschiedliche Thermomanagement-Konzepte. Abbildung 2.4 stellt die in Kapitel 2.1 angeführten Antriebsstrangtopologien und deren Potentiale zur Verbrauchsreduzierung einer zuneh-

	Autarke Hybride			Plug-In-Hybride		Elektrisch
	Micro-Hybrid MCHEV	Mild-Hybrid MHEV	Full-Hybrid FHEV	Plug-In PHEV	Range-Ext. REEV	BEV
Charakteristika						
Struktur	Ⓟ (ISG)	Ⓟ (ISG)	Ⓢ Ⓟ Ⓛ	Ⓢ Ⓟ Ⓛ	Ⓢ Ⓟ Ⓛ	
El. Reichweite	-	-	< 5km	> 20km	> 20km	> 80km
Funktionen						
Start/Stop	[X]					
Rekuperation	[X]					
Boosten		[X]				
E-Fahrt			[X]			
HVAC-Funktionen						
Abwärme im Kühlmittel	[X]					
Zusatzheizung		[X]				Heizung
Elektrisches Heizen/Kühlen				[X]		
Vorkonditionierung an Steckdose				[X]		

Abbildung 2.4: Einteilung unterschiedlicher Hybridkonzepte nach Charakteristika, Funktionalitäten und HVAC-Funktionen nach [13, 20, 28]: Ⓢ-Serieller Hybrid, Ⓟ-Paralleler Hybrid, Ⓛ-Leistungsverzweigter Hybrid

menden Hybridisierung den Herausforderungen im Bezug auf die HVAC⁸⁾-Funktionalitäten gegenüber. Einerseits ergeben sich durch die zunehmende Elektrifizierung autarker Hybridantriebe hin zu Plug-In-Hybridfahrzeugen oder gar rein elektrischen Fahrzeugen neue Möglichkeiten im Bereich des rein elektrischen Heizens/Kühlens sowie der Vorkonditionierung des Fahrzeugs. Andererseits sind die angesprochenen Defizite in der Abwärmebereitstellung bspw. durch elektrische Zuheizter zu kompensieren. Im Hinblick auf die in Abbildung 2.4 gezeigten elektrischen Reichweiten äußert sich dies in einem direkten Zielkonflikt zwischen der Erhöhung des Komforts und der Reduzierung der elektrischen Reichweite. Welches Konzept sich zur Erfüllung der Anforderungen hinsichtlich Komfort, Energieeffizienz und elektrischer Reichweite am besten eignet wird nicht zuletzt durch Faktoren wie Realisierbarkeit, Bau- raum/Packaging oder Kosten beeinflusst. In [29, 30] wird eine Unterscheidung in die Umsetzung von *aktiven* und *passiven Maßnahmen* zur Reduzierung des Heizbedarfs vorgenommen:

Passive Maßnahmen nehmen die Optimierung des Gesamtsystems durch eine Reduktion der thermischen Verlustleistung in den Blick. Hierzu zählen Maßnahmen wie eine verbesserte thermische Isolation (Karosserie, Fenster) oder eine Reduktion der aufzuheizenden thermischen Massen sowie eine Optimierung des Leitungssystems.

⁸⁾engl.: *Heating, Ventilation and Air Conditioning*

Aktive Maßnahmen sind vielschichtiger und appellieren zum einen an die Effizienzsteigerung der Einzelkomponenten und zum anderen an die Optimierung der Kühlkreisläufe und deren Regelung. Hierzu zählen eine bedarfsgerechte Klimatisierung bspw. durch Anwesenheitserkennung, eine Flächenheizung oder eine Vorkonditionierung des Fahrzeugs. Darüber hinaus fallen unter die aktiven Maßnahmen Zuheizsysteme wie bspw. elektrische Zuheizier, Wärmepumpen, Latentwärmespeicher oder die Abgaswärmenutzung.

Heutzutage haben sich primär luft- oder wasserseitige, elektrische PTC-Zuheizier durchgesetzt, die sich durch ihre hohe Qualität und Zuverlässigkeit auszeichnen und sich durch geringen Bauraum ohne weiteres in das konventionelle Thermomanagement einbinden lassen [29]. Zusätzlich sind die PTC-Elemente durch den mit der Temperatur ansteigenden Innenwiderstand selbstständig vor Überhitzung geschützt. Bei signifikanten elektrischen Reichweiten, wie sie bei Plug-In-Hybridfahrzeugen, Range-Extendern oder reinen E-Fahrzeugen vorkommen, müssen die Zuheizier die Innenraumaufheizung (zeitweise) vollständig übernehmen können. Hierbei steht der hohe, zum Aufheizen benötigte Energiebedarf im Zielkonflikt mit der elektrischen Reichweite.

Neben den zuvor beschriebenen passiven und aktiven Maßnahmen weist in Hybridfahrzeugen die Betriebsstrategie ein großes Potential zur Beeinflussung der Wärmebereitstellung auf. Mit der Entscheidung, wann der VM zugestartet und mit wie viel Last er betrieben wird, beeinflusst die Betriebsstrategie indirekt die Wärmebereitstellung. Die vorliegende Arbeit befasst sich in Kapitel 6 mit eben diesem Einfluss der Betriebsstrategie auf das Warmlaufverhalten und das Thermomanagement eines Plug-In-Hybridantriebs mit wasserseitigem PTC-Zuheizier⁹⁾. Dazu sollen im Folgenden verschiedene Betriebsstrategieansätze vorgestellt sowie der Stand der Technik im Hinblick auf eine Betrachtung des Warmlaufs und des Thermomanagements ausgewiesen werden.

2.3 Betriebsstrategie von Hybridfahrzeugen

Prinzipiell lässt sich ein Hybridfahrzeug auf zwei verschiedenen Ebenen dahingehend optimieren, dass die Energieeffizienz des Antriebsstrangs maximiert wird [31, 32]:

- Auf **Auslegungsebene** wird die Antriebsstrangtopologie sowie die Skalierung der einzelnen Aggregate zueinander für ein vordefiniertes Fahrzeug beeinflusst. Hierbei bestimmen unter anderem Größe, Leistungsdichte und technologischer Fortschritt der jeweiligen Komponenten zum einen über die Effizienz des resultierenden Antriebsstrangs, zum anderen über die damit einhergehenden Kosten [33, 34].

⁹⁾Eine ausführliche Beschreibung des betrachteten Antriebsstrangs und des Thermomanagements findet sich in Abschnitt 3.1.

- Auf **Steuerungsebene** lässt sich die Regelung und Koordination der Komponenten eines bestehenden Antriebssystems beeinflussen [17, 33, 35]. Die Steuerungsebene von Hybridfahrzeugen, besser bekannt als die *Betriebsstrategie*, ist Gegenstand der vorliegenden Arbeit und soll im Folgenden näher erläutert werden.

Heutzutage erfolgt die Steuerung/Regelung des Antriebssystems auf elektronische Art und Weise durch Steuergeräte (ECUs¹⁰). Die Intention des Fahrers in Form einer Betätigung des Gas- bzw. Bremspedals wird über eine i.d.R. nichtlineare Fahrpedalcharakteristik in eine Drehmomentanforderung umgerechnet und an die Antriebskomponenten weitergeleitet. Im Falle eines konventionellen Antriebsstrangs wird die Drehmomentanforderung über die Motorsteuerung durch den VM gestellt. Entsprechend wird eine gewünschte Verzögerung über das Bremssystem realisiert. Analog erfolgt die Regelung für rein elektrische Fahrzeuge über das elektrische System.

Hybridfahrzeuge mit paralleler Antriebsstrangtopologie besitzen durch die zusätzliche Antriebskomponente einen Freiheitsgrad, sodass das Fahrerwunschemoment neben dem rein elektrischen und rein verbrennungsmotorischen Betrieb auch durch eine Kombination beider gestellt werden kann. Im Folgenden sei dieser Freiheitsgrad als Drehmomentaufteilung u bezeichnet und nach EBBESEN [33] zu Gleichung (2.1) definiert:

$$u = \frac{T_{EM}}{T_{EM} + T_{VM}}, \quad u \in (-\infty, 1]. \quad (2.1)$$

Wie bereits in Kapitel 2.1.2 beschrieben, können dabei die Betriebsarten EF ($u = 1$), Lastpunktabenkung ($0 < u < 1$), reine verbrennungsmotorische Fahrt ($u = 0$), sowie Lastpunktanhebung ($u < 0$) auftreten. Der zusätzliche Freiheitsgrad erfordert die vorgelagerte Entscheidung, ob das Fahrzeug rein elektrisch oder mit beiden Antriebseinheiten betrieben werden soll. Basierend auf der Fahranforderung wird in der Fahrpedal- und Momentenebene ein resultierendes Fahranforderungsmoment T_{Anf} bestimmt. Im Falle des Hybridbetriebs muss anschließend die Koordination der jeweiligen Komponenten zueinander geregelt werden. Dazu ist eine sogenannte Hybridsteuerung erforderlich, in der Literatur oftmals als EMS¹¹) [15] bezeichnet, deren Aufgabe anhand von Abbildung 2.5 beschrieben werden soll. Innerhalb der Hybridsteuerung entscheidet die Betriebsstrategie auf welche Art und Weise das Anforderungsmoment durch die Antriebsaggregate gestellt wird. Unter Einbezug von zurückliegenden und aktuellen Informationen sowie Informationen über das vorausliegende Streckenprofil lässt sich diese Entscheidung möglichst effizient und intelligent in Hinblick auf Gütekriterien wie beispielsweise Kraftstoffverbrauch, Emissionsverhalten und Fahrkomfort treffen. Erfordert die Betriebsstrategie einen Zustandswechsel von bspw. EF

¹⁰)engl.: *Electronic Control Unit*

¹¹)engl.: *Energy Management Strategy*

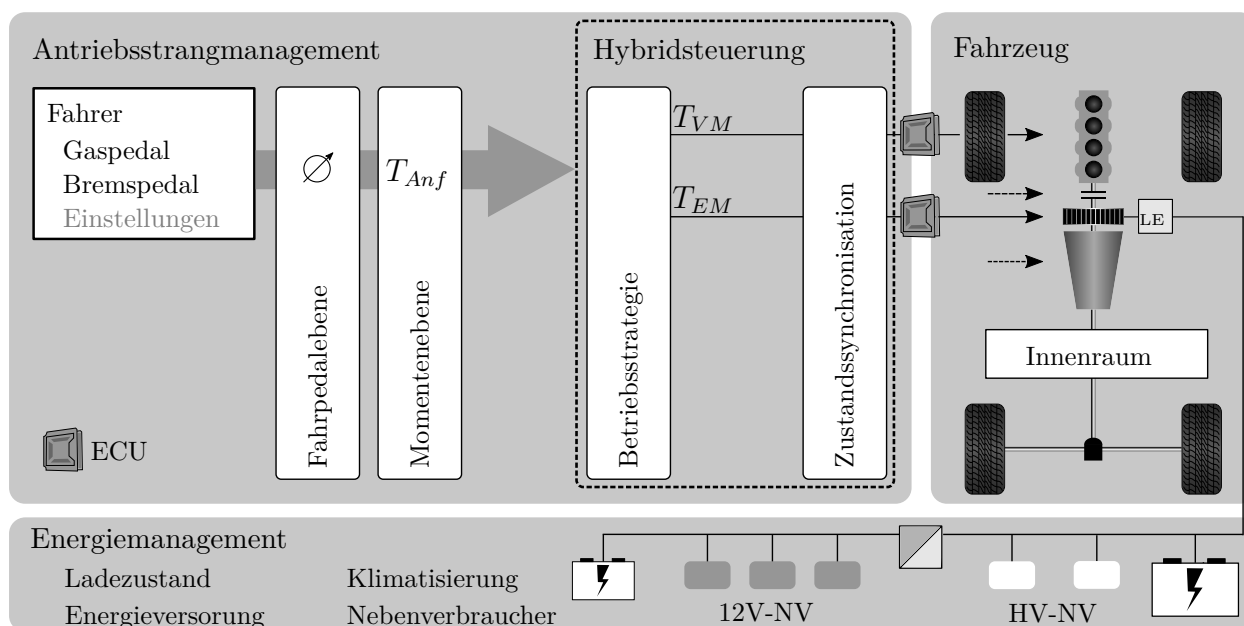


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung zur Verdeutlichung der Interaktion zwischen Antriebsmanagement, Energiemanagement und Fahrzeug. Die Hybridsteuerung beinhaltet dabei die Betriebsstrategie sowie die Zustandssynchronisation.

in den Hybrid-Betriebsmodus wird innerhalb der Zustandssynchronisation ein Zustand des VM eingeleitet und durchgeführt. Ausgehend von der Hybridsteuerung werden die geforderten Signale an die Motor-, Batterie- und Getriebebesteuergeräte übermittelt. Innerhalb des Energiemanagements erfolgt die Regulierung von Leistungsfreigaben für die 12 V- und HV-Nebenverbraucher (12 V-NV bzw. HV-NV). In Abhängigkeit des Batterieladezustands und unter Berücksichtigung von Komfortansprüchen kann die zur Verfügung stehende Leistung der jeweiligen Komponente beschränkt werden.

Im Allgemeinen lassen sich Betriebsstrategien anhand ihrer Wirk- und Funktionsweise charakterisieren [17]. Die Wirkweise bezieht sich dabei auf die Prädiktion des Streckenprofils und deren Integration in die Betriebsstrategie. Eine weit verbreitete Unterteilung lässt sich in *kausale* und *nicht-kausale* Betriebsstrategien vornehmen [15]. Im ersten Fall agiert die Betriebsstrategie lediglich auf Basis aktuell zur Verfügung stehender sowie zurückliegender Informationen. Zwangsläufig ergibt sich dadurch eine, über den gesamten Zyklus betrachtet, suboptimale Betriebsstrategie, deren Güte maßgeblich von der implementierten Regelung abhängig ist. Im Gegensatz dazu ist für nicht-kausale Betriebsstrategien eine a-priori Kenntnis über den betrachteten Fahrzyklus, das Höhenprofil sowie die Leistungstrajektorien von zusätzlichen Nebenverbrauchern erforderlich. Bei genauer Kenntnis des gesamten Fahrprofils kann, durch geeignete Optimierungsverfahren, die über das Fahrprofil hinweg optimale Betriebsstrategie des Hybridfahrzeugs eingestellt werden. Da jedoch die genaue Kenntnis des vorausliegenden Fahrprofils in der Realität nicht gewährleistet ist, wird versucht eine Annäherung über eine Prädiktion der Leistungstrajektorie durch digitale Strecken- und Hö-

hendaten zu erzielen [28, 36]. Funktional lassen sich mit dem *heuristischen (regelbasierten)* und dem *optimierungsbasierten* Ansatz zwei Methodiken unterscheiden, auf Basis derer eine Betriebsstrategie umgesetzt werden kann. Auf diese Ansätze wird im Folgenden näher eingegangen.

2.3.1 Heuristische Betriebsstrategien

Eine Heuristik¹²⁾ bezeichnet eine (Betriebs-)strategie, bei der die Komplexität des Systems sowie der Vorgänge über vereinfachte Regeln und Gesetzmäßigkeiten beschrieben wird. Eine einheitliche Definition ist nicht möglich, da heuristische Betriebsstrategien abhängig vom Fahrzeugkonzept, der Implementierung und der Applikation signifikant voneinander abweichen und individuell ausgelegt werden können. Da das Fahrprofil i.d.R. nicht a-priori bekannt ist, handelt es sich um kausale, suboptimale Betriebsstrategien, die ein gewisses Potential einbüßen. Durch die Weiterentwicklung hin zu prädiktiven Betriebsstrategieansätzen wird jedoch versucht, dieser Thematik Rechnung zu tragen und sich durch den Einbezug vorausschauender Informationen in die heuristischen Ansätze der global optimalen Lösung anzunähern. Am weitesten verbreitet sind Heuristiken, die sich vordefinierten Regeln oder der Fuzzy-Logik bedienen [37, 38]. Weitere in der Literatur zu findende Ansätze machen sich die Spieltheorie [39] oder künstliche Intelligenz in Form von neuronalen Netzen [40] oder Deep Learning [41] zunutze. Nach [15] lassen sich heuristische Betriebsstrategieansätze darüber hinaus in zwei Kategorien untergliedern.

Kennfeldbasierte Betriebsstrategien definieren ihre Steuergröße über mehrdimensionale Kennfelder in Abhängigkeit vom aktuellen Fahrzustand sowie weiteren Eingangsgrößen wie bspw. dem Ladezustand der Batterie oder Temperaturgrenzen der einzelnen Komponenten. Ein vereinfachtes Beispiel aus [15] ist in Abbildung 2.6a dargestellt. In Abhängigkeit von Fahrzeuggeschwindigkeit v und Anforderungsmoment T_{Anf} wird die Drehmomentaufteilung u kennfeldbasiert bestimmt. Während bei negativen Anforderungsmomenten ausschließlich die Rekuperation zum Einsatz kommt, wird im unteren Lastbereich elektrisch gefahren (jeweils $u = 1$). Zu höheren Geschwindigkeiten wird der VM zugeschaltet ($u \neq 1$). Je nach Lastniveau und Ladezustand der Batterie kann der Lastpunkt wahlweise angehoben oder abgesenkt werden ($u \neq 0$).

Regelbasierte Betriebsstrategien können wie in Abbildung 2.6b dargestellt als endliche Zustandsautomaten betrachtet werden [28]. Durch die Fahrpedalstellung und Fahrzeugeinstellungen nimmt der Fahrer Einfluss auf die Betriebsstrategie. Überschreitet die Fahranforderungsleistung P_{Anf} einen gewissen Schwellwert P' , so wird in den verbrennungsmotorischen Betriebsmodus gewechselt. Bedingt durch den jeweiligen Lastpunkt

¹²⁾griech.: *finden, entdeckend* - Wissenschaft von den Verfahren, Probleme zu lösen [11].

und unter Berücksichtigung des aktuellen Ladezustands wird dann der Betriebspunkt des VM eingestellt. Fällt die Anforderungsleistung unter einen Grenzwert P'' kann der VM wieder ausgeschaltet und vom Antriebsstrang entkoppelt werden.

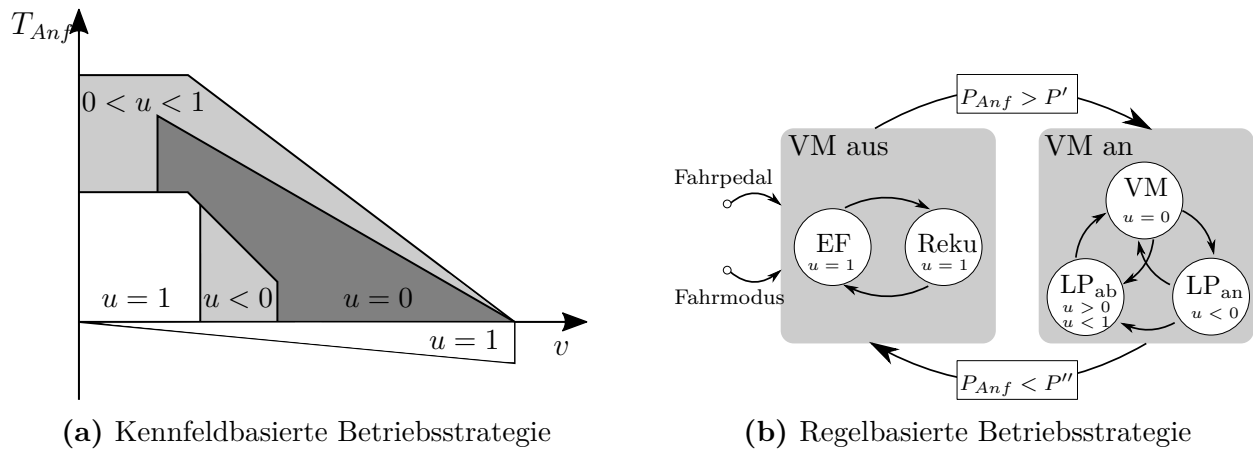


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung einer kennfeldbasierten Betriebsstrategie nach [15] und einer regelbasierten Betriebsstrategie nach [15, 28] zur Verdeutlichung der Funktionalität

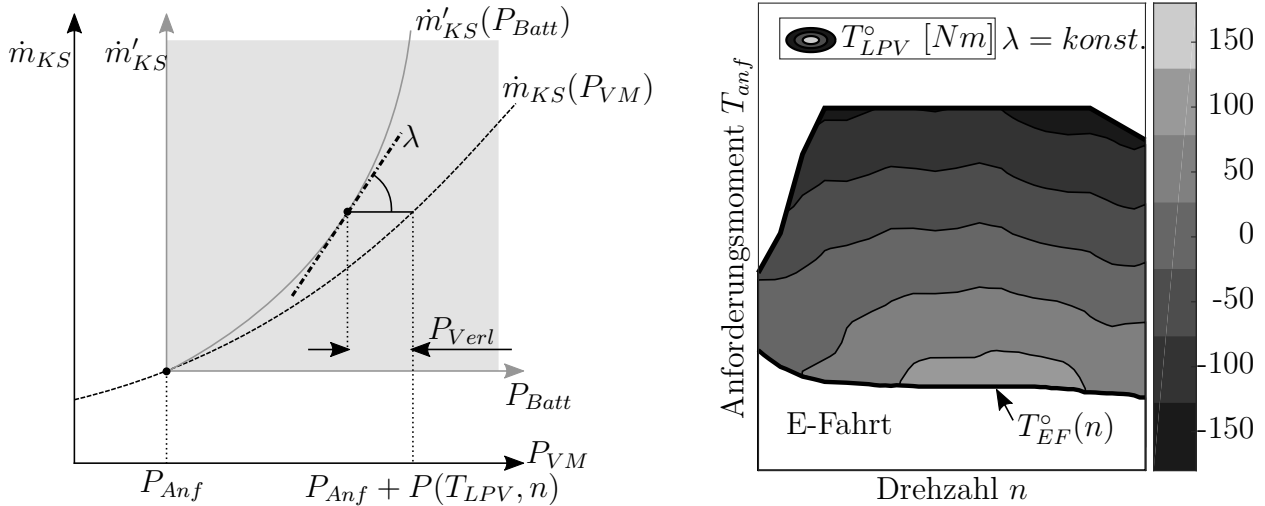
Regelbasierte Betriebsstrategieansätze stellen bis heute den Stand der Technik innerhalb der Serienentwicklung von Hybridfahrzeugen dar. Gegenüber den im Anschluss beschriebenen, optimierungsbasierten Ansätzen zeichnen sie sich durch die Nachvollziehbarkeit, Reproduzierbarkeit sowie der einfachen Implementierung und Handhabung aus. Zur Auslegung und Parametrierung können durch analytische Ansätze Kennfelder für den optimalen Betrieb eines Hybridfahrzeugs hergeleitet werden. Beispiele für diese Vorgehensweise sind in [19, 24] zu finden und kommen im Rahmen dieser Arbeit in Kapitel 5 und Kapitel 6 zur Anwendung. Hier wird mit dem Kraftstoffäquivalenzfaktor λ ein Regelparameter eingeführt, über den die beiden grundsätzlichen Entscheidungen der Betriebsstrategie eines Parallelhybridfahrzeugs gekoppelt sind. λ beschreibt dabei das Verhältnis zwischen Erzeugung und Einsatz elektrischer Energie und ist definiert als Ableitung des zusätzlich zum Grundlastpunkt durch LPV aufgewendeten Kraftstoffmassenstroms $\Delta \dot{m}'_{KS}$ nach der resultierenden Leistung an der HV-Batterie [19]:

$$\lambda = \frac{d\dot{m}'_{KS}}{dP_{Batt}} \quad (2.2)$$

Abbildung 2.7a zeigt eine verbrennungsmotorische Willans-Linie¹³⁾ und veranschaulicht den in Gleichung (2.2) genannten Zusammenhang. Ausgehend von einer Leistungsanforderung P_{Anf} wird über ein gewisses Lastpunktverschiebungsmoment T_{LPV} eine um $P(T_{LPV}, n)$ höhere Leistung am VM gestellt. In der HV-Batterie kann die um die Verlustleistung P_{Verl} re-

¹³⁾Als Willans-Linien wird die Darstellung des Kraftstoffmassenstroms \dot{m}_{KS} über der effektiven Leistung P_{VM} verstanden.

duzierte Leistung P_{Batt} gespeichert werden. Somit zeigt sich der zusätzlich zum angeforderten Betriebspunkt aufgebrachte Kraftstoffmassenstrom im grau hinterlegten Koordinatensystem mit $\dot{m}'_{KS}(P_{Batt})$. Die Steigungen dieser Willans-Linien ändern sich in Abhängigkeit des jewei-



(a) Herleitung des Kraftstoffäquivalenzfaktors λ (b) Kennfelder für optimalen Hybridbetrieb

Abbildung 2.7: Schematische Darstellung zur Herleitung des Kraftstoffäquivalenzfaktors λ über die Willans-Linien (links) und die resultierenden Kennfelder optimaler elektrischer Fahrt T_{EF}° sowie optimaler LPV T_{LPV}° für $\lambda = konst.$ (rechts)

ligen Lastpunktes definiert durch T_{Anf} und n . Es kann gezeigt werden, dass sich die optimale LPV so einstellt, dass der Äquivalenzfaktor in jedem Betriebspunkt identisch ist [19]. Durch diese Betrachtung lassen sich Kennfelder für das Grenzdrehmoment optimaler elektrischer Fahrt T_{EF}° sowie für die optimale LPV T_{LPV}° für die anschließende Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien herleiten¹⁴):

$$\begin{aligned} T_{EF}^{\circ} &= f(\lambda, n) \\ T_{LPV}^{\circ} &= f(\lambda, T_{Anf}, n). \end{aligned} \quad (2.3)$$

Eine detaillierte Beschreibung ist in Anhang A.2.1 zu finden. Für einen Betrieb unter konstanten Randbedingungen wird darüber hinaus in [42] gezeigt, dass der Äquivalenzfaktor λ für einen kraftstoffoptimalen Betrieb über das Fahrprofil hinweg konstant ist. Für ein solches λ sind die Kennfelder in Abbildung 2.7b dargestellt. Demnach ist die EF in Abhängigkeit der Drehzahl dem Hybridbetrieb vorzuziehen, falls $T_{Anf} < T_{EF}^{\circ}(n)$. Höhere Anforderungsmomente werden verbrennungsmotorisch mit der zusätzlichen LPV $T_{LPV}^{\circ}(T_{Anf}, n)$ realisiert, dessen Betrag hier in Form der Höhenlinien dargestellt ist. Die Ausprägung der Kennfelder wird

¹⁴Es sei an dieser Stelle nochmals erwähnt, dass der Herleitung dieser Kennfelder eine Minimierung des Kraftstoffverbrauchs basierend auf stationär vermessenen Verbrauchskennfeldern zugrunde liegt. Eine Betrachtung des Emissionsverhaltens findet nicht statt.

maßgeblich durch den Äquivalenzfaktor beeinflusst. Mit steigendem λ sinkt der Grenzwert optimaler EF, wohingegen die kraftstoffoptimale LPV progressiver ausfällt. Mit sinkendem λ wird entsprechend mehr EF freigegeben und der VM im Hybrid-Betriebsmodus mit weniger LPV betrieben.

Der optimale Wert dieses Äquivalenzfaktors λ , aus dem sich ein CS-Betrieb¹⁵⁾ ergibt, ist von Einflussgrößen wie der Antriebsstrangauslegung, der Leistungsanforderung bedingt durch das Fahrprofil, von der Nebenverbraucherlast, der Komponententemperaturen und weiteren Einflüssen abhängig und i.d.R. a-priori nicht bekannt. Ein weit verbreiteter Ansatz besteht darin, den Parameter λ individuell für jeden Antriebsstrang einzustellen und über den Fahrzyklus so zu regeln, dass sich ein energetisch stabiler, nahezu kraftstoffoptimaler Betrieb einstellt. Eine vereinfachte Darstellung einer Regelung über den Ladezustand der Batterie ist in Abbildung 2.8 zu sehen. Dabei soll der Ladezustand im CS-Betrieb auf den Arbeitspunkt

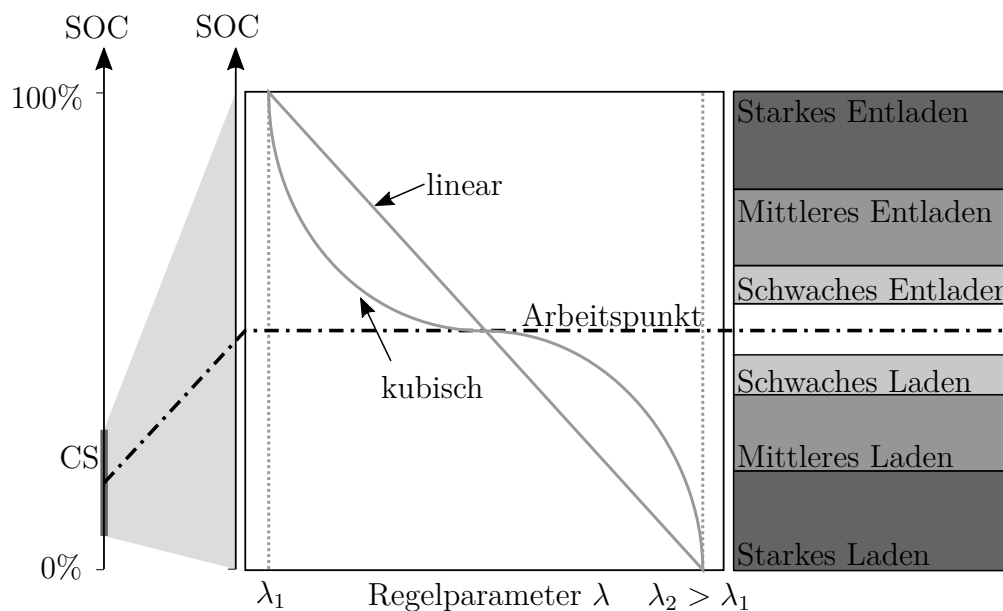


Abbildung 2.8: Regelung einer kennfeldbasierten Lade-/Entladestrategie in Abhängigkeit von Ladezustand und Fahrzeuggeschwindigkeit

als Zielwert geregelt werden. Fällt der Ladezustand ($\text{SOC}^{16)$) nun unter den Arbeitspunkt ab, wird der Regelparameter λ erhöht, sodass weniger Leistung für EF freigegeben und im Hybridbetrieb eine progressivere LPV eingestellt wird. Einem zu hohen Anstieg des Ladezustands der HV-Batterie wird über ein Gegenteiliges Verhalten entgegengewirkt. Dabei gibt es neben dem linearen und kubischen Verlauf, wie er in [19, 42, 43] untersucht wurde und in Abbildung 2.8 dargestellt ist, weitere Ansätze diese Regelung vorzunehmen.

¹⁵⁾engl.: *charge-sustaining*. Unter einem CS-Betrieb wird der Betrieb eines Hybridfahrzeugs im Bereich der Ladungserhaltung verstanden. Im Idealfall ist der Ladezustand der HV-Batterie zu Beginn und am Ende der Fahrt identisch - man spricht von einer ausgeglichenen Bilanz des Ladezustands.

¹⁶⁾engl.: *state of charge*

Weitere Auslegungskonzepte einer regelbasierten Betriebsstrategie werden bspw. von FLECKNER [44], MERTINS [45] oder RUF [46] vorgestellt. Mit dem Ziel einer bedarfs- und wirkungsgradoptimierten Steuerung werden auch hier LPV Kennfelder bestimmt. Hierzu werden in Abhängigkeit des Fahrerwunschs und der LPV Ladewirkungsgrade bestimmt, die sich aus dem relativen Wirkungsgrad des VM bezogen auf den Basisbetriebspunkt und den effektiven Wirkungsgraden von EM und HV-Batterie zusammensetzen. Unterschiede im Vergleich zum zuvor dargestellten Ansatz ergeben sich insbesondere dadurch, dass der relative Bezug zum Basisbetriebspunkt bei den elektrischen Komponenten vernachlässigt wird. Durch Wirbelstrom- und Hystereseverlusten ist hier auch bei Nullmoment (keine LPV) eine gewisse Verlustleistung zu berücksichtigen [19].

2.3.2 Optimierungsbasierte Betriebsstrategien

Optimierungsbasierte Betriebsstrategien beziehen sich auf die Minimierung eines definierten Gütemaßes. Im Bereich der eingangs erwähnten nicht-kausalen Betriebsstrategien, kann die Hybridsteuerung als gesamtheitliches, sogenanntes *Optimalsteuerungsproblem* (OCP¹⁷) betrachtet werden. Sämtliche, das Streckenprofil und folglich die Leistungstrajektorie betreffenden Parameter und Informationen müssen hierzu a-priori bekannt sein. Durch die Anwendung geeigneter mathematischer Methoden wird auf diese Weise eine global optimale Lösung ermittelt. Durch den Mangel an prädiktiven Streckeninformationen bzw. deren nicht ausreichende Güte sowie der hohen Rechenintensität zum Einsatz kommender Optimierungsverfahren, werden hierzu gehörende Methoden meist als *Offline-Optimierung* verstanden. Sie werden zu Zwecken der Systemauslegung und des Benchmarks verwendet:

Auslegung: Nach SILVAS [32] kann die Entwicklung und Auslegung von Hybridfahrzeugen als mehrstufiges Optimierungsproblem bzgl. der Komponentendimensionierung und Betriebsstrategieparametrierung verstanden werden. Deren unabhängige Lösung führt per Definition zu einem suboptimalen Resultat [32, 47]. Folglich sollten Betriebsstrategie und Bauteildimensionierung in einem integrierten Ansatz betrachtet werden, um einen ganzheitlich optimierten Antriebsstrang zu konzipieren. Hier bieten optimierungsbasierte Betriebsstrategieansätze die Möglichkeit, Fahrzeugkonzepte und deren Dimensionierung in einem frühen Entwicklungsstadium bewerten zu können. Ein weiterer Anwendungsfall bezieht sich auf die Erstausslegung einer regelbasierten Betriebsstrategie zu einem bereits bestehenden Antriebsstrang. In der Vergangenheit hat sich der Ansatz einer optimierungs-

¹⁷engl.: *Optimal Control Problem*

basierten Erstausslegung einer im Fahrzeug implementierten regelbasierten Betriebsstrategie bewährt. Durch das Ableiten allgemeingültiger Wirkzusammenhänge können auf diese Weise Kennlinien und Kennfelder aber auch funktionale Ansätze ermittelt und umgesetzt werden, wie bspw. in [13, 19, 43] beschrieben.

Benchmark: Optimierungsbasierte Betriebsstrategieansätze dienen häufig Referenzbetrachtungen und der Untersuchung von Potentialen zur Verbesserung einer regelbasierten Strategie. Durch den Einsatz geeigneter Regler bzw. heuristischer Ansätze lassen sich durch suboptimale, kausale Betriebsstrategien heutzutage Ergebnisse erzielen, die einer global optimalen Lösung sehr nahe kommen. Durch den Vergleich mit nicht-kausalen Offline-Optimierungen als Referenzlösung kann die Güte bewertet und weiteres Verbesserungspotential aufgezeigt werden [19, 37]. So wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit vermehrt ein numerischer Lösungsansatz zum Einsatz kommen, um das Potential zur Verbesserung einer regelbasierten Betriebsstrategie durch die Berücksichtigung von Warmlauf- und Aufheizeffekten aufzuzeigen.

Im Folgenden wird zunächst das Optimalsteuerungsproblem definiert und auf den vorliegenden Anwendungsfall der hybriden Antriebsstrangsteuerung übertragen. Dies bildet die Grundlage für den darauffolgenden Überblick über numerische und analytische Lösungsverfahren für das OCP.

2.3.2.1 Formulierung des Optimalsteuerungsproblems¹⁸⁾

Das Gütemaß $\mathcal{J}(\cdot)$ entspricht dem Integral einer über den gesamten Fahrzyklus hinweg zu optimierenden Größe $\mathcal{L}(\cdot)$ und kann durch Gleichung (2.4) beschrieben werden. Dabei entspricht $t \in [t_0, t_f] \subset \mathbb{R}$ der Zeit und $\mathbf{u} : [t_0, t_f] \mapsto \mathbb{R}^{n_u}$ dem Steuervektor, der Eingangsgröße des nichtlinearen Systems. Die Zustandsgrößen $\mathbf{x} : [t_0, t_f] \mapsto \mathbb{R}^{n_x}$ beschreiben den Zustand des Systems durch die Systemdynamik $\dot{\mathbf{x}} = \frac{d\mathbf{x}}{dt} : [t_0, t_f] \mapsto \mathbb{R}^{n_x}$. Der vordefinierte Fahrzyklus kann als Störgröße $\mathbf{w} : [t_0, t_f] \mapsto \mathbb{R}^{n_w}$ des dynamischen Systems verstanden werden

$$\mathcal{J}(\mathbf{u}) = \int_{t_0}^{t_f} \mathcal{L}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{w}(t), t) dt. \quad (2.4)$$

In vielen Anwendungsfällen entspricht das Kostenfunktional $\mathcal{J}(\cdot)$ dem über den Fahrzyklus integrierten Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{KS}(\mathbf{u}(t), t)$. Alternativ ist eine Optimierung bzgl. weiterer Parameter wie bspw. Emissionen, Batteriealterung oder einer Kombination dieser über ein gewichtetes Gütemaß denkbar. Das Problem der optimalen Steuerung besteht darin, für ein zeitkontinuierliches, zeitvariantes, nichtlineares System $\mathbf{f} : \mathbb{R}^{n_x} \times \mathbb{R}^{n_u} \times \mathbb{R}^{n_w} \mapsto \mathbb{R}^{n_x}$ die-

¹⁸⁾Die hier verwendete Nomenklatur orientiert sich in weiten Teilen an den Ausführungen in [36, 48, 49].

jenige optimale Abfolge $\mathbf{u}^\circ(t)$ der Steuergröße $\mathbf{u}(t)$ zu finden, die das Kostenfunktional $\mathcal{J}(\cdot)$ unter Einhaltung der gestellten Randbedingungen (Gleichung (2.5)) minimiert:

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{u}(t)} \mathcal{J}(\mathbf{u}) &= \mathcal{M}(\mathbf{x}(t_f), t_f) + \int_{t_0}^{t_f} \mathcal{L}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{w}(t), t) dt \\ \text{u.B.v. } \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{w}(t), t) \\ \mathbf{x}(t_0) &= \mathbf{x}_0, \quad \mathbf{x}(t_f) = \mathbf{x}_f \\ \mathbf{x}(t) &\in \mathcal{X}(t) \subseteq \mathbb{R}^{n_x} \\ \mathbf{u}(t) &\in \mathcal{U}(t) \subseteq \mathbb{R}^{n_u} \\ \mathbf{w}(t) &\in \mathcal{W}(t) \subseteq \mathbb{R}^{n_w}. \end{aligned} \tag{2.5}$$

Diese Darstellung entspricht der Bolza-Form, die sich aus einem Endkostenterm (Mayer-Term $\mathcal{M}(\cdot)$) und dem Kostenfunktional (Lagrange-Term) zusammensetzt [49]. Der Endkostenterm kann als harte oder weiche Beschränkung definiert werden. Im Falle der harten Beschränkung wird die Lösung mit Gleichung (2.6) auf einen fixen Endwert gezwungen:

$$\mathcal{M}(x_i(t_f), t_f) = \begin{cases} 0, & x_i(t_f) = x_{i,f} \\ \infty, & x_i(t_f) \neq x_{i,f} \end{cases}, \quad \forall i \in \mathcal{I}_f. \tag{2.6}$$

Die Menge \mathcal{I}_f umfasst die Indizes der Zustände zum Zeitpunkt t_f . Im Gegensatz dazu kann der Mayer-Term über eine sog. weiche Beschränkung durch eine beliebige Funktion (vgl. Gleichung (2.7)) angegeben werden, die eine Abweichung zum Zielzustand gewichtet. Dazu ist im Bereich der Betriebsstrategie von Hybridfahrzeugen ein Ansatz über einen Lade- bzw. Entladewirkungsgrad weit verbreitet, der eine bleibende SOC-Abweichung in ein physikalisches Verhältnis zum Kraftstoffmassenstrom setzt (vgl. [15]):

$$\mathcal{M}(x_i(t_f), t_f) = \zeta_i (x_{i,f} - x_i(t_f)), \quad \forall i \in \mathcal{I}_f. \tag{2.7}$$

Die Randbedingungen beschränken zum einen den Raum der Zustands- und Steuergrößen und geben zum anderen Anfangs- und Endbedingungen für die Systembeschreibung vor. Die in Gleichung (2.5) aufgeführten Größen seien beschränkt, wobei die Mengen der jeweils zulässigen Zustands-, Steuer- und Störgrößen $\mathcal{X}(t), \mathcal{U}(t), \mathcal{W}(t)$ zeitvariant sein können. Es sei erwähnt, dass der Steuervektor neben kontinuierlichen Optimierungsgrößen auch solche diskreter Natur enthalten kann, die das OCP in ein hybrides System (MIOCP¹⁹⁾) transferieren. Dieser Sachverhalt ist bei der dynamischen Optimierung und der Auswahl eines bestimmten Verfahrens entsprechend zu berücksichtigen [36, 50].

¹⁹⁾engl.: *Mixed-Integer Optimal Control Problem*

2.3.2.2 Klassifizierung von Lösungsmethoden

Zur Lösung von Problemstellungen der optimalen Steuerung wurde in den letzten Jahrzehnten eine Vielzahl von Lösungsmethoden entwickelt, deren Eignung und Charakteristika sehr stark vom jeweiligen Anwendungsfall abhängen. Einen guten Überblick bieten BIRAL und BERTOLAZZI in [51] sowie SAGER in [48] und ALI in [52], die eine verbreitete Klassifizierung der Lösungsansätze in DYNAMISCHE PROGRAMMIERUNG, INDIREKTE METHODEN basierend auf der Variationsrechnung sowie DIREKTE METHODEN vornehmen (vgl. Abbildung 2.9). Indirekte Verfahren machen Gebrauch von den notwendigen Bedingungen zur

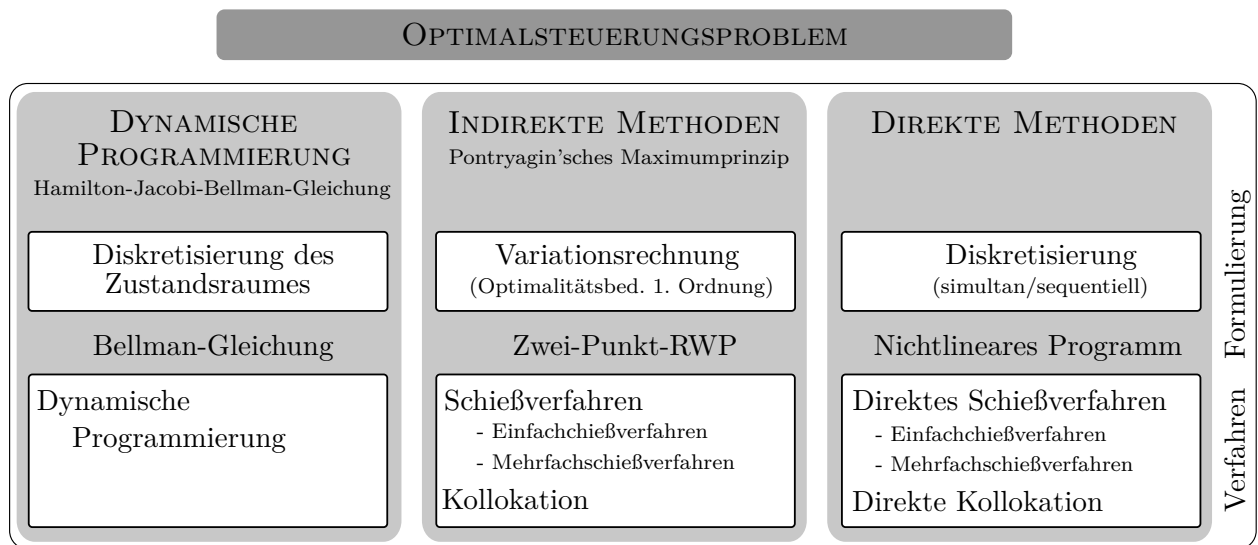


Abbildung 2.9: Klassifizierung von numerischen Lösungsverfahren zur Behandlung optimaler Steuerungsprobleme in Anlehnung an [51] (RWP = Randwertproblem)

Optimalität des vorliegenden Steuerungsprozesses. Im Gegensatz dazu transformieren direkte Verfahren das OCP in ein endlich-dimensionales, nichtlineares Programm, welches anschließend mit bekannten Methoden der nichtlinearen Optimierung gelöst werden kann. Im Folgenden sollen die verschiedenen Methoden in ihren Grundzügen beschrieben und deren Anwendung im Bereich der Optimierung von Betriebsstrategien hybrider Fahrzeugantriebe aufgezeigt werden.

Dynamische Programmierung

Im Bereich der Betriebsstrategie von Hybridfahrzeugen hat sich als numerisches Verfahren insbesondere die Dynamische Programmierung²⁰⁾ (DP) nach BERTSEKAS [55] durchgesetzt,

²⁰⁾Zur Herkunft des Begriffs der Dynamischen Programmierung äußert sich BELLMANN wie folgt: „I was interested in planning, in decision making, in thinking. But planning, is not a good word for various reasons. I decided therefore to use the word, 'programming'. I wanted to get across the idea that this was dynamic, this was multistage, this was time-varying.“ [53, 54].

wie sie in Kapitel 4 näher beschrieben wird. Dieses Verfahren basiert auf dem Optimalitätsprinzip von BELLMAN - es besagt, dass unabhängig vom Zustand, der sich durch eine getätigte erste Entscheidung ergeben hat, die verbleibenden Entscheidungen eine optimale Entscheidungsfolge darstellen müssen:

„An optimal policy has the property that whatever the initial state and initial decision are, the remaining decisions must constitute an optimal policy with regard to the state resulting from the first decision“ [56].

Abbildung 2.10 verdeutlicht dieses Prinzip und teilt dazu die optimale Zustandstrajektorie $\mathbf{x}^\circ(t)$ in zwei Teile ① und ② für $t \in [0, t_1]$ und $t \in [t_1, t_f]$. Das Optimalitätsprinzip besagt nun, dass ② eine optimale Zustandstrajektorie darstellen muss, die den Zustand $\mathbf{x}^\circ(t_1)$ in die Endbedingung $\mathbf{g}(\mathbf{x}(t_f), t_f) = \mathbf{0}$ überführt. Eine günstigere Trajektorie ③ steht im Widerspruch zum Optimalitätsprinzip der aus ① und ② bestehenden Zustandstrajektorie [57] und existiert folglich nicht. In der Anwendung geht dem Verfahren eine sowohl zeitliche Dis-

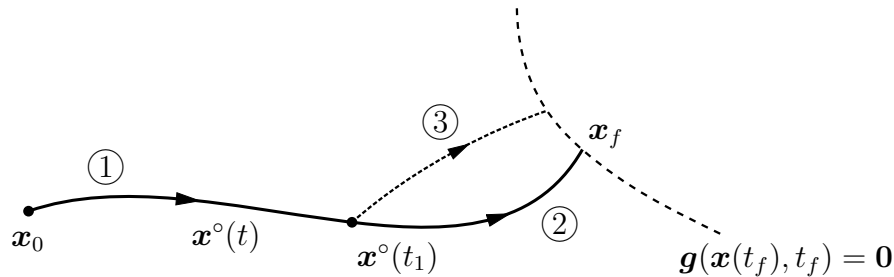


Abbildung 2.10: Verdeutlichung des Optimalitätsprinzips nach BELLMANN [57].

kreterisierung als auch eine Diskretisierung der Steuer- und Zustandsvektoren mit geeigneten Diskretisierungsintervallen $\Delta \mathbf{x}_k$ und $\Delta \mathbf{u}_k$ voran (siehe Abbildung 2.11). Das dynamische System wird durch geeignete Differenzgleichungen beschrieben [28]. Für die Anwendung des Optimalitätsprinzips werden mit Gleichung (2.8) anschließend sogenannte Übergangskosten²¹⁾ \mathcal{J}_k definiert, welche die Kosten zur Überführung von \mathbf{x}_k in den Endzustand \mathbf{x}_N darstellen:

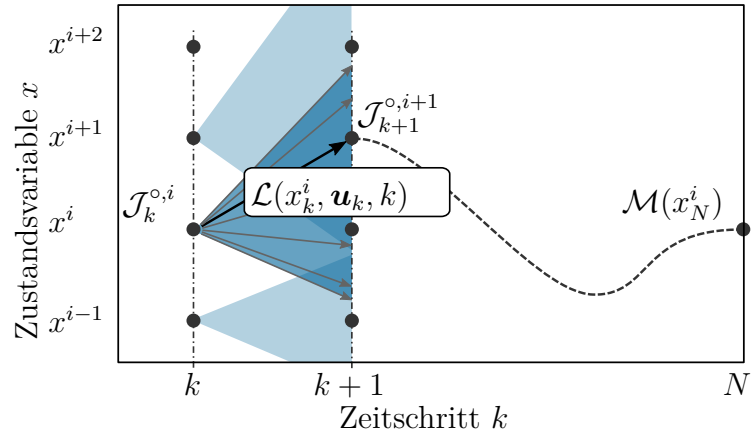
$$\mathcal{J}_k = \mathcal{M}(\mathbf{x}_N) + \sum_{\kappa=k}^{N-1} \mathcal{L}(\mathbf{x}_\kappa, \mathbf{u}_\kappa, \kappa). \quad (2.8)$$

Die minimalen Kosten $\mathcal{J}_k^\circ = \min_{\mathbf{u} \in \mathcal{U}} \mathcal{J}_k$ über die Steuergrößen zum Zeitschritt k hängen lediglich vom Zustand \mathbf{x}_k und k unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen ab:

$$\mathcal{J}_k^\circ(\mathbf{x}_k, k) = \min_{\mathbf{u} \in \mathcal{U}} \{ \mathcal{L}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, k) + \mathcal{J}_{k+1}^\circ(\mathbf{x}_{k+1}, k+1) \}. \quad (2.9)$$

²¹⁾Diese Überführungskosten werden in der Literatur oft als *cost-to-go* bezeichnet [15].

Abbildung 2.11: Schematische Darstellung des Vorgehens der Dynamischen Programmierung unter Anwendung der Bellmann'schen Rekursionsformel für einen exemplarischen Zeitschritt.



Diese Gleichung ist anschaulich in Abbildung 2.11 dargestellt. Dabei stellen $\mathcal{J}_{k+1}^{\circ, i+1}$ die Übergangskosten zur Überführung des Zustands x_{k+1}^{i+1} in den Zielzustand x_N^i dar. Ausgehend vom Zustand x_k^i können nun durch Anwendung aller Steuergrößen definiert durch \mathbf{u}_k (dunkelblaue Fläche) alle Kosten \mathcal{J}_k^i sowie das Minimum $\mathcal{J}_k^{\circ, i}$ bestimmt werden. Durch die Anwendung des Optimalitätsprinzips in Zusammenhang mit der Systemdynamik $\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, k)$ aus der Formulierung des Optimalsteuerungsproblems (vgl. Gleichung (2.5)) lässt sich dies durch

$$\mathcal{J}_k^{\circ}(\mathbf{x}_k, k) = \min_{\mathbf{u} \in \mathcal{U}} \{ \mathcal{L}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, k) + \mathcal{J}_{k+1}^{\circ}(\mathbf{f}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, k), k+1) \} \quad (2.10)$$

zusammenfassen. Die rechte Seite wird dabei als Bellmann'sche Rekursionsformel verstanden, welche wiederum nur von \mathbf{u}_k , nicht aber von \mathbf{u}_κ , $\kappa = k+1, \dots, N-1$ abhängig ist [57]. In seinem Grundsatz beginnt das Verfahren ausgehend vom letzten Zeitschritt t_f mit einer zeitlich rückwärtsgerichteten Rekursion durch den Zeitbereich $[t_0, t_f]$. Dabei werden die jeweiligen Kosten (2.8) für die entsprechenden Zeitschritte $t_k = k \cdot \Delta t$, $k = 0, \dots, N$ bestimmt. Das Argument der Minimierung wird für jeden Zeitschritt in einer Matrix \mathbf{V} abgespeichert

$$\mathbf{V}(x_k, k) = \arg \{ \mathcal{J}^{\circ}(\mathbf{x}_k, k) \}. \quad (2.11)$$

Ausgehend vom initialen Zeitschritt t_0 wird diese dann genutzt um die optimale Trajektorie, definiert durch $\mathbf{x}^{\circ}(t)$, $\mathbf{u}^{\circ}(t)$ und $\mathcal{L}^{\circ}(t)$, in einer anschließenden Vorwärtsrekursion durch

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_k^{\circ} &= \mathbf{V}(\mathbf{x}_k^{\circ}, k) \\ \mathbf{x}_{k+1}^{\circ} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_k^{\circ}, \mathbf{u}_k^{\circ}, k) \end{aligned} \quad (2.12)$$

zu ermitteln [15]. Durch den rekursiven Charakter und die gesamtheitliche Auswertung aller diskreten Zustände zeichnet sich die Lösung dieses numerischen Verfahrens durch globale Optimalität aus. Es sei allerdings erwähnt, dass das Optimum der Lösung numerisch aufgrund der Diskretisierung durch Interpolationsfehler beschränkt ist. Ein weiterer Nachteil äußert

sich in der Rechenintensität, bekannt als *Fluch der Dimensionen*²²⁾. Bezeichnen $\alpha_i(k)$ die Gitterpunkte für die Zustände \mathbf{x}_k und $\beta_j(k)$ die Anzahl jeder diskreten Steuergröße $\mathbf{u}(k)$, so lässt sich die Größe des Zustandsgitters sowie die Anzahl möglicher Übergänge zu Gleichung (2.13) bestimmen [57]:

$$\text{Gitterpunkte : } \sum_{k=0}^N \prod_{i=1}^{n_x} \alpha_i(k), \quad \text{Übergänge : } \prod_{j=1}^{n_u} \beta_j(k). \quad (2.13)$$

Daraus lässt sich der benötigte Rechenzeitbedarf und Speicheraufwand für die Umsetzung der DP in Abhängigkeit der jeweiligen Problemstellung definieren. Für den vereinfachten Fall $\alpha_i(k) = \alpha \forall i$ und $\beta_j(k) = \beta \forall j$ sind diese in Gleichung (2.14) formuliert:

$$\text{Rechenzeit : } \tau \propto N \alpha^{n_x} \beta^{n_u}, \quad \text{Speicheraufwand : } n_u \sum_{k=0}^N \prod_{i=1}^{n_x} \alpha_i(k). \quad (2.14)$$

Somit steigt die Rechenzeit lediglich linear mit der Zykluslänge, jedoch exponentiell mit der Anzahl der Zustands- und Steuergrößen, sodass die Anwendung auf einfache OCP/MIOCP beschränkt ist. Nichtsdestotrotz hat sich im Bereich der Offline-Optimierung von Betriebsstrategien hybrider Antriebssysteme die DP in der breiten Literatur durchgesetzt [58–62] und wurde in den letzten Jahren fortlaufend weiterentwickelt. Bekannte Implementierungen des Lösungsalgorithmus für eine breite Variation an Problemstellungen wird von [59, 63] bereitgestellt. Um den Anforderung an eine Online-Optimierung gerecht zu werden, wurde darüber hinaus die Weiterentwicklung hinsichtlich Rechenzeit und Prädiktion weiter vorangetrieben. So entstanden in den letzten Jahren bspw. Ansätze einer adaptiven [64], approximativen [65], iterativen [66] oder stochastischen Dynamischen Programmierung [67].

Indirekte Methoden

Das PONTYAGIN'SCHE MAXIMUMPRINZIP²³⁾ (PMP) stellt als indirekte Methode ein analytisches Verfahren zur Lösung des OCP dar und geht zurück auf die Arbeiten von PONTYAGIN, BOLTYANSKII und GAMKRELIDZE [68]. Basierend auf der Anwendung der Variationsrechnung werden Optimalitätsbedingungen hergeleitet, welche von der optimalen Lösung $\mathbf{x}^\circ(t)$, $\mathbf{u}^\circ(t)$ erfüllt werden müssen. Bilden $\mathbf{x}^\circ(t)$, $\mathbf{u}^\circ(t)$ eine optimale Steuerung für das Pro-

²²⁾engl.: *Curse of dimensionality*

²³⁾Das Maximumprinzip nach PONTYAGIN wird in der Literatur häufig äquivalent als Minimumprinzip verstanden [48].

blem 2.5, so existieren adjungierte Kozustände (Lagrange-Multiplikatoren) $\boldsymbol{\lambda}(t) \in \mathbb{R}^n$, sodass in $t \in [t_0, t_f]$ Folgendes gilt:

$$\mathcal{H}(\boldsymbol{x}^\circ, \boldsymbol{u}^\circ, \boldsymbol{\lambda}^\circ, t) = \min_{\boldsymbol{u} \in \mathcal{U}} \mathcal{H}(\boldsymbol{x}^\circ, \boldsymbol{u}, \boldsymbol{\lambda}^\circ, t) \quad (2.15)$$

$$\dot{\boldsymbol{x}}^\circ = \frac{\partial \mathcal{H}}{\partial \boldsymbol{\lambda}} = \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x}^\circ, \boldsymbol{u}^\circ, t) \quad (2.16)$$

$$\dot{\boldsymbol{\lambda}}^\circ = -\frac{\partial \mathcal{H}}{\partial \boldsymbol{x}} = -\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \boldsymbol{x}} - \left(\frac{\partial \boldsymbol{f}}{\partial \boldsymbol{x}} \right)^T \boldsymbol{\lambda}. \quad (2.17)$$

Gleichung (2.15) besagt hierbei, dass die optimale Steuerung $\boldsymbol{u}^\circ(t)$ zu jedem Zeitpunkt die sogenannte HAMILTON-Funktion in Form von Gleichung (2.18) minimieren muss:

$$\mathcal{H}(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{u}, \boldsymbol{\lambda}, t) = \mathcal{L}(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{u}, \boldsymbol{w}, t) + \boldsymbol{\lambda}^T \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{u}, \boldsymbol{w}, t). \quad (2.18)$$

Gleichungen (2.16) und (2.17) bilden die HAMILTON'sche Bewegungsgleichungen, welche die Systemdynamik in Form von differentiellen Zustandsgleichungen für Zustandsgrößen und Lagrange'sche Multiplikatoren beschreiben. Es handelt sich hierbei lediglich um notwendige Bedingungen für die Existenz einer globalen Lösung. In [69] wird jedoch gezeigt, dass für die Anwendung des OCP auf die optimale Betriebsstrategie von Hybridfahrzeugen nur eine Lösung existiert, sodass die notwendigen Bedingungen hinreichend sind. Durch die Anwendung des PMP wird das Optimalsteuerungsproblem in ein Zwei-Punkt-RWP überführt. Ausgehend vom Startzustand \boldsymbol{x}_0 werden Anfangswerte $\boldsymbol{\lambda}_0$ geschätzt. Im weiteren Verlauf wird zu jedem Zeitschritt die HAMILTON-Funktion minimiert, wobei sich der Verlauf des Kozustands durch Gleichung (2.17) ergibt. Dabei ist der Anfangswert so zu finden, dass der Zielzustand \boldsymbol{x}_f erreicht wird. Dies ist in den meisten Fällen lediglich in einem iterativen Verfahren durch Anwendung numerischer Methoden wie dem Schießverfahren, der Kollokation oder dem multiplen Schießverfahren zu bewerkstelligen. Für ein tieferes Verständnis sei auf [48] verwiesen. Die optimale Strategie ergibt sich folglich aus

$$\boldsymbol{u}^\circ(t) = \arg \min_{\boldsymbol{u} \in \mathcal{U}} \{ \mathcal{H}(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{u}, \boldsymbol{\lambda}, t) \}. \quad (2.19)$$

Im Rahmen der Betriebsstrategieauslegung ist neben der kontinuierlichen Drehmomentaufteilung die diskrete Motor-An/Aus-Entscheidung von essentieller Bedeutung. Durch die Integration dieser zusätzlichen, diskreten Zustandsgröße in das Optimalsteuerungsproblem handelt es sich um ein hybrides System (MIOCP). Zur Berücksichtigung im Rahmen der PMP-Methodik ist der Ansatz um zusätzliche Schaltfunktionen und -randbedingungen zu erweitern, wie bspw. in [70]. Allerdings ist die Herleitung einer korrekten und numerisch stabilen Schaltfolge keinesfalls trivial und erfolgt in der Regel numerisch in einem iterativen Prozess. Zusätzlich sind Anfangswerte für die adjungierten Variablen zu schätzen, die zwangsläufig im

Konvergenzbereich des Newton-Verfahrens liegen müssen. Im Gegensatz dazu zeichnen sich indirekte Methoden durch deutlich geringere Rechenzeiten bei zugleich hoher Genauigkeit aus, da keinerlei Diskretisierung des Problems notwendig ist [48].

Im Gegensatz zur Offline-Optimierung, gibt es diverse Regleransätze, die einen kausalen Betriebsstrategieansatz verfolgen und durch die Implementierung auf dem Fahrzeugsteuergerät online zu jedem Berechnungsschritt die Regelparameter anpassen (*Online-Optimierung*). Der wichtigste Vertreter dieser Kategorie ist die *Equivalent Consumption Minimization Strategy* (ECMS), die in der Literatur häufig als Online-Implementierung des PMP verstanden und im Folgenden kurz erläutert wird [15]. Die ECMS wurde erstmals durch PAGANELLI [71] als eine Methode veröffentlicht, die das globale Optimalsteuerungsproblem (vgl. Gleichung (2.5)) in ein Problem der unmittelbaren Minimierung überführt, welches für jeden Zeitschritt unabhängig gelöst werden kann. Die ECMS basiert auf der Idee, dass im CS-Betrieb nur ein kleiner Teil der Energiemenge verwendet wird und die Batterie lediglich als Zwischenspeicher fungiert. Somit kommt die gesamte Energie für den Vortrieb aus der Kraftstoffenthalpie - die Batterie wird dabei als reversibler Kraftstofftank gesehen, dessen Energie nach Verwendung wieder aufgefüllt werden muss [42]. Der Kerngedanke besteht nun darin, die Verwendung der elektrischen Energie mittels Gleichung (2.20) in ein Kraftstoffäquivalent zu übertragen:

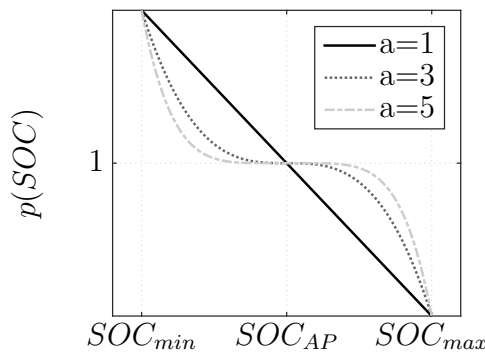
$$\dot{m}_{KS,\ddot{a}q}(u(t), t) = \dot{m}_{KS}(u(t), t) + s \cdot \frac{1}{H_u} \cdot P_{Batt}(u(t), t) \cdot p(SOC). \quad (2.20)$$

\dot{m}_{KS} bezeichnet den verbrennungsmotorischen Kraftstoffverbrauch in g/s . Die Batterieleistung P_{Batt} wird über einen Äquivalenzfaktor s und den unteren Heizwert H_u in einen Kraftstoffmassenstrom überführt. Der Äquivalenzfaktor s basiert auf einer Betrachtung der zeitlich gemittelten Wirkungsgradkette. In der Vergangenheit hat sich gezeigt, dass gute Ergebnisse durch eine Unterscheidung des Lade- und Entladezustands erzielt werden können [42, 72]. Wird elektrische Energie eingesetzt ($s = s_{Entladen}$), so muss diese zu einem späteren Zeitpunkt wieder nachgeladen werden. Somit wird die eingesetzte Batterieleistung mit dem verbrennungsmotorischen und elektrischen Wirkungsgrad zum Laden der Batterie gewichtet. Wird andererseits durch Lastpunktanhebung die Batterie geladen, so beschreibt $s = s_{Laden}$ die Energie, die dadurch wieder eingespart werden kann

$$s = \begin{cases} s_{Laden} & = \frac{\bar{\eta}_{el,Entladen}}{\bar{\eta}_e}, & \forall P_{Bat} < 0 \\ s_{Entladen} & = \frac{1}{\bar{\eta}_e \bar{\eta}_{el,Laden}}, & \forall P_{Bat} \geq 0 \end{cases}. \quad (2.21)$$

Die Äquivalenzfaktoren sind stark abhängig vom jeweiligen Zyklus und können in dessen Abhängigkeit stark variieren. Ist der Zyklus bekannt, können diese vorab mittels numerischer Optimierungsverfahren bestimmt werden. In diesem Falle können über die ECMS Resultate erzielt werden, die Nahe am globalen Optimum liegen. Im Bereich der kausalen Implementie-

rung können allerdings Abweichungen auftreten. Hierzu verfügt Gleichung (2.20) über einen zusätzlichen Korrekturterm $p(SOC)$, welcher den Äquivalenzfaktor s in Abhängigkeit zur Abweichung des SOC vom Arbeitspunkt SOC_{AP} gewichtet. Ist der Ladezustand niedrig, wird der Äquivalenzfaktor erhöht, sodass der Einsatz elektrischer Energie in höheren Kosten resultiert. Mögliche Ausprägungen dieses Kostenterms nach [42] sind in Gleichung (2.22) und Abbildung 2.12 dargestellt. Bei einem Vergleich der HAMILTON-Funktion (Gleichung (2.18))



$$p(SOC) = 1 - \left(\frac{SOC(t) - SOC_{AP}}{(SOC_{max} - SOC_{min})/2} \right)^a \quad (2.22)$$

Abbildung 2.12: ECMS-Korrekturterm $p(SOC)$ für verschiedene Exponenten a [42]

und der äquivalenten Kosten der ECMS (Gleichung (2.20)) wird die Analogie offensichtlich. In [73] konnte gezeigt werden, dass sich die ECMS aus dem PMP herleiten lässt, wobei die Existenz eines einzigen Äquivalenzfaktor $s = \lambda$ ausreichend ist.

Direkte Methoden

Im Vergleich zu indirekten Methoden basieren die direkten Methoden auf einer Diskretisierung des Optimalsteuerungsproblem und einer Überführung des unendlich dimensionalen Optimalsteuerungsproblems in ein endlich dimensionales, nichtlineares Optimierungsproblem²⁴⁾. Eine Unterscheidung bezüglich der Teil- und Volldiskretisierung kann in *simultane* und *sequentielle* Verfahren erfolgen. Während das direkte Schießverfahren die Steuergrößen diskretisiert (sequentiell), werden bei der direkten Kollokation sowohl Steuer- als auch Zustandsgrößen diskretisiert (simultan). Eine weitere Methode - das direkte multiple Schießverfahren - kombiniert die Vorteile beider und stellt ebenfalls eine simultane Methodik dar [48]. Für ein tieferes Verständnis und weitere Ausführungen sei an dieser Stelle auf [74] verwiesen. Eine Anwendung im Bereich der Betriebsstrategieoptimierung findet sich in [75]. Darüber hinaus beschäftigt sich [76] mit der Anwendung des im Rahmen von [77] entwickelten Lösers DIRCOL²⁵⁾ auf die Problemstellung der optimalen Steuerung eines autarken Hybridfahrzeugs.

²⁴⁾Nichtlineares Programm (NLP)

²⁵⁾Direktes Collocationsverfahren

2.3.3 Etablierte Ansätze und Lösungsverfahren

Im Bereich der Entwicklung und Auslegung von Betriebsstrategien für hybride Antriebssysteme haben sich im Laufe der letzten Jahre in Abhängigkeit der jeweiligen Problemstellung verschiedene Verfahren zur Optimierung von Betriebsstrategien durchgesetzt. Dies ist nicht zuletzt dem sogenannten *No Free Lunch Theorem* geschuldet, welches besagt dass es kein universell gutes Optimierungsverfahren gibt, wenn sie auf die Menge aller Probleme angewendet werden.

„The ‚No Free Lunch‘ (NFL) theorem, [...] state[s] that any two algorithms are equivalent when their performance is averaged across all possible problems“ [78].

Abbildung 2.13 gibt einen Überblick über weit verbreitete Ansätze und deren Anwender im Bereich des Energiemanagements von Hybridantrieben - eine weitaus umfassendere Einordnung geben die Veröffentlichungen von SCIARRETTA [79], SILVAS [32] sowie ALI [52]. Im Bereich der deterministischen Verfahren, die, ggf. unter gewissen Einschränkungen, zwangsläufig zum globalen Optimum führen, haben sich insbesondere die Dynamische Programmierung sowie das Pontryagin'sche Minimumprinzip durchgesetzt. Darüber hinaus erhielt zuletzt über den Ansatz einer konvexen Modellierung die konvexe Optimierung Einzug in die optimierungsbasierten Betriebsstrategieuntersuchungen. Diese ist aber auf die Behandlung kontinuierlicher, nicht aber diskret-kontinuierlicher Problemstellungen beschränkt (siehe Kapitel 4). Neben den zuvor behandelten (deterministischen) Optimierungsverfahren kommen nicht zuletzt aufgrund der einfachen Handhabung (meta-)heuristische Optimierungsverfahren

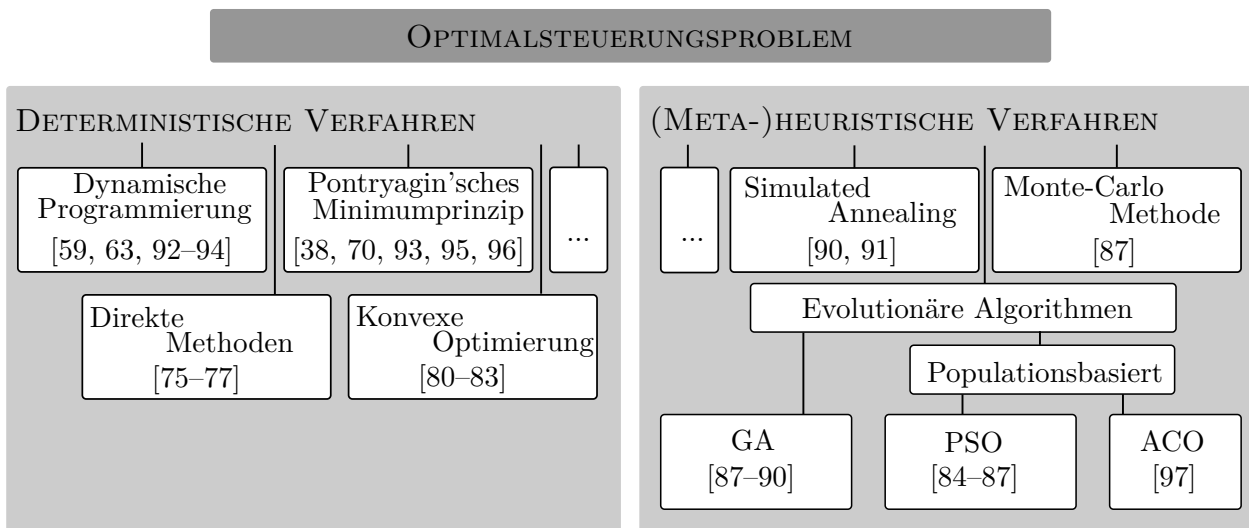


Abbildung 2.13: Klassifizierung und Verwendung verschiedener Optimierungsmethoden im Bereich der Betriebsstrategieoptimierung von Hybridfahrzeugen (GA = Genetischer Algorithmus, PSO = Partikelschwarmoptimierung, ACO²⁶⁾ = Ameisenverfahren)

²⁶⁾engl.: *Ant Colony Optimization*

ren zum Einsatz. Diese versuchen eine nahezu optimale Lösung in vergleichsweise kurzer Rechenzeit zu erzielen. Eine Bewertung der Güte einer so erzielten Lösung ist meist nicht möglich. Oftmals werden diese Verfahren angewandt, um gewisse Betriebsstrategieansätze durch eine geeignete Parameteroptimierung innerhalb ihrer Grenzen zu verbessern. Während vereinzelt Simulated Annealing zum Einsatz kommt [90, 91], sind evolutionäre Algorithmen, die das Verhalten der Evolution natürlicher Lebewesen nachahmen, weit verbreitet. Hierzu zählen insbesondere genetische Algorithmen (GA) [87–90], die Partikelschwarmoptimierung (PSO) [84–87] oder das Ameisenverfahren (ACO) [97].

Neben der stationären Auslegung von Betriebsstrategien für Hybridfahrzeuge wurden verschiedene Optimierungsverfahren dahingehend weiterentwickelt, dass die Effizienz des Gesamtsystems weiter in den Vordergrund rückt und weitere Einflüsse und Betriebsweisen untersucht werden können. In [98, 99] wird bspw. die kraftstoffoptimale Betriebsstrategie zur gleichzeitigen Prävention von Batteriealterung ermittelt. Weitere Beispiele zur Erweiterung des OCP insbesondere in Bezug auf PMP/ECMS-basierte Algorithmen liefert SERRAO in [100].

Warmlauf & Thermomanagement

In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss des Warmlaufs sowie der Innenraumaufheizung auf die Betriebsstrategie von Parallelhybridfahrzeugen untersucht. Einer der ersten Versuche, die Motortemperatur in das Optimalsteuerungsproblem zu integrieren, wurde von LESCOT [95] durch einen erweiterten PMP-Ansatz (vgl. Abschnitt 2.3.2.2) unternommen. MERZ vergleicht in seiner Arbeit [101] ebenfalls einen um die Motortemperatur erweiterten PMP-Ansatz mit einer regelbasierten Betriebsstrategie. Für einen leistungsverzweigten Hybridantrieb werden Verbrauchseinsparungen von 4,5 % für den NEFZ angegeben. Ebenfalls um den Zustand der Motortemperatur erweitert wurde das PMP-Verfahren von MAAMRIA [31, 96]. Angewendet auf ein Mild-Hybridfahrzeug, und unter Verwendung von vereinfachenden Annahmen für den Einfluss der Motortemperatur auf den Kraftstoffverbrauch, wurde im Gegensatz zu MERZ geschlussfolgert, dass der Warmlauf einen signifikanten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hat, eine Effizienzsteigerung durch die Betriebsstrategie jedoch vernachlässigbar ist. Vergleichbare Ergebnisse beschreibt VAN BERKEL in [102, 103] sowie VAN REEVEN in [104]. BEYFUSS entwickelt in [105] ein adaptives Betriebsstrategiekonzept, welches die Anpassung des verbrennungsmotorischen Verbrauchskennfeldes basierend auf aktuellen Randbedingungen wie beispielsweise Motoröl- oder Ansauglufttemperatur vorsieht. Implementiert in einen ECMS-Ansatz werden durch diese Wirkungsgradprädiktion sowohl simulativ, als auch am Engine-in-the-Loop-Prüfstand Potentiale von 0,2 % bis 0,5 % für Kaltstartuntersuchungen ausgewiesen.

Erweitert man die Warmlaufuntersuchungen um die Thematik der Innenraumaufheizung bei niedrigen Außentemperaturen, so ist ein gesteigertes Potential der Betriebsstrategie zur Verbrauchsreduzierung zu erwarten. Eine erste Veröffentlichung zur kombinierten Betrachtung des Energie- und Thermomanagements für ein serielles Hybridfahrzeug findet sich in [106]. Mittels einer Erweiterung der Dynamischen Programmierung um die Motoröltemperatur als Zustandsgröße, werden für einen Zyklus von 80 km Potentiale von 18 – 34 % ausgewiesen. Als Referenz wird allerdings eine vereinfachte CD²⁷⁾/CS-Strategie verwendet, bei der zunächst der Energieinhalt der HV-Batterie für reine EF sowie elektrisches Heizen verwendet wird, worauf ein CS-Betrieb folgt. Für die Heizleistung werden konstante 3 kW angesetzt. GISSING [107] erweitert den DP-Ansatz um eine iterative Dynamische Programmierung gekoppelt mit einem genetischen Algorithmus. Iterativ wird der Zeitschritt von 20 s auf 5 s reduziert. Gleichzeitig wird das SOC-Zustandsgitter basierend auf der vorherigen Lösung reduziert. Das so erzielte Optimierungsergebnis wird anschließend innerhalb des GA in reduzierten Zeitschritten als Ausgangspunkt einer weiteren Optimierung verwendet. Als Basis wird hier ebenfalls ein reiner CD/CS-Betrieb herangezogen. Für zwei Fahrscenarien wird in der Referenz zunächst elektrisch gefahren und über 30 Minuten der Innenraum über einen elektrischen Zuheizung geheizt. Das Ergebnis der Optimierung nutzt die elektrische Energie in einer sogenannten *Blending-Strategie*²⁸⁾ effizient über das gesamte Fahrprofil hinweg. Auf diese Weise wird der Verbrennungsmotor frühzeitig zur Innenraumaufheizung genutzt, sodass sich durch eine Optimierung Einsparpotenziale von bis zu 40 % ausweisen lassen. Zuletzt wurde in [108] ein integriertes Antriebsstrang- und Thermomanagement für einen leistungsverzweigten Hybridantrieb (Toyota Prius) untersucht. Bei einer Umgebungstemperatur von -10°C wurde der Energiebedarf zur Innenraumaufheizung zu 1,5 kW festgesetzt und der Einfluss der Öltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch ebenfalls über eine vereinfachte Literaturkorrelation angenähert. Für den Vergleich mit einer abgestimmten, regelbasierten Betriebsstrategie werden Verbrauchsvorteile von 6,85 % für einen vergleichsweise kurzen innerstädtischen Zyklus angegeben.

²⁷⁾ engl.: *charge-depleting*. Unter einem CD-Betrieb wird der Betrieb eines Hybridfahrzeugs im Bereich eines Ladezustands oberhalb des Arbeitspunktes verstanden. Aufgrund der zur Verfügung stehenden elektrischen Energie zeichnet sich der Betrieb durch hohe elektrische Leistungsfreigaben und vermehrte EF aus.

²⁸⁾ Unter einer *Blending-Strategie* wird eine Betriebsstrategie verstanden, die unter Kenntnis des vorausliegenden Fahrprofils die verfügbare elektrische Energie möglichst kraftstoffoptimal über das gesamte Fahrprofil hinweg einsetzt [28].

3 Kapitel 3

Modellierung des Hybridantriebsstrangs

Im folgenden Kapitel soll zunächst der im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Hybridantriebsstrang beschrieben werden, der als Basis für die folgenden Modellierungen und Analysen dient. Dabei sei erwähnt, dass insbesondere die vorgestellte Methodik (vgl. Kapitel 4) sowie auch die verwendeten Modellierungsansätze, in ggf. modifizierter Form, auf andere hybride Antriebsstränge und Antriebsstrangkonfigurationen übertragbar sind. Inwiefern die darauf basierenden Resultate und ausgewiesenen Potential innerhalb der Kapitel 5 und 6 übertragen werden können, wird in den einzelnen Abschnitten diskutiert. Abschnitt 3.2.1 beschäftigt sich mit der Modellierung der Längsdynamik und den verwendeten Modellansätzen. Darauf aufbauend wird in Abschnitt 3.2.2 komponentenspezifisch auf die erweiterten Modellierungen eingegangen, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit umgesetzt wurden.

3.1 Verwendeter Antriebsstrang

Die Untersuchungen innerhalb dieser Arbeit beziehen sich auf ein Plug-In-Hybridfahrzeug in der parallelen P2-Anordnung mit integriertem Drehmomentwandler. Diese Konfiguration entspricht der 3. Generation hybrider Antriebsstränge von Mercedes-Benz, wie sie beispielsweise im E 350 e oder S 560 e zum Einsatz kommt und unter anderem in [165, 109–111] vorgestellt wurde. Auch andere Automobilhersteller wie BMW [112–114], Audi [115] und VW [116] setzen auf diese Antriebsstrangkonfiguration in teilweise leicht modifizierter Form.

Hybridantriebsstrang

Der Antriebsstrang ist schematisch in Abbildung 3.1 als Ausführung mit Heckantrieb dargestellt und anhand technischer Charakteristika in A.1.1 zusammengefasst. Der VM kann über eine Trennkupplung, ausgeführt als hydraulische Lamellenkupplung (K0), vom Antriebsstrang entkoppelt werden. Am Getriebeeingang befindet sich die EM, gefolgt von einem Drehmomentwandler als Anfahrerelement mit integrierter Wandlerüberbrückungskupp-

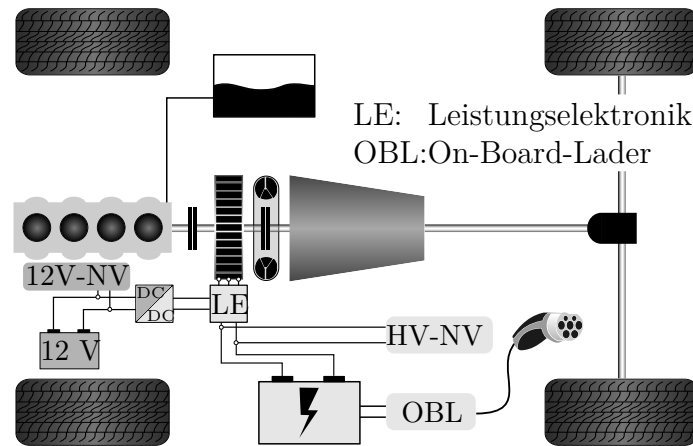


Abbildung 3.1: Antriebsstrangkonfiguration des untersuchten P2-Hybridantriebsstrangs

lung (KÜB²⁹). Der Elektromotor ist als permanent erregte Synchronmaschine mit einer Nennleistung von 90 kW und einem maximalen Drehmoment von 440 Nm ausgeführt. Fest mit dem Hybridtriebkopf verbunden schließt sich ein neunstufiges Automatikgetriebe an, welches die Leistung über ein Hinterachsdifferential auf die Seitenwellen zu den Abtriebsrädern leitet. Sowohl die Hochvoltbatterie als auch die Nebenverbraucher (HV-NV) stellen weitere Komponenten des HV-Systems dar. Zu Letzteren zählen der elektrische Kältemittelverdichter (eKMV) sowie der elektrische Zuheizer (PTC). Als HV-Batterie dient eine Lithium-Ionen-Batterie auf Lithium-Eisenphosphat-Basis mit einer Kapazität von $13,8\text{ kWh}$ [110]. Als Plug-In-Hybridantriebsstrang ausgeführt, kann der elektrische Energiespeicher über den integrierten On-Board-Lader (OBL) durch eine externe Spannungsquelle geladen werden. Über einen DC/DC-Wandler wird das 12V-Bordnetz mit Niedervoltbatterie (12V) und Nebenverbraucher (12V-NV) gespeist. Der VM ist riemenlos ausgeführt, sodass neben den konventionellen Nebenverbrauchern beispielsweise auch Wasserpumpe (eWaPu), Vakuumpumpe sowie Servopumpe elektrisch über das Niedervoltnetz versorgt werden.

Verbrennungsmotor

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf hybride Antriebsstränge mit Ottomotoren. Im Folgenden wird näher auf den $2,0\text{ l}$ -Reihenvierzylinder Ottomotor (M274) von Mercedes-Benz eingegangen, der den durchgeführten Untersuchungen zugrunde liegt. Dieser VM, wie er in [117] vorgestellt wird, verfügt über eine Nennleistung von 155 kW bei einem Drehmoment von 350 Nm . Das Aggregat ist mit Abgasturboaufladung (ATL) und Ladeluftkühlung ausgestattet. Der Ladungswechsel erfolgt über je zwei Ein- und Auslassventile pro Zylinder, die separat über zwei obenliegende Nockenwellen mit variabler Nockenwellenverstellung kennfeldbasiert getätigt werden. Auf eine Nockenumschaltung sowie auf eine externe Ab-

²⁹)Kraftübertragungsbrücke

gasrückführung wird im Hybridantrieb verzichtet, da der Betrieb im unteren Teillastbereich größtenteils elektrisch erfolgt. Die Einspritzung erfolgt über ein Common-Rail System mit zentral angeordnetem Piezo-Injektor. Wie bereits erwähnt, ist der VM durch die Elektrifizierung der Nebenverbraucher riemenlos ausgeführt, was sich positiv auf die Reibleistung auswirkt. Die Abgasnachbehandlung erfolgt über einen motornahen Drei-Wege-Katalysator. Die technischen Daten sind in tabellarischer Form im Anhang A.2 zusammengefasst.

Thermomanagement

Das Thermomanagement des betrachteten Hybridantriebsstrangs besteht aus einem Hochtemperatur- und zwei Niedertemperaturkreisläufen (HT- bzw. NT-Kreislauf). Letztere sind zum einen für das Thermomanagement von Getriebe-, EM- und LE-Kühlung (NT_1) und zum anderen für die Kühlung der Hochvoltbatterie (NT_2) verantwortlich. Der Hochtemperaturkreislauf ist schematisch und in vereinfachter Form in Abbildung 3.2 dargestellt. Über die

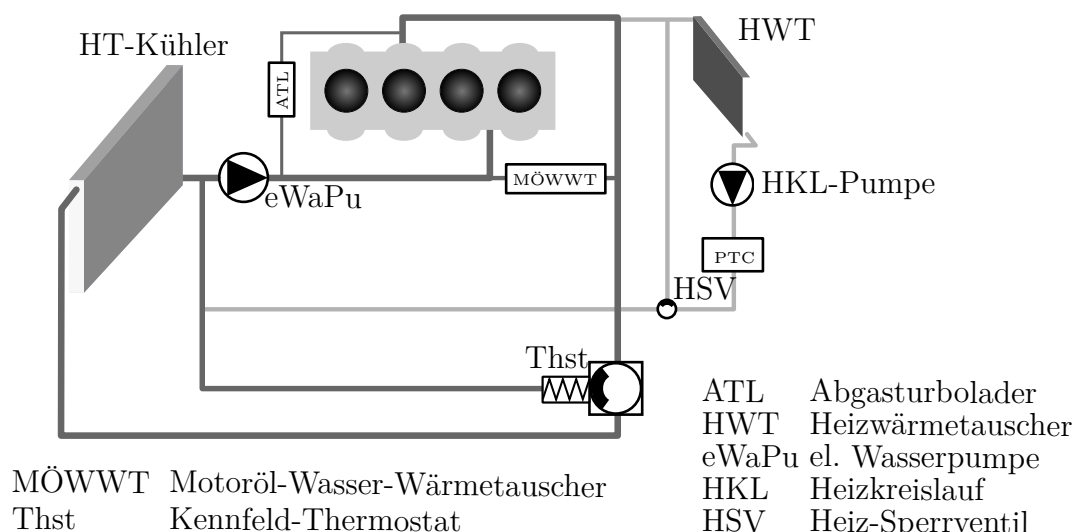


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung des HT-Kühlkreises mit Kennfeld-Thermostat, HT-Kühler und Heizkreislauf inklusive HV-PTC

elektrisch gesteuerte Wasserpumpe werden VM und ATL mit Kühlmittel versorgt. Zusätzlich ist ein Motoröl-Wasser-Wärmetauscher (MÖWWT) in Stapelscheibenbauweise verbaut, um zusätzlich das Motoröl über das konditionierte Kühlwasser zu kühlen. Das Kühlmittel besteht aus einem Gemisch aus Wasser und Kühlerschutzmittel (Ethylenglykol). Durch die Öffnung des beheizbaren Kennfeld-Thermostats kann das Kühlmittel über den HT-Kühler temperiert werden. Zusätzlich ist der Heizkreislauf über das Heiz-Sperrventil (HSV) an den HT-Kühlmittelkreislauf gekoppelt. Für den reinen Heizbetrieb bei bspw. EF kann das Ventil geschlossen werden. In diesem Fall wird der Volumenstrom über die HKL-Pumpe geregelt.

Über den PTC wird Wärme ins Kühlmittel gebracht, welche über den Heizwärmetauscher an den Fahrzeuginnenraum abgegeben werden kann. Wird das HSV geöffnet, kann die Kühlwassertemperatur des HT-Kreislaufs zur Innenraumaufheizung genutzt werden. Die Umschaltung sowie die entsprechende Innenraumklimatisierung wird durch die Klimaregelung vorgenommen. Abbildung 3.3 zeigt dazu schematisch die Integration des Heizwärmetauschers in den Klimakasten im Fahrzeuginnenraum. Die Umluftklappe vor dem Gebläse reguliert die

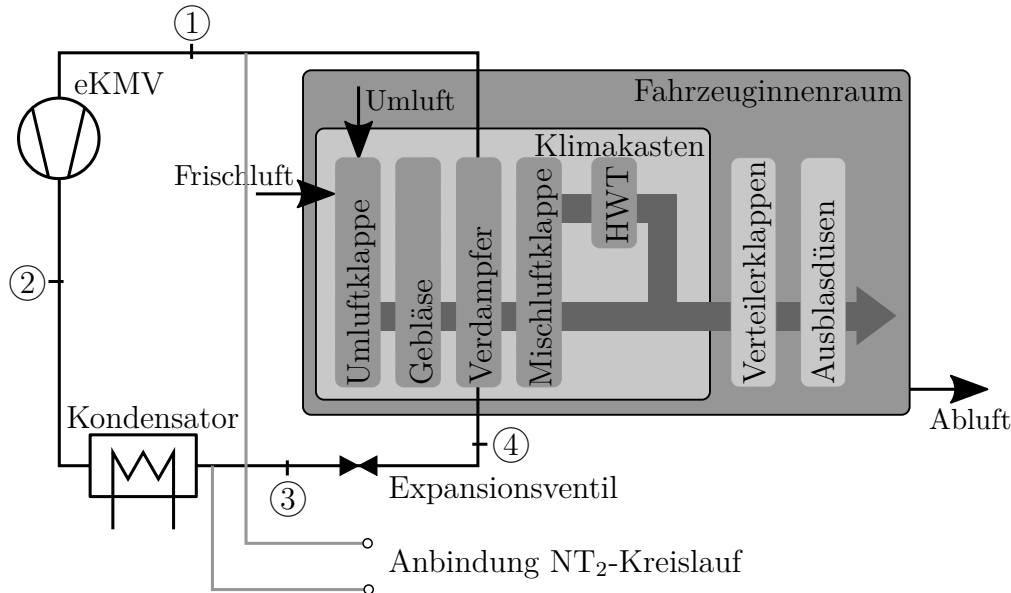


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung des Klimakastens mit Anbindung an den Kältekreislauf in Anlehnung an [118]

Zusammensetzung der Ansaugluft aus Frischluft sowie Umluft aus dem Fahrzeuginnenraum. Der anschließende Verdampfer ist in den Kältekreislauf integriert und dient zur Kühlung sowie zur Entfeuchtung der Luft. Während bei hohen Außentemperaturen ausschließlich gekühlt wird, kann es bei Umgebungstemperaturen von ca. 5°C bis 15°C zur Vermeidung einer beschlagenen Frontscheibe notwendig sein, einen *Reheat*-Betrieb zu fahren, der die Luft vor dem Aufwärmen entfeuchtet (ergänzende Ausführungen finden sich in A.1.2). Zusätzlich ist der Kältekreislauf zu Zwecken der Batteriekühlung an den NT₂-Kreislauf angebunden.

3.2 Antriebsstrangmodellierung

Für die simulations- und optimierungsbasierten Untersuchungen konnte auf ein bestehendes Simulationsmodell der Fahrzeuglängsdynamik aufgebaut werden, welches im folgenden Abschnitt 3.2.1 kurz vorgestellt wird. Anschließend werden die im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgesetzten Modelle zur Abbildung des thermischen Verhaltens verschiedener Antriebskomponenten in Abschnitt 3.2.2 näher erläutert. In einem letzten Schritt wird in Abschnitt 3.2.3 die Bedeutung des Energiebedarfs zum Starten des VM für die Betriebsstrategie beschrieben und der Fokus auf die Abbildung dieser Startkosten in späteren Optimierungsrechnungen gelegt.

3.2.1 Modellierung der Längsdynamik

Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf der energetischen Bewertung von Betriebsstrategien für Hybridantriebe liegt, ist ein Einradmodell³⁰⁾ unter Vernachlässigung der Querdynamik und Nickbewegungen ausreichend [36, 119]. Bei der Modellierung des Antriebsstrangs kann grundsätzlich zwischen zwei verschiedenen Ansätzen unterschieden werden. Der dynamische und der kinematische Modellansatz charakterisieren sich durch ihre unterschiedliche Wirkrichtung.

Der dynamische Modellansatz, oft als vorwärtsgerichteter Modellansatz bekannt, zeichnet sich durch seine physikalische, kausale Wirkrichtung aus. Aus einem Vergleich der Ist- und Soll-Geschwindigkeit ergibt sich über den Fahrer ein gefordertes Anforderungsmoment $T_{Anf}(t)$. Analog zur Implementierung im Fahrzeug kann hier die Funktionsweise einer kausalen Betriebsstrategie hinterlegt werden, die das resultierende Anforderungsmoment an die Antriebsaggregate VM und EM kommandiert. Im Gegensatz dazu zeichnet sich der kinematische Modellansatz durch eine a-physikalische Wirkrichtung aus und wird daher oft auch als rückwärtsgerichteter bzw. quasi-statischer Modellansatz bezeichnet. Unter der Annahme, dass das Fahrzeug exakt dem Fahrprofil folgen kann, werden ausgehend vom Geschwindigkeitsprofil $v_{soll}(t)$ die Raddrehzahl sowie das geforderte Radmoment bestimmt.

Die Vorteile des dynamischen Modellansatzes liegen in der guten Abbildung des zeitlichen Verhaltens und der Auswirkung der Stellgrößen und Regelungen auf das Systemverhalten, wohingegen die Stärken des kinematischen Modellansatzes in einer einfachen Modellierung und somit kurzen Rechenzeiten liegen. Aufgrund der quasi-statischen Abbildung durch die fehlende Rückführung der Regelgröße kann nur der kinematische Modellansatz in einer spä-

³⁰⁾Beim Einradmodell wird die Gesamtmasse des Fahrzeugs als Rad mit ringförmiger Massenkonzentration approximiert, dessen Dynamik mittels der Bewegungsgleichung nach NEWTON beschrieben werden kann [36].

teren Implementierung im gewählten Optimierungsverfahren berücksichtigt werden, sodass auf diesen im Folgenden näher eingegangen wird.

Kinematischer Modellansatz

Wie bereits angesprochen werden ausgehend vom Geschwindigkeitsprofil $v_{soll}(t)$ die Radrehzahl $\omega_R(t)$ sowie das zur Deckung der Fahrwiderstände erforderliche Radmoment $T_R(t)$ bestimmt:

$$\begin{aligned}\omega_R(t) &= \frac{v_{soll}(t)}{r_R}, \\ T_R(t) &= r_R \sum_i F_{W,i}(t).\end{aligned}\tag{3.1}$$

Auf Basis einer kennfeldbasierten Modellierung in MATLAB/SIMULINK, wie diese auch in [19, 38] verwendet wird, ergibt sich eine resultierende Momentenanforderung am Getriebeeingang. Im Vergleich zum konventionellen Antrieb, bei dem diese Anforderung zu jedem Zeitpunkt vom VM gedeckt wird, ist beim hybriden Antriebsstrang an dieser Stelle eine Vorgabe der Drehmomentaufteilung $u(t)$ notwendig. Auf Basis der Vorgabe kann der Kraftstoffverbrauch sowie der resultierende Batterie-SOC bestimmt werden. Somit wird insbesondere der Momentenpfad entgegen der physikalischen Wirkrichtung vom Rad zu den Antriebsaggregaten berechnet (vgl. Abbildung 3.4). Nachteilig wirkt sich hier zum einen die Modellgüte

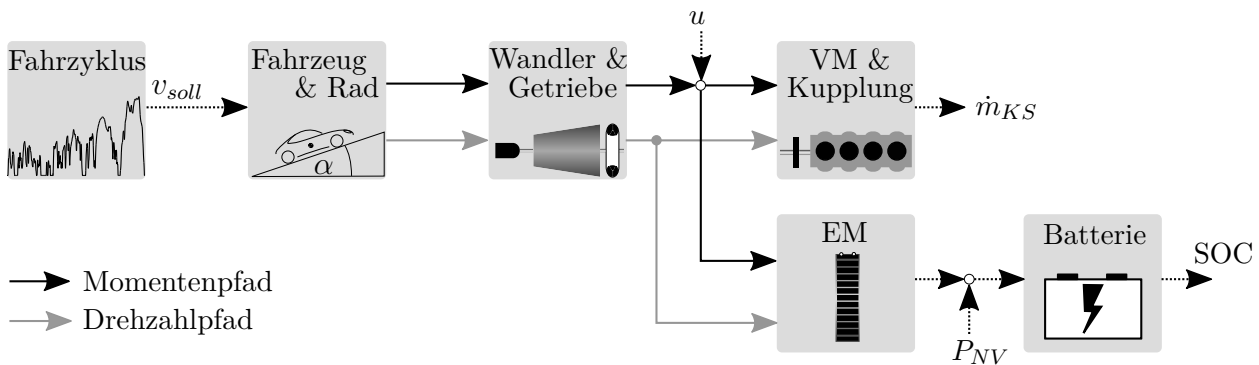


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung des kinematischen Modellansatzes

aus, da das Systemverhalten quasi-statisch abzubilden ist und ein dynamisches Systemverhalten wie es bspw. beim Drehmomentwandler auftritt nur unzureichend abgebildet werden kann. Zusätzlich ist sicherzustellen, dass der Antriebsstrang die aus dem Fahrprofil folgenden Anforderungen bewerkstelligen kann.

Der Modellansatz wird anhand von Rollenprüfstandsmessungen validiert. Dabei eignet sich insbesondere eine Messung im rein elektrisch gefahrenen CD-Betrieb für den energetischen Abgleich, da keine Abhängigkeit zur vorgegebenen Betriebsstrategie besteht. Abbildung 3.5

zeigt im oberen Teil einen Vergleich der SOC-Trajektorien für einen WLTC mit einer resultierenden Abweichung von 0,77% SOC. Bezogen auf die entnommene Energie entspricht dies

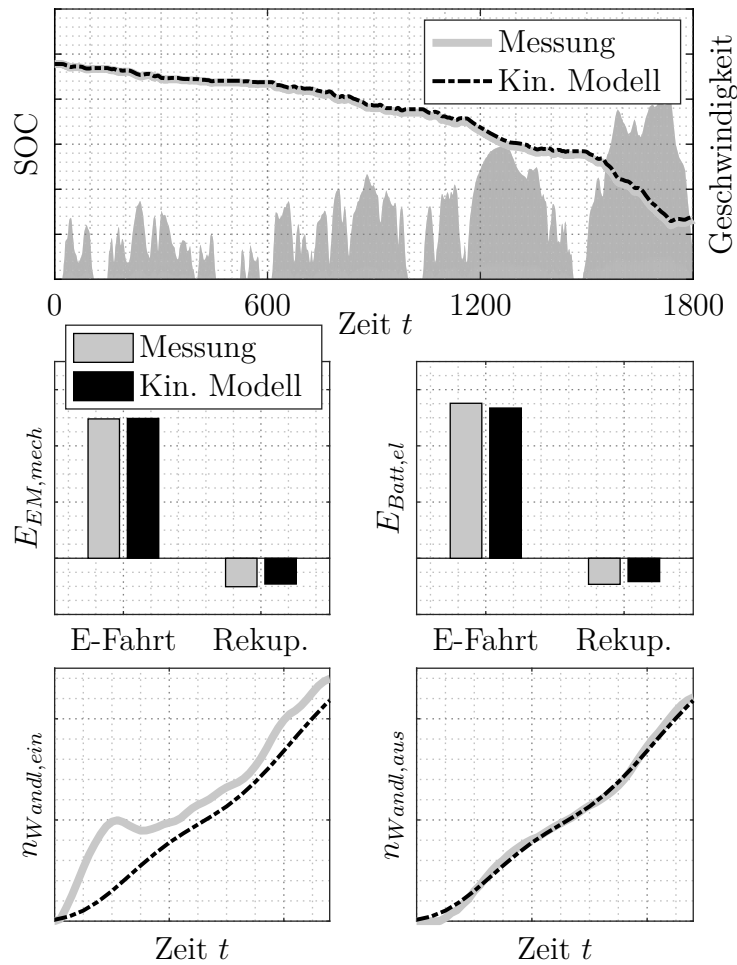


Abbildung 3.5: Energetische Validierung für den kinematischen Modellansatz. Als Referenz dient die Messung eines rein elektrisch durchfahrenen WLTC.

einer Abweichung von 2,22%, wobei die Simulation den Energiebedarf leicht unterschätzt. Dies liegt in der Verwendung quasi-stationärer Modellansätze begründet. In Hinblick auf die Energiebedarfe für EF und Rekuperation zeigt sich im Vergleich eine Abweichung an der HV-Batterie $E_{Batt,el}$, welche auf der Verwendung eines statischen Ersatzmodells 0. Ordnung basiert (vgl. Abschnitt 3.2.2.2). Zusätzlich entfällt die Abbildung des dynamischen Systemverhaltens des hydrodynamischen Drehmomentwandlers. Dies äußert sich insbesondere in der Abbildung des Anfahrverhaltens. Während die Drehzahlen am Ausgang des Wandlers gut abgebildet werden können, zeigt sich im Anfahrvorgang, bis die KÜB geschlossen wird, eine Abweichung im Drehzahlverlauf.

Insgesamt bildet das vorhandene, in MATLAB/SIMULINK implementierte Längsdynamikmodell das Systemverhalten, bis auf die an die Modellklasse gebundenen Einschränkungen, ausreichend genau ab, sodass im Folgenden auf diesem Modell aufgebaut wird.

3.2.2 Thermische Modellierungen

Da im Rahmen dieser Arbeit der Einfluss der Hybrid-Betriebsstrategie auf einen kraftstoff-optimalen Warmlauf und folglich der Einfluss der jeweiligen Betriebstemperatur von VM, Getriebe und HV-Batterie auf den Kraftstoffverbrauch bewertet wird, ist eine entsprechende Modellierung notwendig. Dabei werden die Temperaturmodelle in ein Gesamtfahrzeugmodell integriert und im Rahmen von Optimierungsrechnungen verwendet. Aus diesem Grund wird auf Modellansätze mit geringer Komplexität in Form von quasi-statischen, thermischen Massenmodellen zurückgegriffen.

3.2.2.1 Verbrennungsmotor

Das im Folgenden beschriebene Modell zur thermischen Modellierung des VM basiert in Grundsätzen auf den Modellansätzen aus [120–122] und wurde für den vorliegenden Anwendungsfall modifiziert. Auch wenn bei der hier beschriebenen Vorgehensweise zum großen Teil physikalisch begründete (Teil-)modelle verwendet werden, ist eine auf experimentelle Untersuchungen gestützte Parametrierung des Modells unumgänglich. Messdaten einer Vielzahl von Realfahrten, aufgezeichnet durch einen mit entsprechender Messtechnik ausgestatteten Versuchsträger, konnten zum Zwecke der Modellparametrierung und -validierung herangezogen werden.

Der Vierzylinder-Reihenmotor wird unter Betrachtung eines repräsentativen Einzylinders modelliert - Grundlage ist die Annahme eines thermisch ähnlichen Verhaltens der innen- und außenliegenden Zylinder [121]. Der Brennraum als zentrale Wärmequelle kann - wie in Abbildung 3.6 dargestellt - bilanziert werden³¹⁾. Dem System wird Energie in Form der Kraftstoffenergie \dot{H}_{KS} sowie des Einlassenthalpiestroms der Ansaugluft \dot{H}_L zugeführt, wobei letzterer nur einen unwesentlichen Beitrag zur Gesamtenergiebilanz liefert. Einen negativen Beitrag liefern die effektive Antriebsleistung P_e , der Abgasenthalpiestrom \dot{H}_{Abg} , die kühlwasserseitige Wärmeabfuhr über den Kühlmittelkühler \dot{Q}_{KW} , sowie die Wärmeverluste durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung \dot{Q}_{Umg} . Während des instationären Motorwarmlaufs ändert sich die innere Energie des Gesamtsystems in Abhängigkeit der Gesamtenergiebilanz. Insbesondere der als Prozessverlust zu wertende Wandwärmestrom trägt zur Aufheizung der Systemkomponenten bei und muss nach Erreichen der stationären Betriebstemperatur durch das Kühlwasser über den HT-Kühler abgeführt werden. Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik lässt sich die Energiebilanz zu Gleichung (3.2) defi-

³¹⁾Aufgrund der quasi-Stationarität des thermischen Modells wurde die Bilanzgrenze am Einlasskanal nach Drosselklappe bzw. am Auslasskrümmer gewählt. Auf diese Weise können die Gastemperaturen zur Bestimmung der ein- und austretenden Enthalpieströme mit einer höheren Genauigkeit über Kennfelder bestimmt werden, als es eine Bilanz mit Berücksichtigung des Abgasturbolader zulassen würde - das dynamische Ansprechverhalten kann über die geforderte Modellgüte nur unzureichend abgebildet werden.

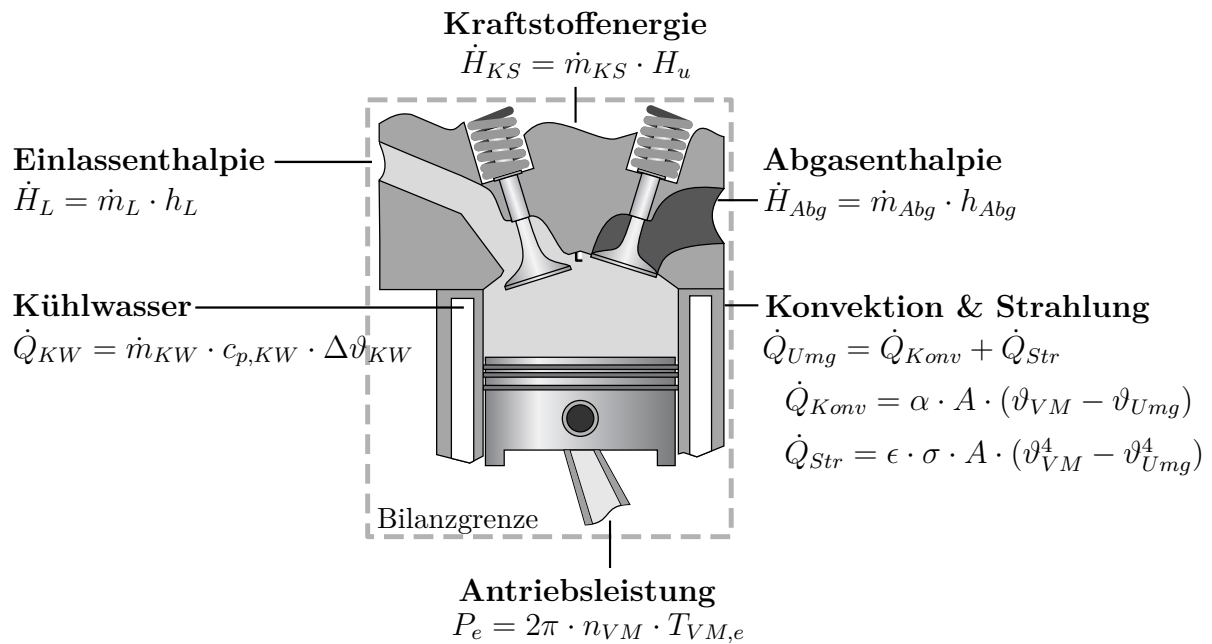


Abbildung 3.6: Darstellung der Gesamtenergiebilanz des VM für einen repräsentativen Einzylinder in Anlehnung an [123]

nieren. Darin beschreibt U_{ges} die innere Energie des Gesamtsystems, die sich in Abhängigkeit der Modellierungsgüte mit U_i auf die Teilkomponenten beziehen lässt:

$$\frac{dU_{ges}}{dt} = \sum_i \frac{dU_i}{dt} = \sum_i (m \cdot c_p)_i \frac{d\vartheta_i}{dt} = \dot{H}_{KS} + \dot{H}_L - \dot{H}_{Abg} - \dot{Q}_{Umg} - \dot{Q}_{KW} - P_e. \quad (3.2)$$

Die durch den Zündfunken zusätzlich eingebrachte Energie sowie die aus unterschiedlichen Geschwindigkeiten der ein- und ausströmenden Massen resultierende Energiedifferenz kann hierbei vernachlässigt werden [120]. Die im chemischen Verbrennungsprozess entstehende Wärme kann durch den Heizwert beschrieben werden. Dieser wird im Kalorimeter bestimmt und quantifiziert die im Verbrennungsprozess freiwerdende Energie bezogen auf eine Referenztemperatur ϑ_{Ref} . In [124] wird diese zu $25^\circ C$ definiert.

Durch die Definition des Heizwertes ergibt sich der folgende Zusammenhang für die Gesamtenergiebilanz des VM:

$$\frac{dU_{ges}}{dt} = \sum_i \frac{dU_i}{dt} = \dot{m}_{KS} \cdot H_u + \Delta\dot{H}_L - \Delta\dot{H}_{Abg} - \dot{Q}_{Umg} - \Delta\dot{Q}_{KW} - P_e. \quad (3.3)$$

Dabei wird die Temperaturerhöhung des Kraftstoffs zum Referenzpunkt von $\vartheta_{Ref} = 25^\circ C$ vernachlässigt - diese fällt klein aus und liegt um Größenordnungen unter dem Anteil der chemisch gespeicherten Energie [120]. Ausgehend vom vordefinierten Fahrprofil und der hinterlegten Betriebsstrategie ergibt sich die Drehzahl n_{VM} und das effektive Verbrennungsmoment $T_{VM,e}$, sodass die effektive Leistung P_e direkt definiert ist.

Kraftstoffmassenstrom

Der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{KS} kann in Abhängigkeit vom jeweiligen Betriebspunkt (n_{VM} , T_{VM}) sowie der Motoröltemperatur ϑ_{VM} bestimmt werden. Dabei erfolgt die temperaturunabhängige Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs $\dot{m}_{VM}(n_{VM}, T_{VM})|_{90^\circ C}$ über ein stationär vermessenes Verbrauchskennfeld. Für den Einfluss der Motoröltemperatur ϑ_{VM} auf den jeweiligen Kraftstoffverbrauch wird, basierend auf Prüfstandmessungen³²⁾, ein Korrekturterm f_{KS} zu

$$f_{KS} = \frac{\dot{m}_{VM}(n_{VM}, T_{VM}, \vartheta_{VM})}{\dot{m}_{VM}(n_{VM}, T_{VM})|_{90^\circ C}} \quad (3.4)$$

eingeführt (vgl. Abbildung 3.7). Dieser wurde für verschiedene Lasten und Drehzahlen vermessen, indem der stationäre Betriebspunkt bis zum Erreichen der stationären Betriebstemperatur angefahren wurde. Dieser Ansatz birgt im Vergleich zu alternativen Vorgehensweisen aus dem Bereich der Reibungsvermessung (z.B. Schleppversuche), bei denen der temperaturabhängige Reibungseinfluss der einzelnen Komponenten vermessen wird, den Vorteil, neben dem Reibungseinfluss zusätzliche Effekte auf Verbrennung, Wandbenetzung, Zündwinkelverzögerungen oder etwaige applikative Eingriffe mit zu berücksichtigen. Eine detailliertere Bewertung dieser Einflüsse findet sich in Abschnitt 5.1.

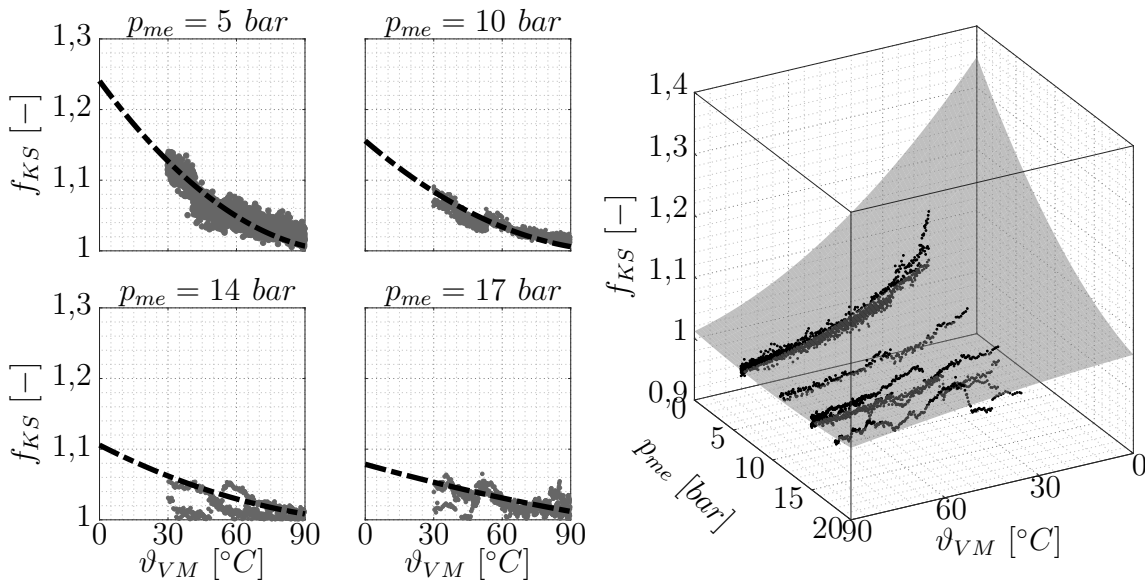


Abbildung 3.7: Temperaturabhängiger Kraftstoffkorrekturfaktor f_{KS} als Funktion des effektiven Mitteldrucks p_{me} sowie der Motoröltemperatur ϑ_{VM}

³²⁾Die Basisvermessung sowie die Vermessung des betriebspunktbezogenen Einflusses der Motoröltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch wurden im Rahmen des Kooperationsprojektes an der TU Wien durchgeführt [105, 125, 126].

Während die rechte Grafik in Abbildung 3.7 den erhöhten Kraftstoffbedarf in Abhängigkeit von der Motoröltemperatur ϑ_{VM} und dem effektiven Mitteldruck p_{me} zeigt, sind in den linken Grafiken die Schnittansichten bei verschiedenen Lasten zwischen $5 \text{ bar } p_{me}$ und $20 \text{ bar } p_{me}$ dargestellt. Es zeigt sich, dass der Faktor f_{KS} mit steigender Last stark abnimmt, wohingegen der Einfluss der Motordrehzahl vernachlässigbar ist (vgl. Abbildung A.1). Der überproportionale Anstieg der einzuspritzenden Kraftstoffmasse im Teillastbereich ist in erster Linie auf die mit zunehmender Temperatur ansteigende Viskosität des Motoröls zurückzuführen. Dies führt zu einem erhöhten Reibmoment bei kalten Motoröltemperaturen, welches sich bei niedrigen effektiven Motormomenten im Bereich der Teillast aufgrund des relativen Verhältnisses überproportional stark auf den Wirkungsgrad auswirkt. Für die spätere Verwendung des Korrekturkennfeldes (vgl. Abbildung 3.7) innerhalb von Optimierungsrechnungen wurden die Messdaten über entsprechende Polynomfunktionen mit einem konvexen Verlauf angenähert (siehe Polynome und graue Fläche in Abbildung 3.7). Über den Zusammenhang aus Gleichung (3.4) und mit dem Verbrauchskennfeld kann so der in Gleichung (3.3) geforderte Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{KS} in Abhängigkeit der entsprechenden Motoröltemperatur zu jedem Zeitpunkt bestimmt werden.

Enthalpieströme

Die ein- und austretenden Enthalpieströme können in einen thermischen und einen chemischen Anteil unterteilt werden. Der thermische Anteil beschreibt den durch die Wärmekapazität der jeweiligen Gaskomponente gespeicherten Energieanteil und überwiegt bei der vorliegenden motorischen Verbrennung. Der chemische Anteil beschreibt darüber hinaus die im Abgas gebundene Energie durch eine nicht vollständige Verbrennung. Da sich die Definition des Heizwertes auf die Rückkühlung der Verbrennungsgase auf die Referenztemperatur ϑ_{Ref} bezieht³³⁾, ist dieser Anteil bei der Bestimmung der Abgasenthalpie zusätzlich zu berücksichtigen [120]. Der Einlassenthalpiestrom der Ladeluft befindet sich nach Ladeluftkühler im Vergleich zur Verbrennungs- bzw. Abgastemperatur auf einem sehr geringen Temperaturniveau. Dennoch lässt sich der Beitrag zur Energiebilanz vereinfacht berechnen. Grundlage zur Bestimmung des thermischen Anteils bildet die Definition der spezifischen Wärmekapazität $c_p(\vartheta)$ unter konstantem Druck und der daraus abzuleitenden Berechnungsvorschrift für die thermische Enthalpieänderung (Gleichung (3.5))

$$c_p(\vartheta) = \left(\frac{\partial h(\vartheta)}{\partial \vartheta} \right)_p \quad \rightarrow \quad \int_{h_{Ref}}^h dh = \int_{\vartheta_{Ref}}^{\vartheta} c_p(\vartheta) d\vartheta. \quad (3.5)$$

³³⁾ Im Gegensatz zum Brennwert wird beim Heizwert angenommen, dass die entstehenden Verbrennungsgase auf die Referenztemperatur abgekühlt werden, der enthaltene Wasserdampf aber nicht kondensiert wird.

Die Wärmekapazität kann für Luft als Gasgemisch über NASA-Polynome bestimmt werden, deren zugehörige NASA-Glenn Koeffizienten in Tabellenwerken [127] zu finden sind. Für die Temperatur im Saugrohr werden betriebspunktabhängige Werte aus der Basisvermessung herangezogen. Die Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität ist im niederen Temperaturbereich $< 100^\circ\text{C}$ sehr gering - ein Vergleich der spezifischen Einlassenthalpie zur Berechnung mit konstanter spezifischer Wärmekapazität $c_{p,ref}$ ist Abbildung 3.8a zu entnehmen. Die Enthalpieänderung der einströmenden Luftmasse ergibt sich anschließend in Abhängigkeit vom Kraftstoffmassenstrom gewichtet mit dem Verbrennungsluftverhältnis λ_{VM} und dem stöchiometrischen Luftbedarf L_{st} zu Gleichung (3.6)

$$\Delta H_L = \dot{m}_L \cdot \Delta h_L = (\dot{m}_{KS} \cdot \lambda_{VM} \cdot L_{st}) \cdot \Delta h_L. \quad (3.6)$$

Die Kalorik des Abgases ist neben der Temperatur sehr stark von der Abgaszusammensetzung abhängig, die wiederum durch das Verbrennungsluftverhältnis bestimmt wird [128]. In der Literatur haben sich verschiedene Ansätze zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität³⁴⁾ etabliert. Die Bekanntesten basieren auf Arbeiten von JUSTI [130], ZACHARIAS [131], PISCHINGER [132] oder HEYWOOD [133]. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird HEYWOOD's Ansatz verwendet, der in [120] abgeleitet und über einen weiten λ -Bereich sehr gute Übereinstimmungen mit Messdaten otto- und dieselmotorischer Verbrennung zeigt. Vermessene Isentropenexponenten für Abgase werden dabei in Abhängigkeit des Luftverhältnisses über einen quadratischen Ansatz approximiert:

$$\begin{aligned} \kappa(\vartheta, \lambda_{VM}) &= a \cdot \vartheta^2 + b \cdot \vartheta + c + d \cdot \frac{|\lambda_{VM} - 1|}{\lambda_{VM}}, \\ a &= 4,703 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{1}{K^2}, & b &= -1,704 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{K}, \\ c &= 1,418, & d &= 3,148 \cdot 10^{-2}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Über die Definition der spezifischen Wärmekapazität (Gleichung (3.8)) lässt sich die thermische Abgasenthalpie durch Einsetzen in Gleichung (3.5) und Integration bestimmen (siehe Anhang A.2.2)

$$c_p(\vartheta, \lambda_{VM}) = \left(\frac{\partial h(\vartheta, \lambda_{VM})}{\partial \vartheta} \right)_p = R \cdot \frac{\kappa(\vartheta, \lambda_{VM})}{\kappa(\vartheta, \lambda_{VM}) - 1}. \quad (3.8)$$

Die resultierende spezifische Wärmekapazität ist in Abbildung 3.8b den Ansätzen von JUSTI und PISCHINGER gegenübergestellt. Der chemische Anteil der im unverbrannten Abgas enthaltenen Enthalpie lässt sich nur schwer bestimmen und kommt vor allem im fetten Gemisch

³⁴⁾Eine detaillierte Betrachtung und Gegenüberstellung der Ansätze zur Bestimmung der Stoffeigenschaften des Arbeitsgases findet sich in [129].

($\lambda < 1$) verstärkt zum tragen. Über die Abgaszusammensetzung aus der Motorbasisvermessung lässt sich dieser Anteil nach [134] über die Standardbildungsenthalpien bestimmen.

Konvektion & Strahlung

Die Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs am VM ist aufgrund der komplexen Geometrie und der verschiedenen Materialien nur in einer für die Untersuchungen ausreichenden Annäherung möglich. Wie in [135] vorgeschlagen wird die Annahme der Strömung über eine ebene Platte getroffen. Bei der Beschreibung eines konvektiven Wärmeübergangs nach Gleichung (3.9) entspricht α dem Wärmeübergangskoeffizienten, A der Oberfläche, λ_l der Wärmeleitfähigkeit und L der charakteristischen, überströmten Länge

$$\dot{Q}_{Konv} = \alpha \cdot A \cdot \Delta\vartheta, \quad \alpha = Nu \cdot \frac{\lambda_l}{L}. \quad (3.9)$$

Die Nusselt-Zahl wird über die Petukhov & Popov Gleichung [136] in Abhängigkeit der Prandtl- und Reynoldszahl definiert:

$$Nu = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1) \cdot Re^{0,1}} \quad \text{mit } Re = \frac{v \cdot L}{\nu}, \quad Pr = \frac{\nu}{a}. \quad (3.10)$$

Darin entspricht ν der kinematischen Viskosität und a der Temperaturleitfähigkeit. Die sich ergebende Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten α über die Fahrzeuggeschwindigkeit v ist in Abbildung 3.8c dargestellt. Die Wärmestrahlung wird über das bekannte Stefan-Boltzmann-Gesetz [136] in Abhängigkeit der Boltzmann-Konstante σ und dem Emissions-

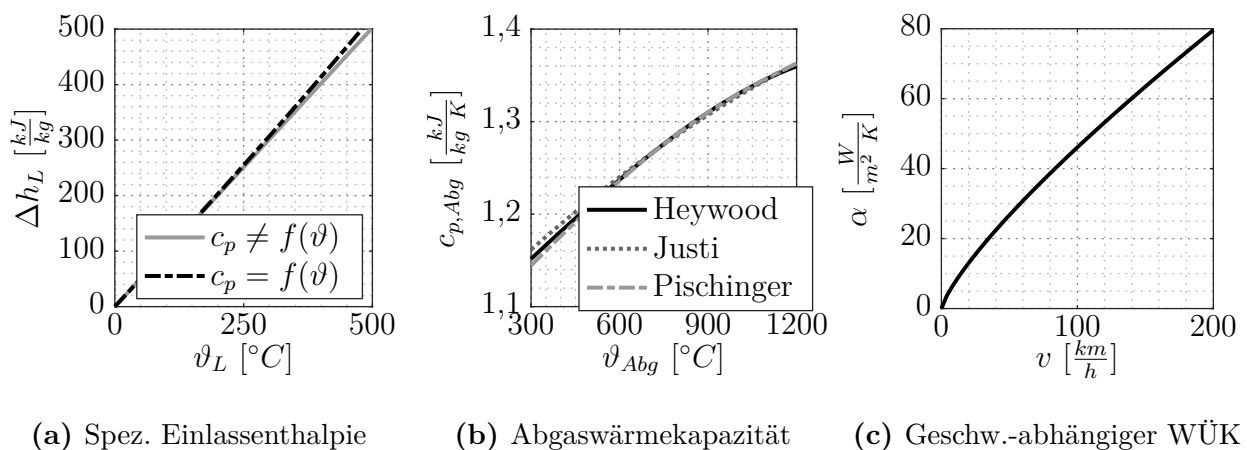


Abbildung 3.8: Spezifische Parameter des thermischen Motormodells: (a) Spezifische Enthalpie der Ansaugluft nach [127] (b) Spezifische Wärmekapazität des Abgases in Abhängigkeit der Abgastemperatur [130, 132, 133] (c) Geschwindigkeitsabhängiger Wärmeübergangskoeffizient der erzwungenen Konvektion [135]

grad ϵ beschrieben. Letzterer wurde für motorische Anwendungen in [120] untersucht und zu $\epsilon = 0,7$ bestimmt

$$\dot{Q}_{Str} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (\vartheta_{VM}^4 - \vartheta_{Umg}^4). \quad (3.11)$$

Wärmestrom des Kühlmittels

Der Wärmestrom $\Delta\dot{Q}_{KW}$ entspricht der Wärmeabgabe über den HT-Kühlmittelkühler. Während des motorischen Warmlaufs ist das Thermostat geschlossen, sodass in vereinfachter Näherung kein Wärmeaustausch über den Kühlmittelkühler erfolgt. Erreicht das Kühlmittel die Betriebstemperatur, kann das Kennfeld-Thermostat u.a. in Abhängigkeit des Lastpunktes bestromt und somit geöffnet werden. Für das vorliegende thermische Simulationsmodell dient die Wärmeabgabe über das Kühlmittel in erster Linie zur Einregelung der Betriebstemperatur während der eigentliche Warmlauf unbeeinflusst bleibt. In Gleichung (3.12) entspricht $\dot{V}_{KW,ref}$ dem Referenz-Kühlmittelvolumenstrom, der in erster Näherung über eine Drehzahlabhängigkeit von der Motordrehzahl beschrieben wird, ρ_{KW} der Dichte sowie $c_{p,KW}$ der spezifischen Wärmekapazität bei der jeweiligen Temperatur

$$\Delta\dot{Q}_{KW} = \dot{V}_{KW,ref} \cdot \rho_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot \Delta\vartheta_{KW} \cdot f(v, \vartheta_{VM}). \quad (3.12)$$

Für die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{KW}$ wird die Temperatur ϑ_{VM} in Referenz zur Kühlmitteltemperatur nach Kühlmittelkühler³⁵⁾ gesetzt. Der letzte Term in Gleichung (3.12) beinhaltet in vereinfachter Form eine Thermostat-Hubkurve sowie einer über die Referenz hinausgehende Regelung des Kühlmittelvolumenstroms in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit.

Änderung der inneren Energie

Die Änderung der inneren Energie (vgl. Gleichung (3.3)) resultiert in der Änderung der Temperatur einer repräsentativen thermischen Masse. Wie in Kapitel 4 näher ausgeführt wird, ist für die Verwendung des thermischen Modells innerhalb der Dynamischen Programmierung ein quasi-statisches, hinsichtlich Rechenzeit und Speicherbedarf optimiertes, Temperaturmodell erforderlich. Aus diesem Grund lässt sich über

$$\frac{dU_{ges}}{dt} = (m c_p)_{VM} \frac{d\vartheta_{VM}}{dt} \quad (3.13)$$

die Temperaturänderung des VM zu jedem Zeitpunkt über ein Ein-Massen-Modell berechnen. Zur Modellabstimmung müssen die fehlenden Parameter wie Wärmekapazitäten und

³⁵⁾Die Kühlmitteltemperatur nach HT-Kühlmittelkühler wird vereinfacht aus Kennfeldern der stationären Basisvermessung herangezogen.

Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden. Heuristische Optimierungsmethoden wie der genetische Algorithmus eignen sich dazu die Koeffizienten über eine Parameteroptimierung auf Messdaten aus Realfahrten abzustimmen. Zur Abstimmung und Validierung wurden die Daten aus 20 Messfahrten mit dem Versuchsträger bei verschiedenen Umgebungs- und Starttemperaturen zwischen $-5^{\circ}C$ und $20^{\circ}C$ herangezogen. Dabei handelt es sich um alltägliche, von unterschiedlichen Fahrern aufgezeichnete Realfahrten. Die zu minimierende Kostenfunktion besteht aus der mittleren quadratischen Abweichung zwischen gemessener und modellierter Motoröltemperatur. Dabei wurde der Warmlauf bis zum Erreichen der Betriebstemperatur von ungefähr $90^{\circ}C$ stärker gewichtet.

Abbildung 3.9 fasst die Validierung des thermischen Motormodells zusammen. Der obere Graph zeigt ein Geschwindigkeitsprofil (Messung 10) und die gemessene sowie modellierte Motoröltemperatur. Im unteren Bereich sind die Energiebilanzen von zwei verschiedenen Zeitpunkten t_1 (Warmlauf) mit $n_{VM} = 1300 \frac{1}{min}$ und $T_{VM} = 105 Nm$ sowie t_2 (eingeregelter Zustand) mit $n_{VM} = 1650 \frac{1}{min}$ und $T_{VM} = 185 Nm$ dargestellt. Erkennbar ist, dass anfangs

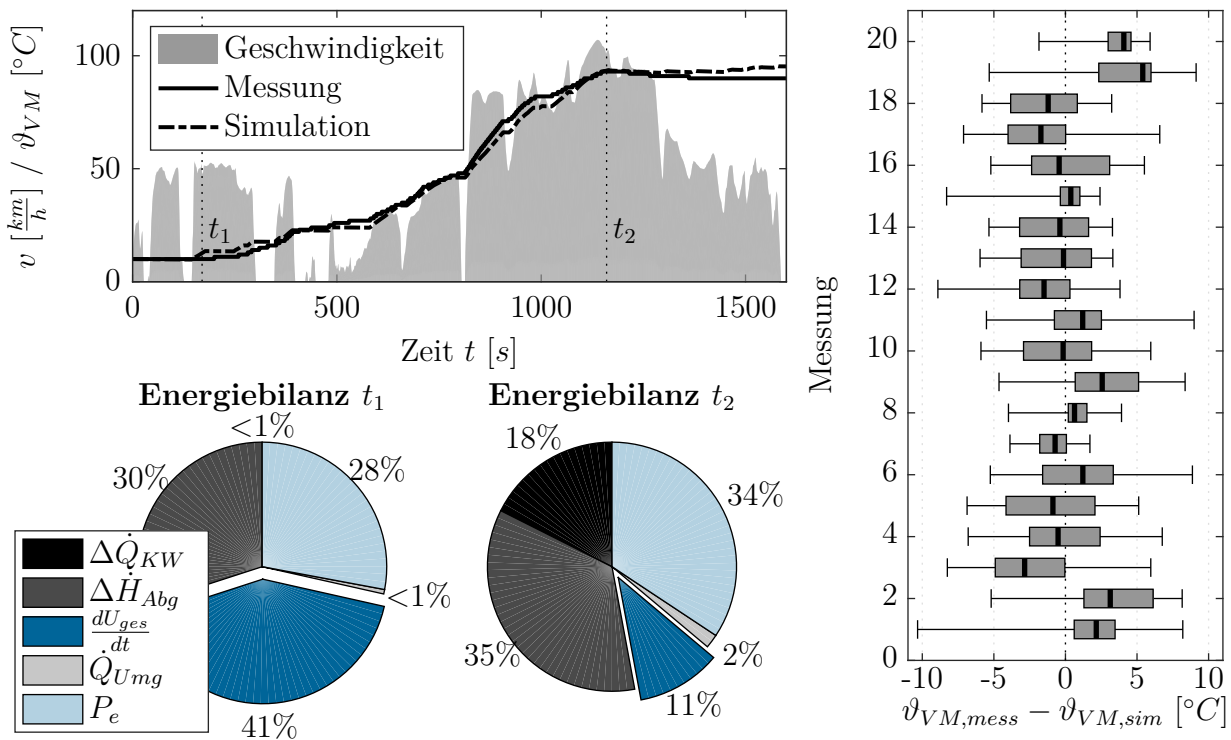


Abbildung 3.9: Validierung des thermischen Motormodells

ein Großteil der Energie in die Änderung der inneren Energie U_{ges} und somit in die Aufheizung des Gesamtsystems geht. Über den Kühlmittelkühler wird keine Energie abgegeben und der Einfluss von Konvektion und Strahlung ist gering und damit vernachlässigbar. Im eingeregelter Zustand steigt der motorische Wirkungsgrad im vorliegenden Betriebspunkt auf 34%. Ein Anteil von 18% wird über den Kühlmittelkühler abgegeben, wohingegen der Ener-

gieeintrag in die thermische Masse deutlich zurückgeht. Die rechte Grafik in Abbildung 3.9 fasst die Abweichungen für die weiteren Messfahrten zusammen: Für alle Messungen liegt die Temperaturabweichung bei maximal $\pm 10^\circ C$ wobei das 50%-Quantil kaum die $\pm 5^\circ C$ Marke übersteigt. Der Median aller Messungen liegt bei $1,56^\circ C$, was zugleich zeigt, dass das thermische Modell des VM das Aufheizverhalten bei verschiedenen Umgebungstemperaturen ausreichend genau repräsentiert.

3.2.2.2 Hochvoltbatterie

Die HV-Batterie kann durch die Kopplung eines elektrischen Klemmspannungsmodells [137] mit einem thermischen Batteriemodell abgebildet werden (vgl. Abbildung 3.10). Dabei sind neben dem Strom $I(t)$ aus dem Längsdynamikmodell sowie der aktuellen Umgebungstemperatur $\vartheta_{Umgebung}$ für das thermische Modell der initiale Batterieladezustand SOC_0 sowie die initiale Batterietemperatur $\vartheta_{Batt,0}$ festzulegen. Der Wärmeeintrag $\dot{Q}(t)$ ergibt sich aus dem elektrischen Klemmspannungsmodell und dient als Eingangsparemeter für das thermische Modell. Dieses berechnet die entsprechende Temperaturentwicklung, die wiederum als Parameter das elektrische Teilmodell beeinflusst.

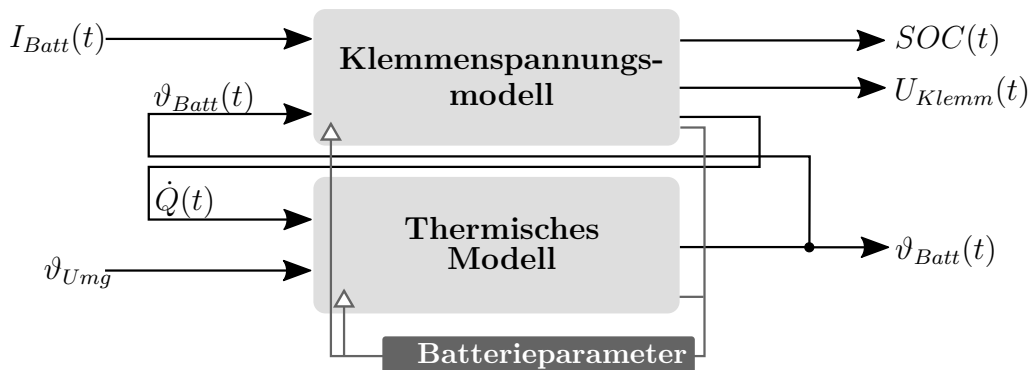


Abbildung 3.10: Schemaskizze des Batteriemodells bestehend aus einem elektrischen Klemmspannungsmodell und einem thermischen Massenmodell

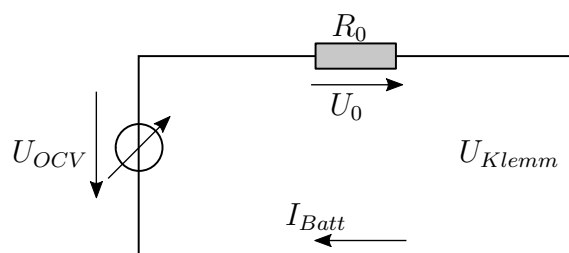
Klemmspannungsmodell

Für das elektrische Klemmspannungsmodell eignen sich Ersatzschaltbild-Modelle, welche das Batteriestrom- und Batteriespannungsverhalten ausreichend genau wiedergeben können [138]. Dabei sind für die jeweiligen Ersatzglieder Kennfelder in Abhängigkeit der Batterieparameter hinterlegt. Im Allgemeinen lassen sich zwei Modellklassen unterscheiden: Dynamische und statische Ersatzmodelle. Dynamische Modelle erzielen eine höhere Modellgüte bei gleichzeitig höherer Rechenzeit. Sie bestehen i.d.R. aus einer Reihenschaltung eines ohm'schen Widerstands zur Abbildung der ohm'schen Verluste sowie RC-Gliedern³⁶⁾, welche

³⁶⁾Als RC-Glieder wird in diesem Kontext die Parallelschaltung aus einem ohm'schen Widerstand und einem Kondensator verstanden.

das dynamische Verhalten bedingt durch den Ladungsdurchtritt, die Doppelschichtkapazität oder Diffusionsüberspannung abbilden [139]. Für die Implementierung in den kinematischen Modellansatz innerhalb der Optimierungsrechnungen ist ein statisches Ersatzmodell erforderlich³⁷⁾. Dieses stellt eine Sonderform des dynamischen Ansatzes dar, welcher lediglich das ohm'sche Glied berücksichtigt (vgl. Abbildung 3.11). Dabei entspricht U_{OCV} der Ruhespannung, modelliert als Gleichspannungsquelle und R_i dem ohm'schen Widerstand.

Abbildung 3.11: Statisches Ersatzschaltmodell bestehend aus dem ohm'schen Widerstand R_0



Gemäß der nicht kausalen Wirkrichtung ergibt sich an der Batterie eine resultierende Leistungsanforderung P_{Batt} , aus der unter Anwendung der Kirchhoff'schen Regeln der Batteriestrom abgeleitet werden kann [19]:

$$I_{Batt}(t) = \frac{U_{OCV} - \sqrt{U_{OCV}^2 - 4 R_0 P_{Batt}}}{2 R_0}. \quad (3.14)$$

Wie bereits angesprochen können dynamische Effekte im Batterieverhalten durch den statischen Modellansatz nicht adäquat abgebildet werden. Der Einfluss dieser Dynamik ist in Abbildung 3.12 für einen Stromimpuls dargestellt. Als Reaktion auf diesen Impuls zeigt sich unmittelbar die ohm'sche Überspannung (vgl. ① in Abbildung 3.12). Mit etwas größeren Zeitskalen verändert sich die Überspannung in Abhängigkeit vom Ladungsdurchtritt, der Doppelschichtkapazität sowie der Diffusion³⁸⁾ (vgl. ② in Abbildung 3.12). Letztere Effekte verhalten sich wie ein Zeitglied erster Ordnung und können daher durch RC-Glieder abgebildet werden. Da diese Module im statischen Modell wegfallen, kann dieser Spannungsverlauf nur unzureichend abgebildet werden. Zwar wird der initiale Spannungssprung durch den ohm'schen Anteil korrekt wiedergegeben, allerdings kommt es im Anschluss zu Abweichungen. Eine in der Praxis gängige Methode zur Verbesserung der Modellgüte im transienten Batterieverhalten besteht in der Einführung eines sogenannten R_τ -Widerstands [140]. Dabei werden die dynamischen Effekte innerhalb des ohm'schen Widerstands abgebildet indem ein fiktiver Widerstand so bestimmt wird, dass der Spannungsanstieg/-abfall nach einer Zeit τ korrekt wiedergegeben wird. In Abbildung 3.12 ist dies für $\tau = 1\text{ s}, 10\text{ s}, 30\text{ s}$ dargestellt.

³⁷⁾Dieser, im Vergleich zu Modellen höherer Ordnung, einfachste Ansatz zur Modellierung der HV-Batterie wird im Rahmen dieses Kapitels als Ersatzschaltmodell parametrisiert und anschließend anhand eines Modells höherer Ordnung validiert, um eine geeignete Modellierungsgüte sicherzustellen.

³⁸⁾Eine Beschreibung der auftretenden Überspannung innerhalb der HV-Batterie findet sich in [139].

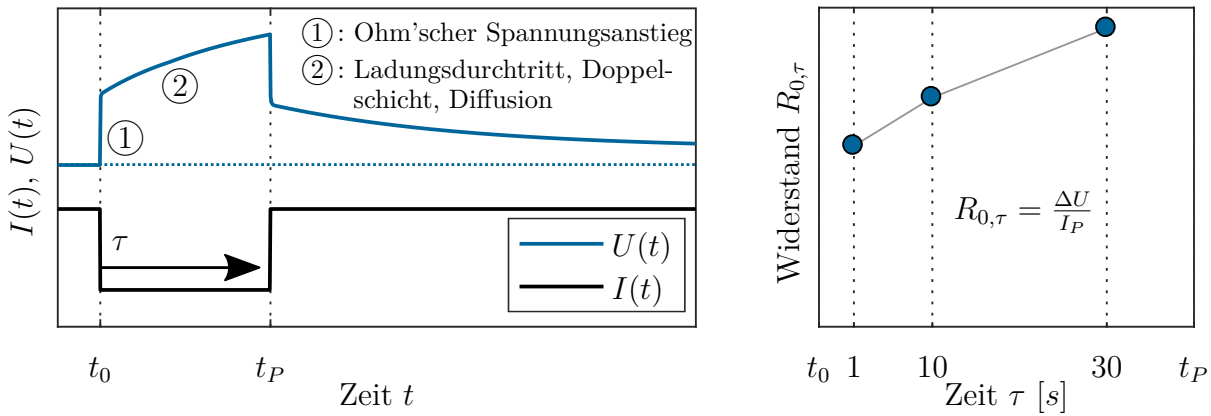
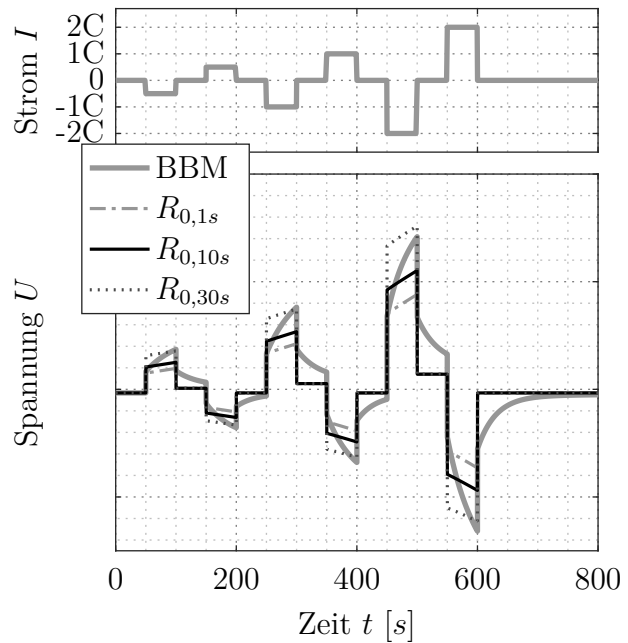


Abbildung 3.12: Schemaskizze des Batteriemodells bestehend aus einem elektrischen Klemmspannungsmodell und einem thermischen Massenmodell zur Abbildung der Temperaturentwicklung

Eine Validierung des statischen Klemmspannungsmodells gegen ein Black-Box-Modell³⁹⁾ (BBM) für einen intermittierenden Lade-/Entlade-Impulsstrom verschiedener C-Raten gibt Aufschluss über die jeweilige Modellgüte in Abhängigkeit der R_τ -Widerstände (vgl. Abbildung 3.13). Anhand des Spannungsverlaufs ist zu sehen, dass die erhöhten Widerstände im Vergleich zum rein ohm'schen Widerstand (in erster Näherung vergleichbar mit $R_{0,1s}$) im Mittel deutlich bessere Ergebnisse liefern.

Abbildung 3.13: Validierung des statischen Ersatzmodells anhand von Stromimpulsen unterschiedlicher C-Raten für verschiedene Widerstände R_τ gegen ein dynamisches Black-Box-Modell



³⁹⁾Beim Black-Box-Modell handelt es sich um ein vom Batteriehersteller validiertes und zur Verfügung gestelltes Batteriemodell. Das elektrische Verhalten wird dabei durch ein dynamisches Modell mit 3 RC-Gliedern abgebildet. Auf thermischer Seite ist ein ordnungsreduziertes FEM-Modell hinterlegt, welches auf Messstellen parametrisiert und validiert wurde.

Thermisches Batteriemodell

Analog zum VM kann auch die Temperatur der HV-Batterie über eine Energiebilanz der Systemkomponente modelliert werden. Analog zu Gleichung (3.2) ergibt sich die Temperaturänderung aus der zeitlichen Änderung der inneren Energie U resultierend aus der Differenz der wirkenden Wärmeströme \dot{Q}_i :

$$\frac{dU_{Batt}}{dt} = (m c_p)_{Batt} \frac{d\vartheta_{Batt}}{dt} = \sum_i \dot{Q}_i. \quad (3.15)$$

Nach BERNADI [141] setzt sich der Wärmeeintrag in die Zelle einer Batterie aus den folgenden vier Komponenten zusammen:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{irr} + \dot{Q}_{rev} + \dot{Q}_{reak} + \dot{Q}_{mix}. \quad (3.16)$$

Ohm'sche Verluste \dot{Q}_{irr} : Auch als Joule'sche Wärme bezeichnet, treten am ohm'schen Widerstand sowie durch Polarisationsüberspannungen an den RC-Gliedern auf.

Reaktionsentropie \dot{Q}_{rev} : Die reversible Wärme ist von der Reaktion bestimmt und kann durch den reversiblen Wärmeeffekt $T\Delta S$ beschrieben werden. In Abhängigkeit von SOC und Stromstärke kann dieser Anteil zur Aufheizung oder Abkühlung der Zelle führen.

Reaktionswärme durch Nebenreaktionen \dot{Q}_{reak} : Durch die Reaktion des Elektrolyten mit den Elektroden kann ein Wärmestrom entstehen, der zur Energiebilanz beiträgt.

Mischungsenthalpie \dot{Q}_{mix} : Der Aufbau und die Relaxation von Lithiumionenkonzentrationen resultieren in einer Entropieänderung, die zu einer Wärmeentstehung führt.

Bei der Beschreibung des thermischen Verhaltens von Batteriezellen im Normalbetrieb können die Anteile der Mischungsenthalpie \dot{Q}_{mix} sowie der Reaktionswärme durch Nebenreaktionen \dot{Q}_{reak} vernachlässigt werden [140, 142]. Der irreversible Wärmeeintrag (Joule'sche Wärme) wird über die Spannungsdifferenz berechnet. Der reversible Anteil leitet sich aus der Entropieänderung zu Gleichung (3.17) her [140, 143]. Dabei entspricht der Term $\left(\vartheta \frac{\partial U_{OCV}}{\partial \vartheta}\right)$ der Entropieentwicklung und ist in Form eines Kennfeldes hinterlegt. Dieser Term ist abhängig vom Ladezustand der Batterie. In Abhängigkeit des Stroms (Laden/Entladen) kann er sowohl positive als auch negative Werte annehmen und somit zu einer Aufheizung oder Abkühlung der Batterie führen, sofern der reversible Term den irreversiblen Anteil übersteigt. Der Wärmeeintrag aus Gleichung (3.16) verkürzt sich somit zu Gleichung (3.17) und ist der Wärmeabfuhr gegenüberzustellen

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{irr} + \dot{Q}_{rev} = I_{Batt} \cdot (U_{OCV} - U_{Klemm}) + I_{Batt} \left(\vartheta \frac{\partial U_{OCV}}{\partial \vartheta} \right). \quad (3.17)$$

Da sich die vorliegende Arbeit auf den Warmlauf konzentriert, wird auf die Abbildung der externen Kühlung verzichtet und lediglich ein konvektiver Wärmeübergang der Form

$$\dot{Q}_{Konv} = \alpha \cdot A \cdot \Delta\vartheta \quad (3.18)$$

betrachtet. Die thermische Masse m , die Wärmekapazität c_p sowie der Wärmeübergangskoeffizient α und Konvektionsfläche A wurden auch hier über einen genetischen Algorithmus an Messwerte angepasst. Im Normalbetrieb ist die Temperaturänderung innerhalb der Batterie aufgrund der hohen Wirkungsgrade gering. Daher wurden gezielt zwei Messungen (CD/CS-Betrieb) zur Parameteroptimierung und Validierung ausgewählt. Bei der Berechnung des Anteils der Joule'schen Wärme kommt auch hier die Thematik der R_τ -Widerstände zum Tragen. Abbildung 3.14 zeigt das Temperaturverhalten des statischen Modells im Vergleich zum BBM für einen WLTC im CS-Betrieb (vgl. Abbildung 3.14a) sowie im CD-Betrieb (vgl. Abbildung 3.14b). In Abhängigkeit der jeweiligen ohm'schen Widerstände ergeben sich

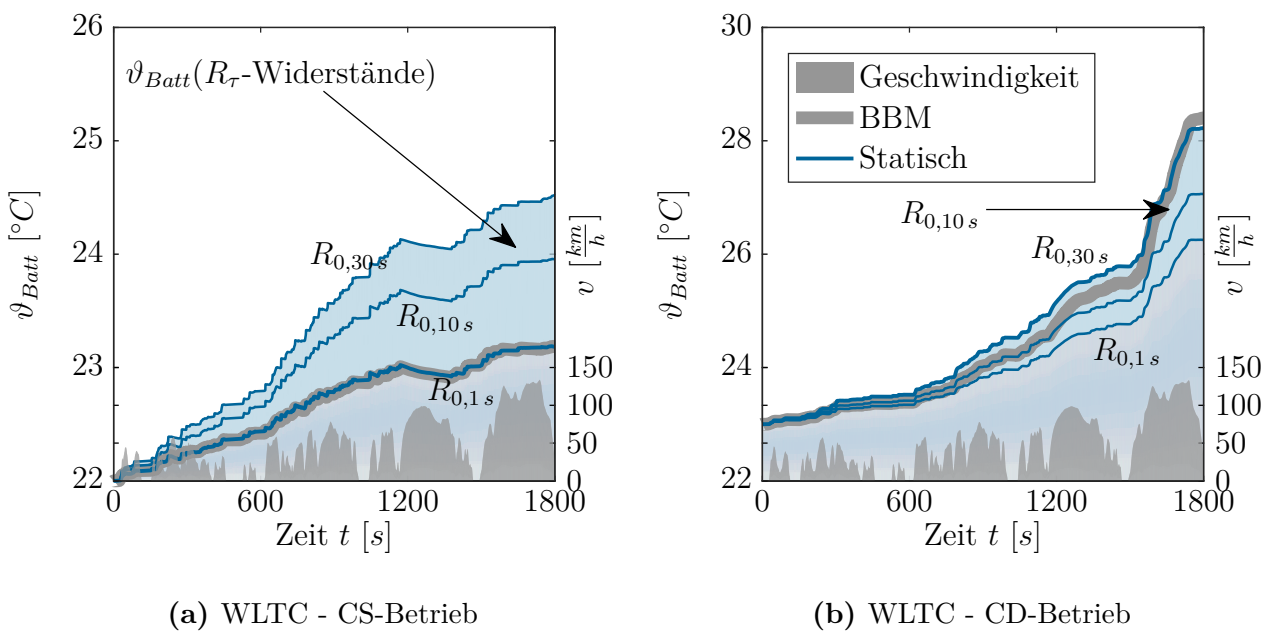


Abbildung 3.14: Spannung U_{OCV} , Lade- und Entladewiderstand $R_{i,Lade}$ bzw. $R_{i,Entlade}$ in Abhängigkeit des Batterieladezustandes SOC für verschiedene Batterietemperaturen T_{Batt}

signifikante Abweichungen, die im CS-Betrieb tendenziell zu einer Überschätzung der Batterietemperatur, im CD-Betrieb zu einer Unterschätzung führen. Dies lässt sich mit Hilfe der R_τ -Widerstände erklären. Die blaue Fläche markiert jeweils die Extrema bestehend aus der Verwendung der $R_{0,1s}$ - und $R_{0,30s}$ -Widerstände. Im CS-Betrieb kommt es aufgrund häufiger Wechsel der Betriebsmodi (EF, LPV, Rekuperation) zu hohen Strom- und Spannungsspitzen, deren Zeitskalen kleiner sind als die Auswirkungen der dynamischen Effekte (RC-Glieder). Dadurch wird die Joule'sche Wärme durch die Verwendung der $R_{0,10s}$ -Widerstände über-

schätzt. Gute Ergebnisse lassen sich hier durch die Verwendung von $R_{0,1s}$ erzielen. Im CD-Betrieb liegen die Ströme hingegen deutlich länger an, sodass auch die dynamischen Effekte ausgeprägter sind. Hier lassen sich gute Ergebnisse über die Verwendung von $R_{0,30s}$ erzielen. Da im Rahmen der folgenden Kapitel 5 und 6 der CS-Betrieb im Fokus liegt, wird für die Parametrierung des thermischen Batteriemodells die $R_{0,1s}$ -Widerstände verwendet. Insgesamt zeigt sich jedoch, dass der Temperaturanstieg in der HV-Batterie selbst im CD-Betrieb gering ist - essentieller ist hier das absolute Temperaturniveau.

3.2.2.3 Automatikgetriebe

Zur Modellierung der Getriebeöltemperatur wird ebenfalls die Energiebilanz angesetzt (vgl. Gleichung (3.19)). Da das Getriebe und die EM über denselben Ölkreislauf konditioniert werden, setzt sich der Wärmeeintrag aus den Verlustleistungen der beiden Komponenten $P_{Verl,Getr}$ und $P_{Verl,EM}$ zusammen. Die Wärmeabgabe kann ebenfalls über einen konvektiven Wärmeübergang erfolgen.

$$\frac{dU_{Getr}}{dt} = (m c_p)_{Getr} \frac{d\vartheta_{Getr}}{dt} = \sum_i \dot{Q}_i \quad (3.19)$$

Da der Warmlauf entscheidend für die folgenden Untersuchungen ist, wird auch hier auf die Abbildung der externen Kühlung verzichtet. Im betriebswarmen Zustand unter realen Fahrbedingungen schwankt die Getriebeöltemperatur in einem sehr beschränkten Temperaturfenster zwischen $70^\circ C$ und $75^\circ C$, sodass der Ausgang des Getriebetemperaturmodells auf $\vartheta_{Getr,max} = 72^\circ C$ limitiert wurde. Zur Parameteroptimierung und Validierung wurden auch hier die 20 Realfahrtmessungen bei verschiedenen Umgebungstemperaturen herangezogen (vgl. Abbildung 3.15). Die maximalen Abweichungen zwischen Simulation und Messung liegen auch hier unterhalb von $10^\circ C$. Die Abweichungen des 50%-Percentils liegen in nahezu allen Messungen bei unter $5^\circ C$, die mittlere Abweichung bei ca. $3^\circ C$. Größere Abweichungen, wie bspw. in Messung 17 zu beobachten, sind auf die Temperaturunterschiede im eingeregelteren Bereich zurückzuführen. Die Diskrepanzen im Warmlauf sind auch hier deutlich reduziert.

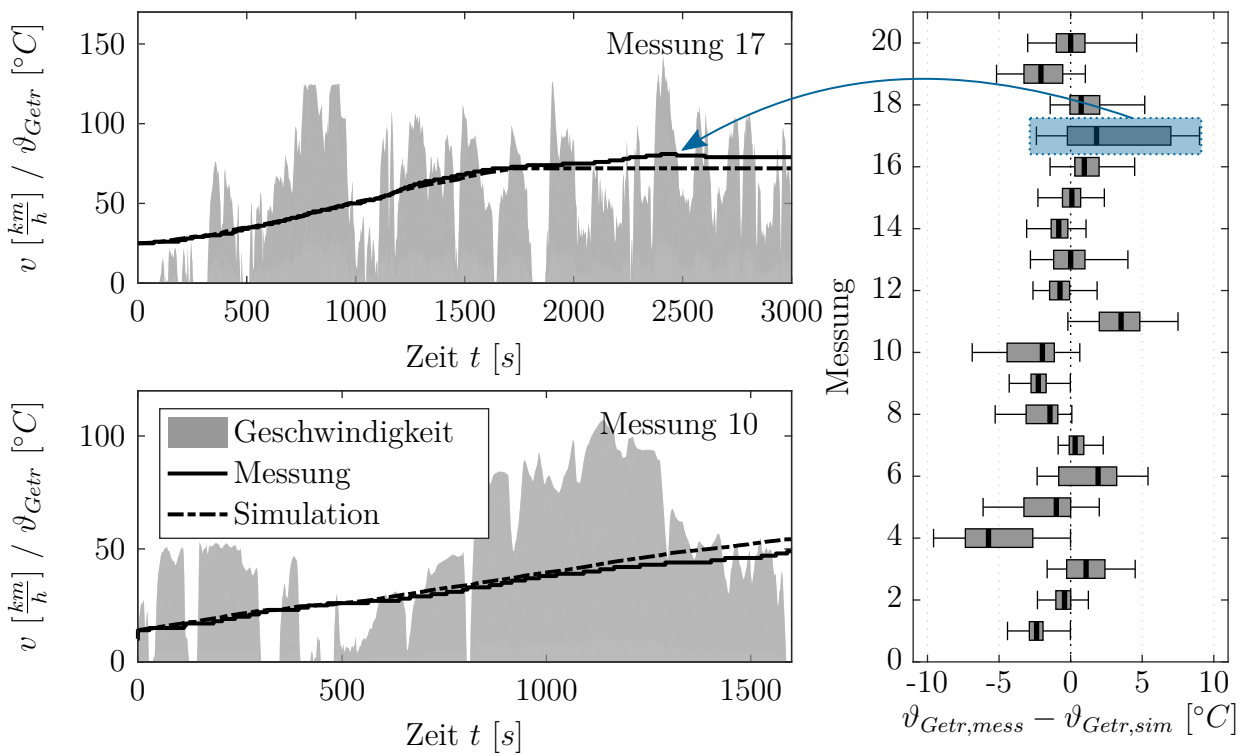


Abbildung 3.15: Validierung des thermischen Getriebemodells

3.2.3 Zustand des Verbrennungsmotors

Im hybriden Antriebsstrang treten dynamische Zustandswechsel auf, die einen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch haben und in den beschriebenen Modellansätzen nur unzureichend abgebildet werden (vgl. Abschnitt 3.2.1). Beim Wechsel von reiner EF in den verbrennungsmotorischen Betrieb kommt es zum Zustand des VM. Dabei kann der VM sowohl im Stand als auch während der elektrischen Fahrt zugestartet werden. Neben dem Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch sind bei der Auslegung der Betriebsstrategie zusätzliche Aspekte wie Komfort und Verschleiß zu berücksichtigen, die durch häufige Zustandswechsel zwischen den Hybrid-Betriebsmodi und somit durch ein ständiges Starten des VM negativ beeinflusst werden. Die Diskrepanz zwischen zeitdiskreter Modellierungsgüte und Realität wird in Abbildung 3.16 aufgezeigt. Im unteren Teil der Abbildung ist ein beispielhaftes Fahrprofil zu sehen, in dem der VM in Abhängigkeit der Fahranforderung zugestartet wird. Wie der Detailansicht zu entnehmen ist, ist dieser Startvorgang im Längsdynamikmodell zeitdiskret modelliert, sodass der VM zwischen zwei Zeitschritten gestartet wird und direkt die Leistungsanforderung von der EM übernimmt. Der reale Startablauf erfolgt sehr dynamisch, wobei die Zeitskalen stark vom jeweiligen Betriebspunkt abhängig sind. Der obere Teil der Abbildung zeigt eine Messung eines VM-Zustarts des betrachteten Versuchsträgers. Dabei handelt es sich um ein Startverfahren, in dem die EM als externe Momentenquelle genutzt wird. In der Literatur

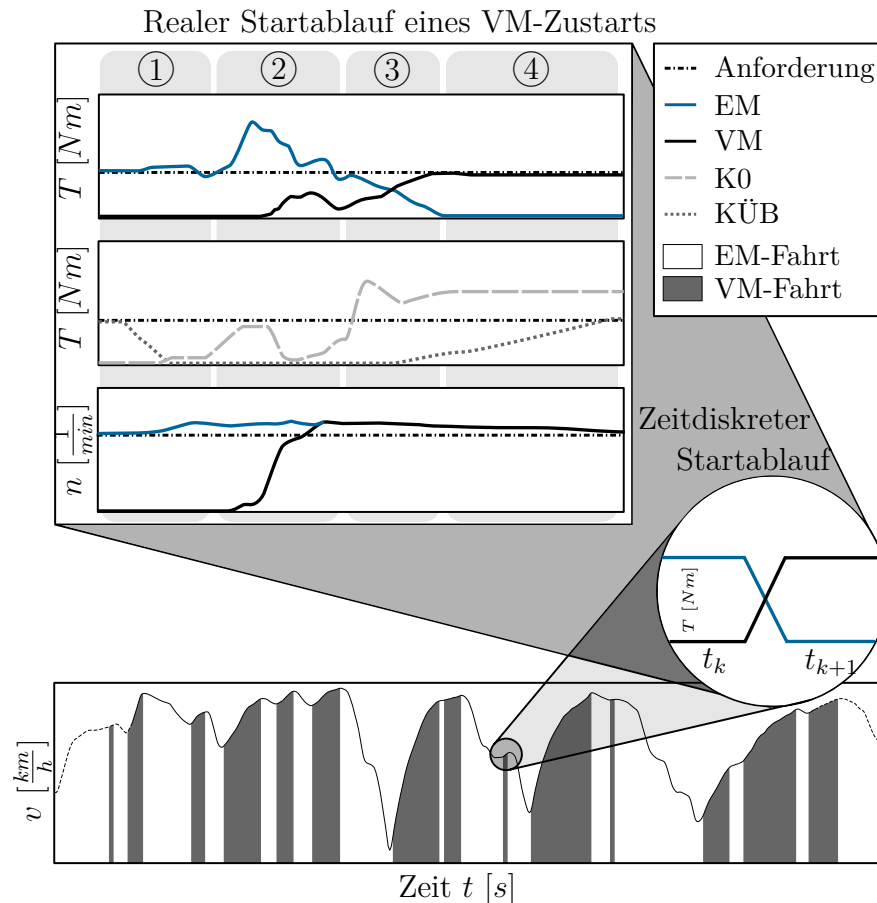


Abbildung 3.16: Unterscheidung zwischen einem zeitdiskreten Zustand des VM in der Längsdynamiksimulation (unten/rechts) und einem realen Startablauf in seinen Startphasen ① bis ④ (oben)

wird dieser Vorgang als Schlepp- bzw. Impulsstart bezeichnet [13, 144]. Der Startablauf lässt sich vereinfacht in 4 Phasen einteilen (vgl. Abbildung 3.16):

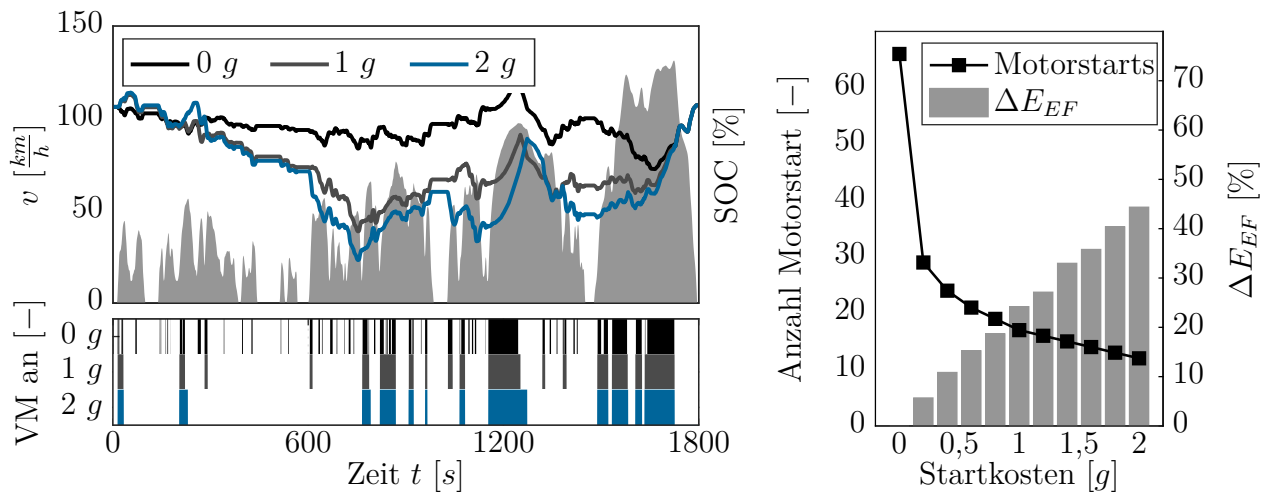
Phase ①: Nach der Startanforderung wird die KÜB des Drehmomentwandler geöffnet. Das Fahrerwunschkmoment wird jetzt gänzlich hydrodynamisch über den Wandler an das Getriebe übertragen. Dies dient in erster Linie dem Komfort während des Motorstarts, da Drehmomentspitzen und Schwingungen im Antriebsstrang über den Drehmomentwandler gedämpft werden.

Phase ②: Die Trennkupplung K0 wird soweit geschlossen, dass sie das zum Anreißen des VM benötigte Drehmoment überträgt. Sobald der VM eine Grenzdrehzahl überschreitet wird die Einspritzung freigegeben. Die K0 öffnet wieder und der VM läuft eigenständig auf die Zieldrehzahl. In dieser Phase des Motorstarts kompensiert die EM das zum Anreißen benötigte Moment.

Phase ③: Nach der Drehzahlsynchronisation von VM und EM wird die K0 geschlossen. Während der VM in der Momentenverrampung das Anforderungsmoment von der EM übernimmt, beginnt die KÜB langsam zu schließen.

Phase ④: Die Wandlerüberbrückungskupplung wird geschlossen. Der Schlepstart ist abgeschlossen.

Neben dem direkten energetischen Einfluss des VM-Starts auf den Kraftstoffverbrauch zeigt sich vor allem im Bereich der optimierungsgestützten Auslegung von Betriebsstrategien der Einfluss des Zustarts auf die verbrennungsmotorischen Laufzeiten. Um diesem Sachverhalt Rechnung zu tragen, wird in der Literatur die Einführung und Verwendung sogenannter *Startkosten* vorgeschlagen [72, 76, 93]. Diese Startkosten belasten einen Zustandswechsel innerhalb der Optimierung mit einem zusätzlichen Kostenterm, der im Idealfall genau dem zusätzlichen energetischen Anteil entspricht, der für das Starten des VM benötigt wird⁴⁰⁾. Abbildung 3.17 verdeutlicht den Einfluss solcher Strafkosten auf die optimale Betriebsstrategie für einen WLTC im CS-Betrieb. Wird der energetische Anteil des Zustarts vernachlässigt, so weist die Lösung des Optimalsteuerungsproblems im gezeigten Beispiel 66 Zustandswechsel auf. Werden nun Startkosten berücksichtigt, so reduziert sich die Anzahl der Zustandswechsel auf 12 für eine Annahme von $2g$ pro Zustart (vgl. Abbildung 3.17a). Die Reduktion der Motorstarts ist noch deutlicher in Abbildung 3.17b aufgeführt. Durch die Annahme von $0,2g$ pro Zustart wird die Anzahl an Motorstarts im optimalen Betrieb bereits halbiert.



(a) Einfluss von Startkosten auf WLTC Optimierung

(b) Motorstarts und EF-Energie

Abbildung 3.17: Einfluss der Berücksichtigung von energetischen Startkosten für die Grenzfälle $0g$, $1g$, $2g$ auf die optimale Betriebsstrategie im WLTC (links) und Einfluss auf die Anzahl der Motorstarts sowie den energetischen Anteil für elektrisches Fahren (rechts).

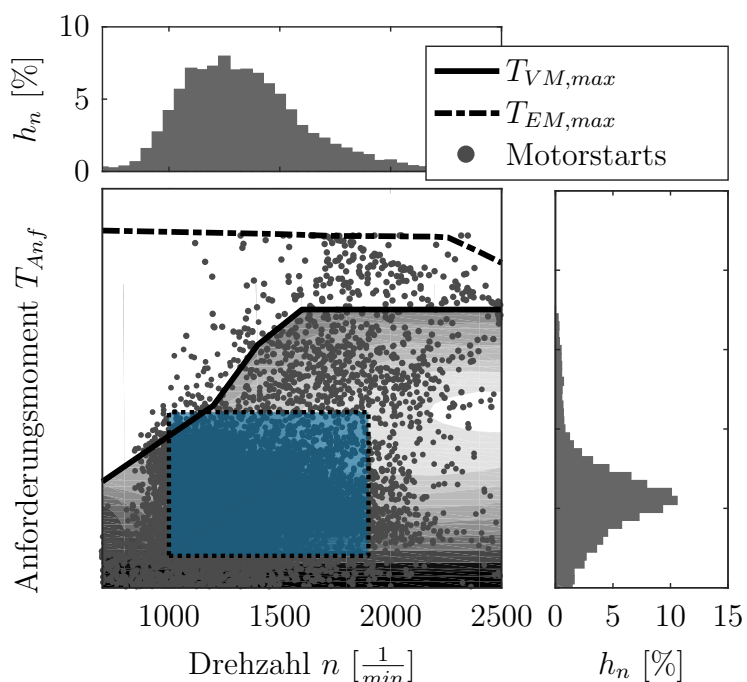
⁴⁰⁾Diese Aussage bezieht sich auf eine Kostenfunktion $\mathcal{J}(\cdot)$, die dem kumulierten Kraftstoffverbrauch entspricht. Eine erweiterte Betrachtung des Zustarts unter Aspekten wie Emissionen und Komfort wäre ebenfalls denkbar, soll im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht betrachtet werden.

Über die Anzahl der VM-Zustarts hinaus wird auch die Ladestrategie signifikant beeinflusst. So zeigt die Abbildung ebenfalls die Änderung des energetischen EF-Anteils ΔE_{EF} . Bei hohen Zustartkosten wird im vorliegenden Beispiel viel Energie für elektrisches Fahren freigegeben, die im Anschluss durch eine progressivere Lastpunktanhebung in den reduzierten Motorlaufzeiten wieder bereitgestellt werden muss.

Wie hoch der Energiebedarf für einen Zustart ist, wurde bisher nur unzureichend untersucht. In vielen Arbeiten zur optimierungsbasierten Betriebsstrategie werden konstante Strafkosten von $0,3g$ bis $0,5g$ angenommen [19, 145] oder über vereinfachte Simulationsansätze zu $0,15g$ bis $0,4g$ bestimmt [146]. Im Rahmen dieser Arbeit wurde mit Unterstützung von [166, 168] ein methodischer Ansatz zur experimentellen Ermittlung der betriebspunktabhängigen Zustartkosten entwickelt, dessen Anwendung und Ergebnisse in [163] zusammengetragen sind. Die Untersuchungen beziehen sich auf den beschriebenen P2-Antriebsstrang mit der in Tabelle A.2 aufgeführten Motorisierung. Basierend auf Auswertungen von Dauerlauftests des Versuchsträgers wurde der zu untersuchende Kennfeldbereich auf Drehzahlen im Bereich $1000 - 2000 \frac{1}{min}$ mit Fahranforderungsmomenten zwischen $20 Nm$ und $220 Nm$ eingegrenzt. 80% der gesamten Zustarts im realen Fahrbetrieb treten in diesem Kennfeldbereich auf. Abbildung 3.18 zeigt die Zustarts im Kennfeld sowie die relativen Häufigkeitsverteilungen h_n der Zustarts über die Drehzahl und das Anforderungsmoment, sowie den ausgewählten Kennfeldbereich in blau dargestellt.

Für jeden der Betriebspunkte wird zunächst eine Vielzahl reproduzierbarer Motorzustarts auf Rollen- und Antriebsstrangprüfständen durchgeführt. Dabei wird der Motorstart energetisch bilanziert und der Mehrverbrauch gegenüber einem idealisierten, zeitdiskreten Zustandswech-

Abbildung 3.18: Verteilung der auftretenden Motorstarts in Realfahrtsituationen basierend auf Auswertungen aus Dauerlaufproben. Zusätzlich dargestellt ist der Kennfeldbereich für die experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung der Zustartkosten



sel quantifiziert. Der größte Einfluss ist dabei dem VM zuzuschreiben. Zum einen durch den eigenständigen Hochlauf während die EM das Anforderungsmoment deckt und zum anderen durch das Katalysatorausträumen⁴¹⁾. Die übrigen Komponenten beeinflussen die Startkosten zu ca. 20 %, wobei der Drehmomentwandler sowie die Trennkupplung beim Anreißern des VM die größten Verluste generieren [163]. Die betriebspunktabhängigen Energiebedarfe für einen Zustart des VM sind in Abbildung 3.19 in Form des Kraftstoffverbrauchs in $[g]$ und der elektrischen Energie aus der HV-Batterie in $[Wh]$ dargestellt. Die Werte beziehen sich auf den Betriebspunkt am Getriebeeingang zum Startzeitpunkt. Wie bereits erwähnt, resultieren

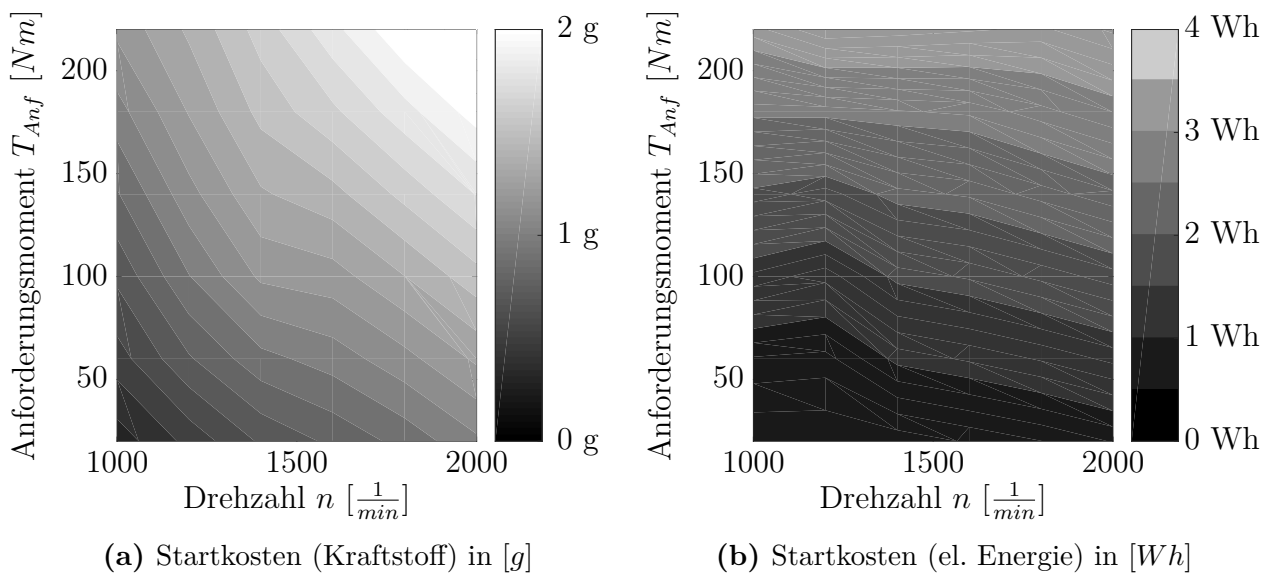


Abbildung 3.19: Kennfelder für den Energiebedarf eines Zustarts des VM in Form des Kraftstoffbedarfs in $[g]$ (links) und des elektrischen Energiebedarfs in $[Wh]$ (rechts)

diese Kennfelder aus der Mittelung einer Vielzahl von Zustarts, die reproduzierbar bei den jeweiligen Betriebspunkten durchgeführt wurden. Es ist zu erkennen, dass der Kraftstoffverbrauch mit der Leistung ansteigt wohingegen der elektrische Energiebedarf vorwiegend abhängig von der Drehmomentanforderung ist. Letzteres ist vorwiegend dem hydrodynamischen Drehmomentwandler sowie der KÜB zuzuschreiben. Mit steigender Drehmomentanforderung sinkt das Drehzahlverhältnis des Wandlers wodurch sich der Wirkungsgrad überproportional verschlechtert [163]. Da der Fokus dieser Arbeit auf dem Warmlaufverhalten liegt und der VM den vergleichsweise größeren Einfluss auf die Startkosten hat wurde die Testreihe auf die Untersuchung der Startkosten im Kaltstart ausgeweitet. Dabei wurde der VM auf Temperaturen von $0^\circ C$ vorkonditioniert und bei verschiedenen stationär eingestellten Drehzahlen und Drehmomenten reproduzierbar zugestartet bis die Betriebstemperatur erreicht wurde. Aus dem jeweiligen Vergleich mit den stationär ermittelten Startkosten ergibt

⁴¹⁾Beim Stillstand des VM werden geringe Mengen Sauerstoff im Katalysator eingelagert, die nach Wiederstart die katalytische Wirkung des Bauteils einschränken. Durch eine kurzzeitige Gemischanreicherung nach dem Wiederstart ($\lambda < 1$) wird dieser kompensiert [147].

sich analog zu Gleichung (3.4) und Abbildung 3.7 ein Korrekturfaktor, der die Startkosten bei einer gewissen Temperatur ins Verhältnis zu den Startkosten bei der jeweiligen, stationär eingeregeltten Betriebstemperatur setzt⁴²⁾. Die temperaturabhängige Entwicklung ist in Abbildung 3.20 in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment zusammengefasst. Beim

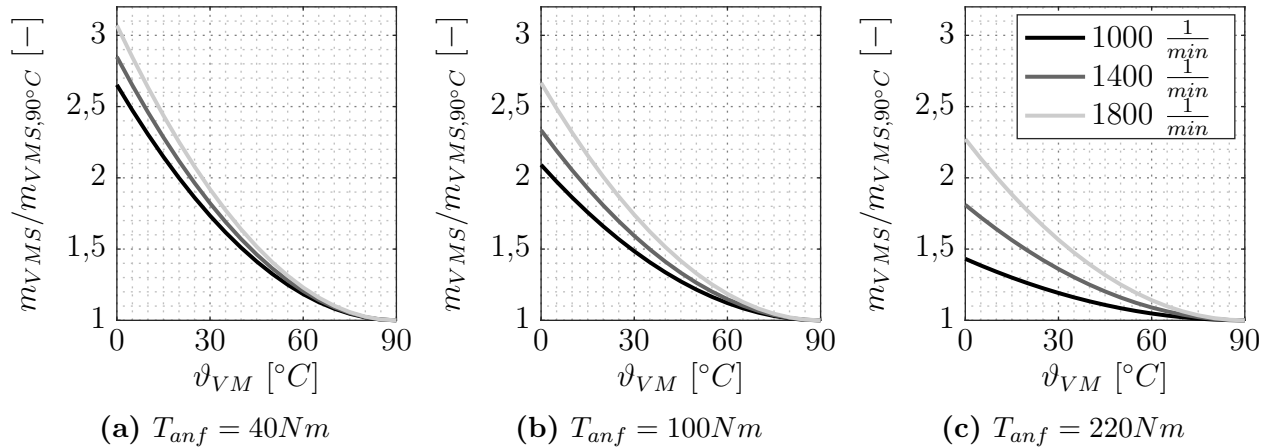


Abbildung 3.20: Entwicklung der verbrennungsmotorischen Startkosten bezogen auf die ermittelten Werte im betriebswarmen Zustand in Abhängigkeit der Motoröltemperatur ϑ_{VM} sowie Drehzahl n (1000 – 1800 $\frac{1}{min}$) und Drehmomentanforderung T_{anf} (40 – 220 Nm)

Vergleich mit dem Kraftstoffkorrekturfaktor für den verbrennungsmotorischen Betrieb zeigt sich zunächst ein ähnlicher Verlauf über die Drehmomentanforderung, bei dem der Teillastwirkungsgrad deutlich stärker durch das Reibmoment beeinträchtigt wird. Allerdings fällt auf, dass der Kaltstarteinfluss im VM-Zustart deutlich stärker von der Temperatur abhängt als der stationäre Motorbetrieb. Der Motorstart spielt sich auf kleinen Zeitskalen ab, wodurch neben der erhöhten Reibung aufgrund der höheren Ölviskosität sich insbesondere die kalten Zylinderwände negativ auf den indizierten Wirkungsgrad auswirken. Um trotz einer erhöhten Kondensation des Kraftstoffs einen zuverlässigen Start zu gewährleisten, wird die Einspritzmenge während des Starts über eine temperaturabhängige Vorsteuerung adaptiert.

Die so ermittelten Startkosten können in Abhängigkeit vom Fahrerwunschloment und der Drehzahl am Getriebeeingang sowie der Motoröltemperatur in die Längsdynamiksimulation und in das später zur Anwendung kommende Optimierungsverfahren integriert werden. Während bisherige Publikationen die Startkosten meist über einen konstanten Parameter abbilden, ist über diesen Ansatz eine physikalischere, betriebspunktabhängige Abbildung des Zustandswechsels von elektrischer in verbrennungsmotorische Fahrt möglich, die im Rahmen von [163] auf einen 6-Zylinder Motor erweitert wurde und somit als Anhaltspunkt für weitere Antriebe herangezogen werden kann.

⁴²⁾Die Verläufe sind aus experimentellen Testreihen abgeleitet und durch Polynome angenähert. Eine Validierung mit Testdaten zeigt Abbildung A.6 in Anhang A.3.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

4 Kapitel 4

Angewendetes Optimierungsverfahren

In den nachfolgenden Kapiteln 5 und 6 wird der Einfluss der Betriebsstrategie auf den optimalen Warmlauf einzelner Antriebsstrangkomponenten sowie auf das Aufheizverhalten des Fahrgastinnenraums untersucht. Die Basis für jegliche Untersuchungen zum Warmlaufverhalten des Parallelhybridfahrzeugs bildet immer eine Referenzstrategie, die auf einen betriebswarmen Antriebsstrang optimiert wurde. Dies steht im Gegensatz zu vielen vorangegangenen Veröffentlichungen zu dieser Thematik [101, 148, 149], welche sich auf eine regelbasierte und per Definition suboptimale Lösung beziehen, wodurch deren ausgewiesenes Potential zwangsläufig stark von der jeweiligen Applikationsgüte der Ausgangsstrategie abhängt. Unabhängig davon, wie eine resultierende, optimale Betriebsstrategie im Fahrzeug umgesetzt wird, kann auf diese Weise das Potential ermittelt werden, welches durch eine Berücksichtigung des jeweiligen Sachverhalts (Warmlauf/Thermomanagement) maximal erzielt werden kann. Dazu ist ein geeignetes Optimierungsverfahren zur Identifikation der optimalen Betriebsstrategie unter Betrachtung von thermischen Einflüssen erforderlich, welches in diesem Kapitel ausgewählt und dessen Implementierung erläutert wird.

4.1 Formulierung des anwendungsspezifischen OCP

In Abschnitt 2.3.2 wurde die Ermittlung der optimalen Betriebsweise eines Hybridfahrzeugs mit Gleichung (2.5) bereits als Optimalsteuerungsproblem definiert, für das sich nach Abbildung 2.13 eine Vielzahl von Verfahren für die Anwendung der Betriebsstrategieoptimierung etabliert haben. Im vorliegenden Fall der Betriebsstrategieuntersuchung von Parallelhybridfahrzeugen handelt es sich um ein nichtlineares OCP, das in seinen Steuer- und Zustandsgrößen beschränkt ist. In Abschnitt 3.2.3 wurde gezeigt, dass der Energiebedarf für einen Zustart des VM aus der elektrischen Fahrt heraus einen signifikanten Einfluss auf die optimale Betriebsstrategie hat. Die Berücksichtigung dieses Sachverhalts innerhalb des OCP erfordert die Erweiterung des Zustandsraums \boldsymbol{x} um den Zustand des VM (an/aus) $x^{VM} \in \{0, 1\}$. Zusätzlich wird in Kapitel 6 die Wärmebereitstellung zur Innenraumaufheizung vereinfacht

abgebildet und analysiert. Bei dieser Themenstellung ist ebenfalls das diskrete Systemverhalten der Ventilstellung als Verbindung zwischen VM-Kühlkreislauf und Heizkreislauf abzubilden. Mit diesen Erweiterungen handelt es sich folglich um ein nichtlineares, beschränktes, gemischt diskret-kontinuierliches OCP, das in zeitdiskreter Form mit

$$\begin{aligned}
\min_{\mathbf{u}_k} \mathcal{M}(\mathbf{x}) + \sum_0^{N-1} \dot{m}_{KS,k}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{w}_k, t) \cdot \Delta t + m_{Strt,k} \\
u.B.v. \quad \mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{f}_k(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{w}_k) \\
\mathbf{x}_k = \begin{pmatrix} \mathbf{x}_k^{SOC} \\ \mathbf{x}_k^{VM} \end{pmatrix} \in \mathcal{X}_k \subseteq \mathbb{R}^{n_x} \\
\mathbf{u}_k = (\mathbf{u}_k) \in \mathcal{U}_k \subseteq \mathbb{R}^{n_u} \\
\mathbf{w}_k \in \mathcal{W}_k \subseteq \mathbb{R}^{n_w}.
\end{aligned} \tag{4.1}$$

beschrieben werden kann. Anfangs- und Endzustand \mathbf{x}_0 bzw. \mathbf{x}_N können dabei auf eine Zielmenge beschränkt oder fest vorgegeben werden. Der Endkostenterm $\mathcal{M}(\mathbf{x})$ wird genutzt, um die Lösung in Form einer harten Beschränkung mit $\mathcal{M}_k(\mathbf{x}^i \notin \mathcal{X}_k) \rightarrow \infty$ auf die Zielmenge zu zwingen (vgl. Gleichung (2.6)). Dabei wird in der Regel ein hoher Wert \mathcal{J}_∞ gewählt, der in jedem Fall höher als die resultierenden Gesamtkosten zu wählen ist. Der Steuervektor \mathbf{u}_k wird durch alle Möglichkeiten der Drehmomentaufteilung (Gleichung (2.1)) gebildet und der Zustandsraum besteht zunächst aus dem Batterieladezustand (SOC) sowie dem diskreten Motorbetriebsmodus (an/aus). Letzterer bestimmt sich durch einen Zustandswechsel über die Addition der verbrennungsmotorischen Zustartkosten:

$$m_{Strt,k} = \begin{cases} 0 & x_{k-1}^{i,VM} = x_k^{i,VM} \\ m_{VMS,k}(T_{Anf,k}, n_k) & x_{k-1}^{i,VM} = 1 \neq x_k^{i,VM} \end{cases} \quad \forall x^{i,VM} \in \mathbf{x}^{VM}. \tag{4.2}$$

Auf der Basis des definierten OCP, der gegebenen Randbedingungen sowie der Zielsetzungen eignet sich die Dynamische Programmierung im Vergleich zu den übrigen Verfahren durch folgende Gründe zur Ermittlung der optimalen Betriebsstrategie: Durch die diskreten Zustandswechsel ist keine konvexe Systembeschreibung möglich, sodass die zuletzt an Bedeutung gewonnene konvexe Optimierung (vgl. Abschnitt 2.3.3) nicht in Betracht gezogen werden kann. Im Vergleich zum PMP-Ansatz (vgl. Abschnitt 2.3.2.2) besteht der Vorteil darin, dass die DP die Beaufschlagung eines diskreten Zustandswechsel mit zusätzlichen Kosten erlaubt. Nachteilig erweist sich die Diskretisierung, die zwangsläufig zu numerischen Fehlern führt sowie der hohe Rechen- und Speicherbedarf. Im Rahmen dieser Arbeit soll die Anpassung der Betriebsstrategie auf den instationären Warmlauf untersucht werden. Dazu soll in einem ersten Schritt die kraftstoffoptimale Strategie als Benchmark ermittelt werden, was wiederum nur bei Vorabkenntnis des Fahrprofils und somit innerhalb einer

Offline-Optimierung möglich ist. Darauf aufbauend sollen Erkenntnisse für eine im Fahrzeug implementierten, regelbasierten Betriebsstrategie abgeleitet werden. Demzufolge ist der Rechen- und Speicherbedarf von zunächst sekundärer Bedeutung und vorerst vielmehr die Diskretisierungsfehler relevant, die nachfolgend eingehender diskutiert werden.

4.2 Umsetzung der Dynamischen Programmierung

In ihrem Grundsatz sieht die Dynamische Programmierung eine rückwärtsgerichtete Zustandsraumexploration (BDP⁴³) vor, beginnend beim letzten Zeitschritt des vordefinierten Fahrzyklus [55]. Zu einem bestimmten Zeitschritt k beschreiben die Kosten \mathcal{J}_k den günstigsten Verbrauch um die verbleibende Fahrstrecke zurückzulegen. Dem entgegen steht eine vorwärtsgerichtete Zustandsraumexploration (FDP⁴⁴), bei welcher der Zustandsraum beginnend beim ersten Zeitschritt durchsucht wird. Die Kosten \mathcal{J}_k haben dann die Interpretation des günstigsten Verbrauchs um zu diesem Punkt zu gelangen, unabhängig von dem vorausliegenden Fahrprofil. Für die BDP gibt es bereits eine bekannte Implementierung in MATLAB von SUNDSTRÖM [58, 59]. Für die im Rahmen dieser Arbeit notwendige Abbildung der Komponententemperaturen ist eine Umsetzung der FDP jedoch zielführender und bietet im Hinblick auf die Beschreibung eines thermischen Systemverhaltens Vorteile gegenüber der BDP, die in Abschnitt 4.3 eingehender beschrieben werden. Somit wurde ein Ansatz für die Umsetzung der FDP entwickelt und gemeinsam mit dem Ansatz der BDP implementiert. Bestehende Ansätze und Veröffentlichungen dienen der Orientierung [58, 59, 63, 106, 150]. Die methodischen Unterschiede, die sich numerisch auf die Güte der Optimierung auswirken können, werden im Folgenden kurz beschrieben. Eine Validierung mit der bekannten BDP nach SUNDSTRÖM [58] folgt im Anschluss.

4.2.1 Vorwärts- & Rückwärtsgerichtete Zustandsraumexploration

Die Vorgehensweisen der FDP und BDP sind einander schematisch in Abbildung 4.1 gegenübergestellt. Im Falle der FDP (vgl. Abbildung 4.1a) wird der Zustandsraum in zeitlicher Richtung durchlaufen. Initiale Zustandsbeschränkungen werden zunächst mit den Kosten \mathcal{J}_∞ belegt. Ausgehend vom initialen Zustandsraum ergeben sich abhängig von der Systembeschreibung nicht zu erreichende Zustandsräume, die in grau markiert sind. Ausgehend von einem diskreten Punkt \mathbf{x}_k^{i+1} im Zustandsraum mit den Kosten $\mathcal{J}^{o,i+1}$ führt die Anwendung des Steuervektors \mathbf{u} zur Zustandsmenge $\Omega_k^{i+1} = \{\mathbf{x} | \mathbf{x} = \mathbf{f}_k(\mathbf{x}^{i+1}, \mathbf{u}) \forall \mathbf{u} \in \mathcal{U}_k\}$. Diese Zustandsmenge ist in blau dargestellt und ist nach oben durch die maximal mög-

⁴³) Diese Implementierung der Dynamischen Programmierung wird fortlaufend als BDP (engl.: *backward dynamic programming*) bezeichnet.

⁴⁴) engl.: *forward dynamic programming*

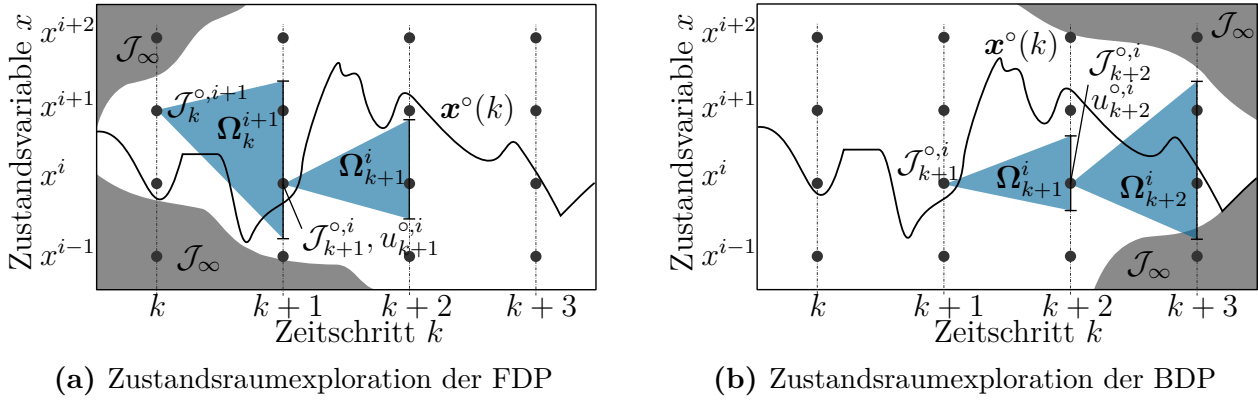


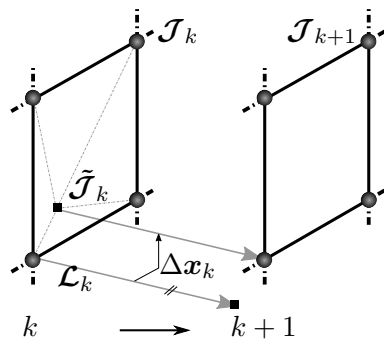
Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der Zustandsraumexplorationen der FDP (links) und der BDP (rechts) mit nicht erreichbaren Zustandsräumen \mathcal{J}_∞ und der optimalen Zustandstrajektorie $\mathbf{x}^\circ(k)$

che LPV in diesem Punkt begrenzt und nach unten hin durch den Energiebedarf für rein elektrisches Fahren. Im nächsten Zeitschritt sei der Zustandspunkt \mathbf{x}_{k+1}^i exemplarisch betrachtet. An diesem Punkt können nun mehrere Trajektorien verschiedener Ausgangspunkte \mathbf{x}_k eintreffen. Aus all diesen Trajektorien wird das Minimum der Kosten $\mathcal{J}_{k+1}^{\circ,i}$ ermittelt und zusammen mit dem Steuervektor $u_{k+1}^{\circ,i}$ gespeichert, der diese Trajektorie beschreibt. Dieser dient als Berechnungsgrundlage für den nächsten Zeitschritt. Abschließend wird dann, ausgehend vom finalen Zustand, mit den geringsten Kosten \mathcal{J}_N° die optimale Zustandstrajektorie \mathbf{x}° bestimmt. Im Falle der BDP ergeben sich die nicht zu erreichenden Zustandsräume zum Ende des Fahrprofils, wohingegen sich die Kosten in zeitlich entgegengesetzter Richtung aufsummieren. Ausgehend von den geringsten Kosten zu Beginn des Zyklus \mathcal{J}_0° wird dann die optimale Zustandstrajektorie \mathbf{x}° in zeitlicher Abfolge ermittelt. Wie beim Vergleich von Abbildung 4.1a und Abbildung 4.1b zu sehen ist sollen beide Ansätze definitionsgemäß zur identischen Lösung in Form der optimalen Trajektorie $\mathbf{x}^\circ(k)$ führen. Eine entsprechende Validierung wird in Abschnitt 4.2.3 vorgenommen.

4.2.2 Numerische Umsetzung

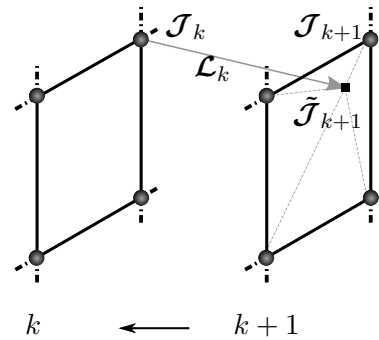
Die Umsetzung der beiden Implementierungen (BDP und FDP) kann analog erfolgen. In der numerischen Realisierung der Interpolationen ergeben sich allerdings Unterschiede, welche die Lösung beeinflussen und daher im Folgenden kurz diskutiert werden. Im Falle der weit verbreiteten BDP sind die Kosten \mathcal{J}_{k+1} im vorausliegenden Zeitschritt bekannt, worauf basierend die Kosten \mathcal{J}_k zu bestimmen sind (vgl. Gleichung (4.4)). Durch die Simulation jedes Punktes des Zustandsgitters zum Zeitpunkt k werden die Kosten $\mathcal{L}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, k)$ für den Zeitschritt k bestimmt. Durch die Systembeschreibung und die vordefinierte Diskretisierung kann nicht garantiert werden, dass die Zustandsänderung zwangsläufig mit einem diskreten Punkt des Zustandsgitters übereinstimmt. Über eine lineare Interpolation zur Bestimmung

$$\begin{aligned} \mathcal{J}_k &\rightarrow \mathcal{J}_{k+1} \\ \mathcal{J}_{k+1} &= \tilde{\mathcal{J}}_k + \mathcal{L}_k \end{aligned} \quad (4.3)$$



(a) Interpolationsverfahren FDP

$$\begin{aligned} \mathcal{J}_{k+1} &\rightarrow \mathcal{J}_k \\ \mathcal{J}_k &= \tilde{\mathcal{J}}_{k+1} + \mathcal{L}_k \end{aligned} \quad (4.4)$$



(b) Interpolationsverfahren BDP

Abbildung 4.2: Interpolationsschemata für die verschiedenen Ansätze der Dynamischen Programmierung

von $\tilde{\mathcal{J}}_{k+1}$ können die gesuchten Kosten über den Zusammenhang $\mathcal{J}_k = \tilde{\mathcal{J}}_{k+1} + \mathcal{L}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, k)$ bestimmt werden (vgl. Abbildung 4.2b). Im Anschluss wird das Minimum $\mathcal{J}_k^o = \min(\mathcal{J}_k)$ bestimmt und die übrigen Kosten eliminiert. Im Vergleich dazu besteht die Herausforderung im Falle der FDP darin, die Kosten des zeitlich vorausliegenden Zeitschritts \mathcal{J}_{k+1} auf Basis von \mathcal{J}_k zu bestimmen, wobei eine Interpolation nur im Ausgangszeitritt stattfinden kann. Eine Simulation im Zeitschritt k führt auch hier zu den Kosten $\mathcal{L}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, k)$. Die Zustandstrajektorien werden nun über $\Delta \mathbf{x}_k$ so im Zustandsraum verschoben, dass sie im nächstliegenden Diskretisierungspunkt enden. Die Ausgangskosten $\tilde{\mathcal{J}}_k$ können über Interpolation bestimmt und $\mathcal{J}_{k+1} = \tilde{\mathcal{J}}_k + \mathcal{L}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, k)$ berechnet werden. Anschließend werden die minimalen Kosten $\mathcal{J}_{k+1}^o = \min(\mathcal{J}_{k+1})$ ermittelt. Bei der Verschiebung der Trajektorien im Zustandsraum um $\Delta \mathbf{x}_k$ entstehen numerische Fehler, die sich auf die Lösung des OCP auswirken können. Daher wird im nächsten Schritt eine Validierung der Methodiken vorgenommen und die durch verschiedene Berechnungsweisen auftretenden Abweichungen werden aufgezeigt.

4.2.3 Validierung der Methodik

Zur Validierung der FDP-Implementierung und der Bewertung numerischer Fehler wird der weit verbreitete BDP-Algorithmus nach SUNDSTRÖM [58, 63] als Referenz herangezogen. Wie eingangs erwähnt sollten beide Implementierungen (BDP und FDP) zur identischen Lösung des OCP führen. Die Lösungen sind in Abbildung 4.3 für die bekannten Fahrzyklen NEFZ und WLTC in Form der Motorlaufzeiten und dem resultierenden SOC-Verlauf für

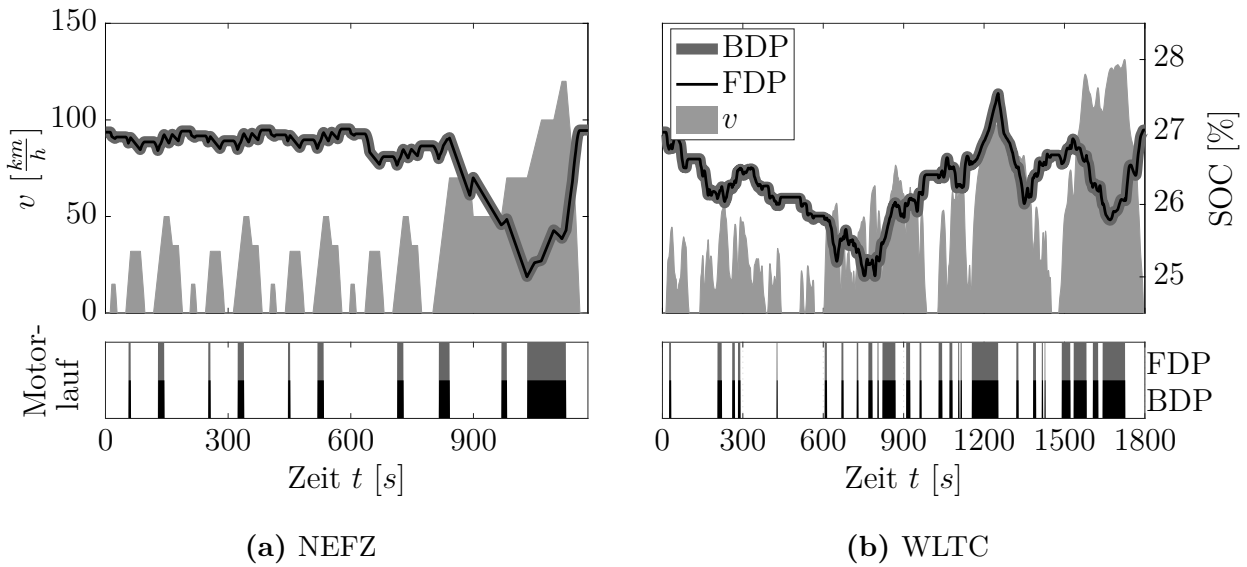


Abbildung 4.3: Validierung der FDP gegen den BDP-Algorithmus der ETH-Zürich [58, 63] anhand der optimalen SOC-Zustandstrajektorie und den Motorlaufzeiten für den NEFZ (links) und den WLTC (rechts)

einen CS-Betrieb gegenübergestellt. Bei einer ersten Betrachtung sind die Lösungen für beide Fahrprofile identisch. Kleinere Abweichungen ergeben sich aufgrund verschiedener Interpolationsverfahren (vgl. Abbildung 4.2) - diese liegen allerdings im Bereich von $\Delta\text{SOC} < 0,002\%$.

In Tabelle 4.1 sind die jeweiligen Kostenfunktionale der Lösung für die beiden Fahrprofile gegenübergestellt. Dabei zeigt sich, dass das Kostenfunktional der FDP trotz gleicher Strategie unwesentlich kleiner ausfällt. Der Grund dafür ist in den initialen bzw. finalen Zustandsbeschränkungen zu finden. Wie ebenfalls in Tabelle 4.1 zu sehen ist, ergeben sich kleine Abweichungen zwischen dem initialen und finalen SOC. Diese Abweichung ist nu-

Tabelle 4.1: Numerische Abweichungen zwischen der BDP und FDP Umsetzung

	NEFZ		WLTC	
	BDP	FDP	BDP	FDP
$\Delta \mathcal{J}$	-	-0,120 %	-	-0,036 %
$\Delta \text{SOC}_{0 \rightarrow N}$	+0,043 %	+0,019 %	+0,043 %	+0,023 %

merisch bedingt und fällt bei der BDP etwa doppelt so groß aus. Die Ursache hierfür ist schematisch in Abbildung 4.4 für die BDP aufgezeigt. Betrachtet wird ein Fahrzyklus, der mit einer Verzögerung endet und eine finale Zustandsbeschränkung \mathcal{X}_N aufweist, die es erlaubt den Fahrzyklus in einem gewissen SOC-Fenster zu beenden. Die kraftstoffeffizienteste Strategie $\mathbf{x}^\circ(k)$ wird nun diejenige sein, welche mit einer Rekuperation entlang der unteren Grenze des SOC-Fensters endet und die zur Verfügung stehende Energie der HV-Batterie

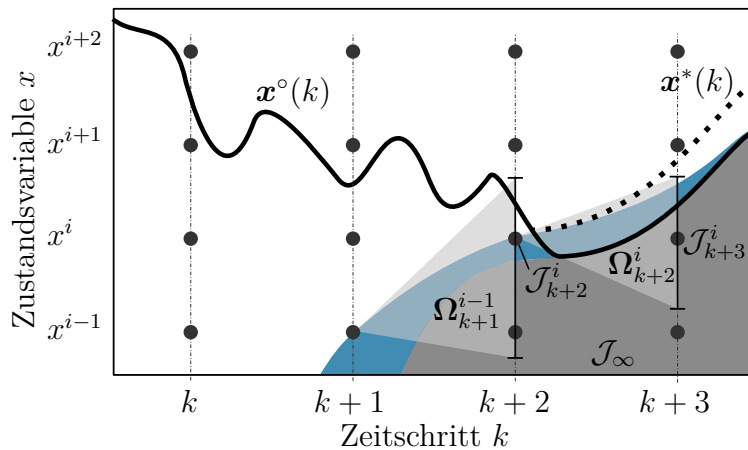


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung der Berechnungen der BDP im Randbereich des Zustandsraums.

maximal ausnutzt. Wird nun der Zustandsraum exploriert, so wird ausgehend von \mathbf{x}_{k+2}^i der Zustandsraum Ω_{k+2}^i erreicht. Der Zustand \mathbf{x}_{k+3}^i bildet einen nicht erreichbaren Punkt im Zustandsraum ab ($\mathcal{J}_{k+3}^i = \mathcal{J}_\infty$), da die über das Fahrprofil und die Systemgrenzen festgelegte Rekuperation nicht mehr zum Ziel-SOC führen kann. Durch die Interpolation der jeweiligen Kosten für Ω_{k+2}^i ergibt sich ein Minimum von $\mathcal{J}_{k+2}^i \rightarrow \mathcal{J}_\infty$. Das heißt obwohl Ω_{k+2}^i zu einem möglichen Zustand führt, wird dieser durch die Interpolation im Randbereich mit \mathcal{J}_∞ belegt, sodass auch \mathbf{x}_{k+2}^i zu einem nicht erreichbaren Zustand wird. Dieser Fehler im Randbereich wird durch die Zustandsraumexploration weitergetragen und ist durch die blaue Fläche gekennzeichnet. Wird nun die optimale Zustandstrajektorie berechnet, die mit $\mathbf{x}^o(k)$ gezeigt ist, wird diese von dem erweiterten Randbereich beeinflusst. Die optimale Trajektorie ergibt sich zu $\mathbf{x}^*(k)$ und grenzt exakt an diesen Randbereich an. Somit erreicht die BDP den Ziel-SOC aufgrund der numerischen Fehlerfortpflanzung im Randbereich nicht exakt. Diese Problematik wurde bereits in [59] diskutiert und mittels entsprechender Lösungsansätze minimiert⁴⁵⁾. Bei der FDP besteht dieses numerische Problem aufgrund der vorwärtsgerichteten Zustandsraumexploration zu Beginn des Fahrprofils am oberen Ende des SOC-Fensters. Wie in Abbildung 4.1a zu sehen, entwickeln sich die nicht erreichbaren Zustandsräume \mathcal{J}_∞ im Falle der FDP ausgehend von den zulässigen SOC-Grenzen. An diesen Rändern tritt der gleiche, eben beschriebene Effekt der Interpolationsfehler im Randbereich auf, der bei der BDP zum Ende des Zyklus zu beobachten ist. Für eine kraftstoffoptimale Betriebsstrategie wird die optimale Lösung immer den maximal zur Verfügung stehenden SOC-Hub ausnutzen. Somit ist der in Abbildung 4.4 am unteren Rand beschriebene Sachverhalt im Falle der FDP an der oberen SOC-Grenze zu Beginn des Fahrprofils zu beobachten.

In der Regel beginnen die zu untersuchenden Fahrprofile mit einer Beschleunigung aus dem Stillstand und enden mit einer Rekuperation. Das führt dazu, dass zumeist die ersten und letzten Zeitschritte elektrisch gefahren werden. Dies führt zu einem initialen SOC-Abfall

⁴⁵⁾Eine Umsetzung der vorgeschlagenen 'Boundary Line'-Methode wäre auch für die FDP/BDP denkbar, wurde jedoch zunächst nicht verfolgt.

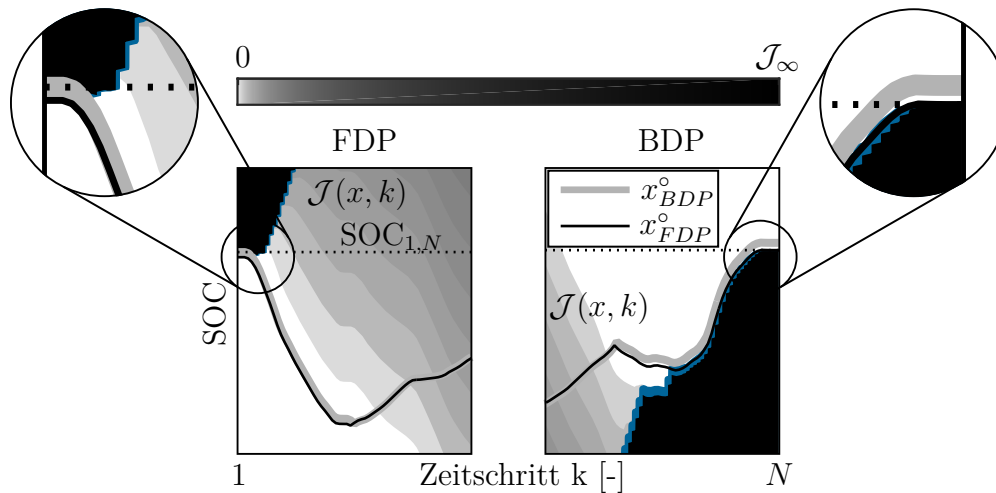


Abbildung 4.5: Vergleich der optimalen Zustandstrajektorien für FDP/BDP innerhalb der ersten (links) und letzten Zeitschritte (rechts) des WLTC. Zusätzlich sind die Kosten der FDP (links) und der BDP (rechts) mit den nicht erreichbaren Zustandsräumen zu sehen

und einem finalen SOC-Anstieg. Abbildung 4.5 zeigt mit \mathbf{x}_{BDP}° und \mathbf{x}_{FDP}° die optimalen SOC-Verläufe zu Beginn und zum Ende des WLTC. Zusätzlich sind die Kostenmatrizen $\mathcal{J}(\mathbf{x}, k)$ für die FDP in den ersten Zeitschritten (links) sowie für die BDP in den letzten Zeitschritten (rechts) dargestellt. Hier zeigen sich die nicht erreichbaren Zustände (schwarze Fläche) sowie der sich ausbreitende Interpolationsfehler (blaue Fläche). Des Weiteren ist ersichtlich, dass sich die optimalen SOC-Trajektorien zu Beginn des Fahrzyklus vom nicht erreichbaren Zustandsraum der FDP wegbewegen, sich jedoch durch die Rekuperation an den der BDP annähern. Die Detailansichten verdeutlichen die entsprechenden Abweichungen vom Start- und Ziel-SOC $SOC_{1,N}$, die im Falle der BDP zum Ende des Zyklus größer ausfallen. Somit wird das Ergebnis der FDP in der Größenordnung des zu erwartenden numerischen Fehlers genauer sein, da die geforderten SOC-Grenzen mit höherer Genauigkeit eingehalten werden können.

In diesem Abschnitt wurde die FDP mit dem BDP-Algorithmus von SUNDSTRÖM [58, 63] validiert sowie numerische Abweichungen aufgezeigt und diskutiert. Beide Methoden liefern in ausreichender Genauigkeit die gleiche optimale Lösung. In einem nächsten Schritt wird die Einbindung der in Kapitel 3 beschriebenen Temperaturmodelle erläutert, welche für die Untersuchungen zum Einfluss des Warmlaufs auf das optimale Energie- und Thermomanagement notwendig sind.

4.3 Einbindung der Temperaturmodelle

Wird das OCP durch die Betrachtung einer (oder mehrerer) Komponententemperatur(en) erweitert, so ist auch der Zustandsraum um eine entsprechende Anzahl an Dimensionen zu er-

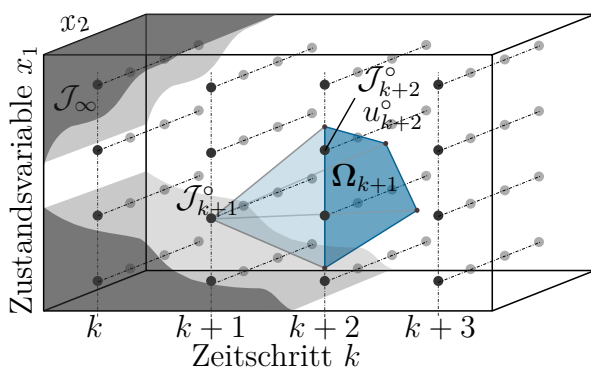
weitem. Zwar werden die Zustände wie auch der SOC durch dieselbe Steuergröße beeinflusst, jedoch sind diese nicht linear abhängig und werden unterschiedlich durch diese beeinflusst. Um den Rechen- und Speicherbedarf zu senken hat sich die FDP als vorteilhaft erwiesen [106, 107, 148], da die initialen Temperaturen (und nicht die finalen) bekannt sind. Somit kann der relevante Zustandsraum abgeschätzt und deutlich reduziert werden. Beispielsweise kann die Temperatur des VM in Abhängigkeit der Systembeschreibung und des Fahrprofils nicht beliebig schnell ansteigen. Vielmehr entsteht durch die größeren Zeitskalen des Temperaturanstiegs ein signifikanter, nicht erreichbarer Zustandsraum. Durch eine Abschätzung der maximal möglichen Aufheizung kann das Zustandsgitter in dieser Dimension zu Beginn des Fahrprofils reduziert werden.

Darüber hinaus erlaubt die FDP im Gegensatz zur bekannten BDP die Implementierung von zwei verschiedenen Methoden, um den Einfluss von Komponententemperaturen auf die optimale Betriebsstrategie von Plug-In-Hybridfahrzeugen zu bewerten.

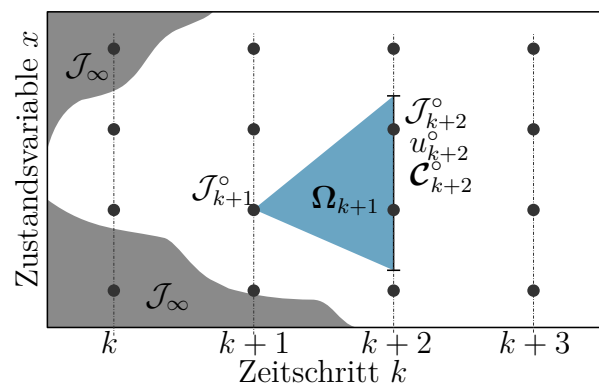
Methodik ①: Der Zustandsraum wird für jede betrachtete Temperatur um eine Dimension erweitert (vgl. Abbildung 4.6a). Dadurch erhöht sich der Rechen- und Speicherbedarf nach

$$\sum_{k=0}^N \prod_{i=1}^{n_x} \alpha_i(k) \quad (4.5)$$

exponentiell abhängig von der jeweiligen Diskretisierung. Diese Methodik führt zweifelsfrei zur optimalen Lösung des OCP unter Berücksichtigung der entsprechenden Komponententemperatur(en). Das Vorgehen ist prinzipiell sowohl mit der BDP als auch mit der FDP möglich und wurde in der Vergangenheit bereits zur Berücksichtigung von kausalen Zu-



(a) Schaubild zu Methodik ①



(b) Schaubild zu Methodik ②

Abbildung 4.6: Vergleich zweier Methodiken zur Berücksichtigung von kausalen Zustandsgrößen innerhalb der Dynamischen Programmierung. Erweiterung des Zustandsraums für jede weitere Zustandsgröße (links) und Berücksichtigung der Temperaturmodelle durch zusätzliches Speichern der Matrix C° für jeden Punkt des unveränderten Zustandsraums (rechts)

standsgrößen wie Temperaturcharakteristika angewendet [106, 107, 148]. Durch den hohen Rechenbedarf ist diese Methodik doch zumeist auf eine weitere Zustandsgröße beschränkt. Zusätzlich erhöht sich der Rechenfehler durch die Interpolationsverfahren, wodurch eine ausreichend feine Diskretisierung der zusätzlichen Zustandsgröße zu wählen ist.

Methodik ②: Basierend auf dem unveränderten Zustandsgitter werden die Temperaturverläufe in jedem Zeitschritt simuliert und die temperaturabhängigen Kosten $\mathcal{J}(\cdot)$ ermittelt. Für die minimalen Kosten \mathcal{J}° , die zu einem bestimmten Punkt im Zustandsraum führen, werden neben dem optimalen Wert des Steuervektors u° zusätzlich auch die Temperaturen ϑ_i in Form einer Matrix \mathbf{C}° abgespeichert (vgl. Abbildung 4.6b). Wie im Folgenden diskutiert wird, garantiert dieser Ansatz nicht mehr das globale Optimum des OCP erzielt jedoch Ergebnisse, welche diesem in einem Bruchteil der Rechenzeit sehr nahekommen. Zusätzlich wird der numerische Fehler durch die Interpolation im höherdimensionalen Raum geringer gehalten, unabhängig davon, wie viele Komponententemperaturen betrachtet werden sollen.

Wie bereits angesprochen führen beide Methoden nicht zwangsläufig zur selben Lösung des OCP. Während der Zustandsraum im ersten Fall für eine Temperatur erweitert wird, berechnet die zweite Methodik die Lösung auf demselben Zustandsgitter, welches auch bei Vernachlässigung der Temperaturen verwendet wird. Die damit einhergehende Problematik, die zu einer suboptimalen Lösung des OCP führen kann, wird in Abbildung 4.7 veranschaulicht.

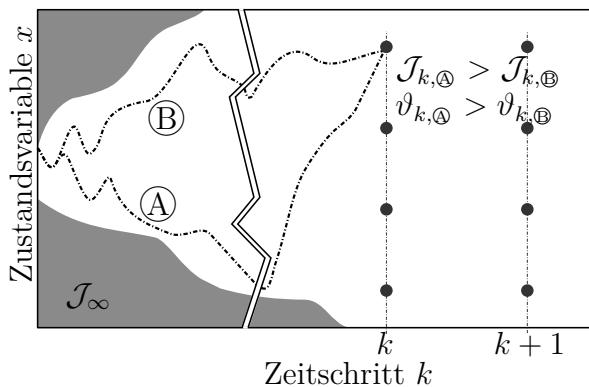


Abbildung 4.7: Exemplarische Zustandstrajektorien für die verschiedenen Methoden zur Veranschaulichung möglicher Abweichungen in der Lösung des OCP.

Es werden zwei verschiedene Zustandstrajektorien ① und ② betrachtet. Während die erste durch EF zunächst abfällt (SOC sinkt) und später durch eine progressive Lastpunktanhebung wieder ansteigt, wird im zweiten Fall die Batterie kontinuierlich mit einer geringeren Lastpunktanhebung geladen. Beide Trajektorien führen zum Zeitpunkt k zum selben Zustandspunkt. Ein Vergleich des Kraftstoffverbrauchs zeigt, dass Strategie ② die kraftstoffeffizientere Betriebsstrategie darstellt. Bei alleiniger Betrachtung dieses Zusammenhangs würde die Trajektorie ① nicht weiter betrachtet. Vergleicht man allerdings die Motoröltemperatur des VM im gleichen Zustandspunkt, ist das Niveau im Fall ① höher. Aufgrund des

daraus resultierenden höheren Wirkungsgrads bei gleicher Betriebsweise kann dies zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch für das verbleibende Fahrprofil führen. Daher garantiert nur Methodik ① (vgl. Abbildung 4.6a) die optimale Lösung. Um den Fehler und die Methoden bewerten zu können, zeigt Tabelle 4.2 Optimierungsergebnisse für einen WLTC im Warmlauf, startend bei einer Motoröltemperatur von 20°C . Dabei ist der Batterieladezustand mit

Tabelle 4.2: Vergleich der Optimierungsergebnisse für einen WLTC im Warmlauf

	$\Delta x^{\theta_{VM}}$	Rechenzeit τ	Fehler $\Delta \mathcal{J}^{\circ}$
Methodik ①	$0,1^{\circ}\text{C}$	100 %	-
	$0,2^{\circ}\text{C}$	51,72 %	0,095 %
	$0,5^{\circ}\text{C}$	20,97 %	1,061 %
	$1,0^{\circ}\text{C}$	10,79 %	5,195 %
Methodik ②	-	0,31 %	0,026 %

$\Delta x^{SOC} = 100/(1\% \text{ SOC})$ diskretisiert und der Steuervektor $u \in [-2, 1]$ mit 31 Stützstellen. Wird die Motortemperatur im Rahmen von Methodik ① als zusätzliche Zustandsgröße berücksichtigt, so ist die Lösung abhängig von der gewählten Diskretisierung $\Delta x^{\theta_{VM}}$. Diese ist ausreichend fein zu wählen, was mit einem Anstieg der Rechenzeit einhergeht. Tabelle 4.2 führt die Entwicklung des Fehlers $\Delta \mathcal{J}^{\circ}$ sowie der Rechenzeit τ in Abhängigkeit der gewählten Diskretisierung auf. Durch eine Verdopplung der Diskretisierungsweite lässt sich demnach die Rechenzeit bei einem Fehler von 0,095 % reduzieren. Bei weiterer Erhöhung der Diskretisierungsweite entwickelt sich der Fehler exponentiell. Durch die Verwendung von Methodik ② lässt sich die Rechenzeit bei einem Fehler von 0,026 % um einen Faktor von 310 auf anteilig 0,31 % reduzieren.

Aufgrund der beschriebenen Vorteile in Bezug auf die Rechenzeit bei zugleich vernachlässigbarem Fehler wird in den folgenden Kapiteln 5 und 6 Methodik ② verwendet. Auf diese Weise können sowohl einzelne Temperaturen betrachtet und in das Optimalsteuerungsproblem integriert, als auch eine gesamtheitliche Betrachtung des Warmlaufs durch die Berücksichtigung mehrerer Komponententemperaturen vorgenommen werden.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

5 Kapitel 5

Analysen zum kraftstoffoptimalen Warmlauf

In diesem Kapitel werden die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen zum kraftstoffoptimalen Warmlaufverhalten eines Parallelhybridfahrzeugs vorgestellt. Zur Anwendung kommen die in Kapitel 3 vorgestellten Modellierungsansätze in Kombination mit dem in Kapitel 4 (weiter-)entwickelten Optimierungsansatz der Dynamischen Programmierung.

In den Abschnitten 5.1 - 5.3 erfolgt zunächst eine theoretische Bewertung des Temperatureinflusses von VM, HV-Batterie und Getriebe auf die Betriebsstrategie. Dabei werden die analytischen Kennfelder um den Einfluss der jeweiligen Komponententemperatur⁴⁶⁾ erweitert und die sich einstellenden Effekte beschrieben. In einem zweiten Schritt erfolgt die Betrachtung des instationären Warmlaufs jeweils anhand einer Vielzahl von repräsentativen Fahrsituationen. Dabei wird die kraftstoffoptimale Anpassung der Betriebsstrategie auf die Phase des Warmlaufs analysiert und gegebenenfalls Gesetzmäßigkeiten für die Auslegung einer regelbasierten Betriebsstrategie abgeleitet. Während die Methodik im Rahmen von Abschnitt 5.1 für den VM detailliert beschrieben wird, beschränken sich die weiteren Abschnitte 5.2 und 5.3 auf die jeweiligen Kernaussagen. Das Kapitel schließt mit einer gesamtheitlichen Betrachtung der zuvor beschriebenen Einflüsse ab (Abschnitt 5.4) um Quereinflüsse aufzuzeigen und zu beschreiben.

5.1 Verbrennungsmotor

Um den Effekt des Motorwarmlaufs isoliert betrachten zu können wird zunächst angenommen, dass der verbleibende Antriebsstrang während des Warmlaufs bereits betriebswarm ist und nur der VM sich erwärmt. In einem ersten Schritt werden in Abschnitt 5.1.1 die physikalischen Effekte im verbrennungsmotorischen Warmlauf und die Bedeutung für den Wirkungsgrad erläutert. Anschließend wird in Abschnitt 5.1.2 darauf eingegangen, wie sich die optimale Betriebsstrategie für verschiedene stationäre Motortemperaturen ermitteln und

⁴⁶⁾Aufgrund der starken Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Bauteiltemperatur stehen bei diesen Betrachtungen der VM sowie die HV-Batterie und das Automatikgetriebe im Fokus.

interpretieren lässt. Darauf folgt in Abschnitt 5.1.3 die Überleitung zum instationären Motorwarmlauf. Aufgrund der Abhängigkeit des Warmlaufs vom jeweiligen Fahrprofil und der damit einhergehenden Lastanforderung werden repräsentative Fahrzyklen definiert. Für jeden dieser Fahrzyklen wird dann die optimale Betriebsstrategie im Warmlauf unter variierenden Randbedingungen in Bezug auf die einzelnen Komponenten ermittelt. Auf Basis dieser Strategien wird dann analysiert, inwiefern sich Erkenntnisse in Form von allgemeingültigen Zusammenhängen für die Auslegung einer regelbasierten Betriebsstrategie ableiten lassen.

5.1.1 Theoretische Bewertung der Einflüsse

Der VM erreicht seinen effizientesten Betrieb bekanntermaßen bei Betriebstemperatur und verzeichnet im Warmlauf erhebliche Einbußen im Wirkungsgrad. Neben dem thermodynamischen Arbeitsprozess, der maßgeblich für die anteilige Umsetzung der chemisch gebundenen Kraftstoffenthalpie in mechanische Arbeit ist, hat die Reibung einen wesentlichen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Letztere ist auf eine Vielzahl von (Teil-)systemen im VM zurückzuführen wie beispielsweise der Kolbengruppe, der Kurbelwelle und dem Ventiltrieb [121]. Im Warmlauf unterliegt das zur Schmierung verwendete Motoröl ausgeprägten Zähigkeitsänderungen, die eine Erhöhung des Reibmoments zur Folge haben. Für ein beispielhaftes Motoröl SAE 5W-30 ist in Abbildung 5.1 die Änderung der dynamischen Viskosität in Abhängigkeit der Öltemperatur nach [4] aufgezeigt. DEUSSEN beschreibt in [151] die physikalischen Effekte

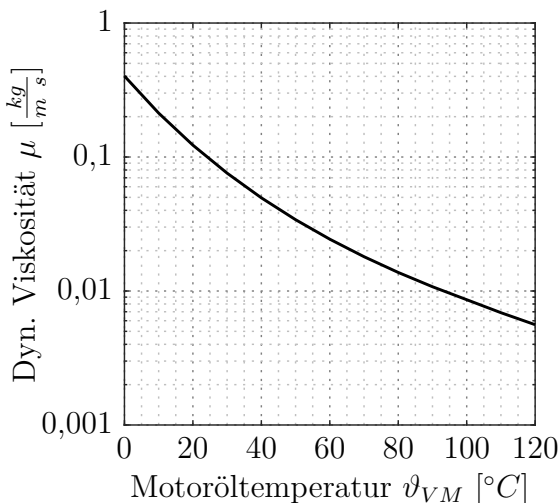


Abbildung 5.1: Änderung der dynamischen Viskosität μ in Abhängigkeit der Motoröltemperatur ϑ_{VM} für ein SAE 5W-30 Öl nach [4]

innerhalb eines Gleitlagers und schlussfolgert, dass die Reibung in erster Linie proportional zur Viskosität des Motoröls ist, wohingegen die geänderte Exzentrizität der Lagerung im Warmlauf kaum Auswirkungen auf die Reibeigenschaften hat. In der Vergangenheit wurde das Reibverhalten verschiedener Motoren und der Einfluss individueller Motorkomponenten auf die Gesamtreibung detailliert untersucht [152–154]. Ein häufiger Ansatz den Einfluss der Reibung auf den Wirkungsgrad des VM zu modellieren stellt eine Temperaturkorrektur des

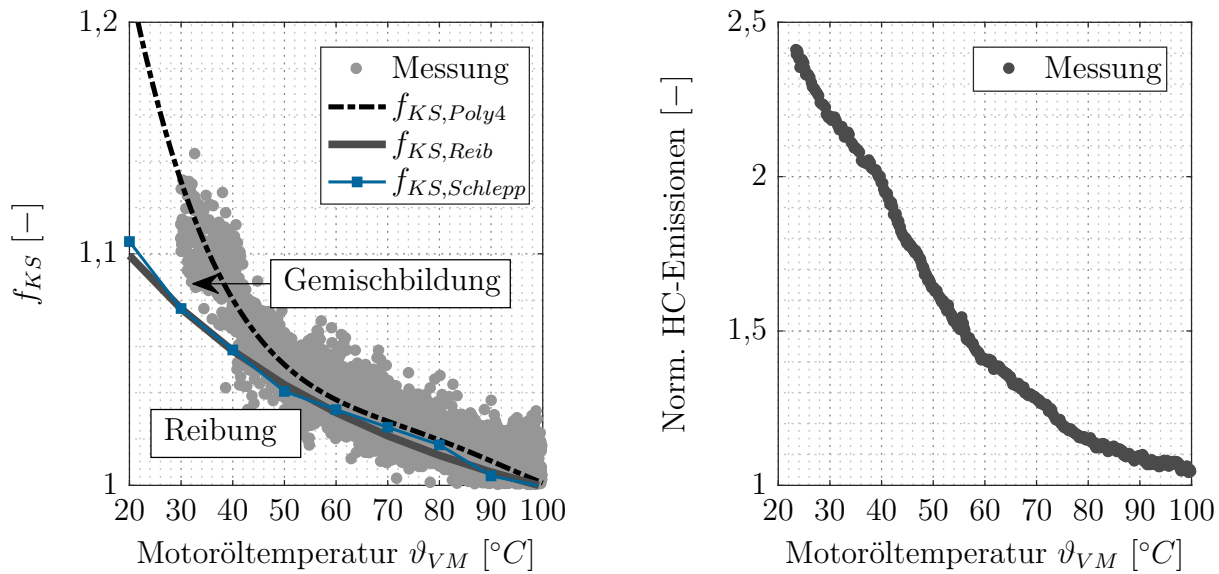
Reibmitteldrucks p_{mr} dar. Dieser kann experimentell durch Schleppversuche am Schleppprüfstand bestimmt werden. Als Alternative haben sich auf Basis solcher Prüfstandsmessungen entwickelte Modellierungsansätze etabliert. Ein bekannter Vertreter ist die Korrektur des Reibmitteldrucks nach [155, 156]:

$$p_{mr}(\vartheta_{VM}) = p_{mr}(\vartheta_{Ref}) \cdot \left(\frac{\mu(\vartheta_{VM})}{\mu(\vartheta_{Ref})} \right)^n. \quad (5.1)$$

Für den Exponenten n gibt [156] für Ottomotoren einen Bereich von $0,19 - 0,24$, für Dieselmotoren einen Bereich von $0,25 - 0,32$ an. LUX verwendet in [157] für einen vergleichbaren 4-Zylinder Ottomotor mit einer Leistung von 147 kW einen Wert von $n = 0,24$. Betrachtet man die Abhängigkeit des Reibmitteldrucks vom jeweiligen Betriebspunkt, so ist dieser primär abhängig von der Motordrehzahl, nicht aber von der Last. Dies führt dazu, dass für jede Drehzahl insbesondere die Teillast aufgrund der niedrigen Anforderungsmomente prozentual stärker vom ansteigenden Reibmoment beeinflusst wird, wohingegen der Effekt mit zunehmender Last kleiner wird. Durch eine temperaturabhängige Korrektur des Reibmitteldrucks p_{mr} kann dann für einen festen effektiven Mitteldruck p_{me} der indizierte Mitteldruck p_{mi} über

$$p_{mi} = p_{me} + p_{mr} \quad (5.2)$$

bestimmt und der Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit des Betriebspunkts (n, p_{mi}) ermittelt werden. Abbildung 5.2a zeigt mit f_{KS} verschiedene Verläufe des Kraftstoffverbrauchanstiegs in Abhängigkeit der Motoröltemperatur ϑ_{VM} . Als Referenz dient die Motoröltemperatur des Betriebspunkts definiert durch $n = 3000 \frac{1}{\text{min}}$ und $p_{me} = 5 \text{ bar}$. Dabei zeigt $f_{KS,Reib}$ den modellierten Ansatz nach Gleichung (5.1) und $f_{KS,Schlepp}$ eine Berechnung aus im Motorsteuergerät hinterlegten Reibmomenten, die einer Schleppvermessung entstammen. Zusätzlich sind in Form der grauen Punkte die Betriebspunkte aus der in Abschnitt 3.2.2.1 verwendeten Vermessung des Reibeinflusses sowie mit $f_{KS,Polyn4}$ eine Annäherung über ein Polynom 4. Grades zur Veranschaulichung zu sehen. Es zeigt sich eine Übereinstimmung im Temperaturbereich $> 50^\circ$, wohingegen die alleinige Berücksichtigung der Reibung den Anstieg des Kraftstoffverbrauchs zu tieferen Temperaturen unterschätzt. Wie zuvor erwähnt hat neben der Reibung auch der thermodynamische Arbeitsprozess einen maßgeblichen Einfluss auf den Wirkungsgrad, der nach [151] und [158] durch die kalten Motorkomponenten negativ beeinflusst wird. Die, im Vergleich zum betriebswarmen Zustand, kälteren Temperaturen im Ansaugtrakt sowie im Brennraum verschlechtern die Gemischaufbereitung, die Kraftstoffverdampfung, die Wandwärmeübergänge sowie auch die Vorreaktionen der Verbrennung [158]. Im vorliegenden Betriebspunkt nehmen diese unterhalb einer Motoröltemperatur von etwa 50°C überproportional zu. Als Indikator für eine verschlechterte Gemischbildung und eine



(a) Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs f_{KS} als Funktion der Motoröltemperatur ϑ_{VM}

(b) Erhöhte HC-Rohemissionen als Indikator unvollständiger Verbrennung

Abbildung 5.2: Vergleich einer Messung des erhöhten Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit der Motoröltemperatur mit Ansätzen zur Bestimmung des Reibeinflusses (links) sowie normierte HC-Emissionen als Indikator einer unvollständigen Verbrennung (rechts) für den Betriebspunkt $n = 3000 \frac{1}{min}$ und $p_{me} = 5 bar$

zunehmend unvollständigere Verbrennung hin zu kalten Temperaturen zeigt Abbildung 5.2b die unverbrannten/teiloxidierten Kohlenwasserstoffe.

Aufgrund der beschriebenen Effekte, die sich im Warmlauf negativ auf den Gesamtwirkungsgrad des VM auswirken, weicht das Verbrauchs- bzw. Wirkungsgradkennfeld im instationären Warmlauf signifikant von der Stationärvermessung ab. Abbildung 5.3 zeigt den Einfluss der Motoröltemperatur auf das verbrennungsmotorische Kennfeld für verschiedene Temperaturen und gibt Aufschluss darüber, wie sich der Wirkungsgrad über den Warmlauf hinweg verändert. Zur besseren Vergleichbarkeit der Kennfelder untereinander zeigen die Isolinien den effektiven Wirkungsgrad normiert auf den Bestpunkt bei einer Motortemperatur von 90 °C. Zum einen zeigt sich eine Verschlechterung des normierten Wirkungsgrads $\eta_{eff, norm}$ über das gesamte Kennfeld, andererseits zeigt sich der höhere Einfluss auf den Teillastbetrieb durch eine leichte Verschiebung des Bestpunkts hin zu höheren Lasten (vgl. $\eta_{eff, opt}$). Oberhalb einer Motoröltemperatur von 60 °C ist die Änderung des Wirkungsgrads gering. Bei tieferen Temperaturen zeigt sich der negative Einfluss auf den Wirkungsgrad deutlich stärker. Bei einer Motoröltemperatur von 0 °C kann im Bestpunkt lediglich 90 % des stationär vermessenen Optimums erreicht werden und der Wirkungsgrad zur Teillast fällt deutlich stärker ab.

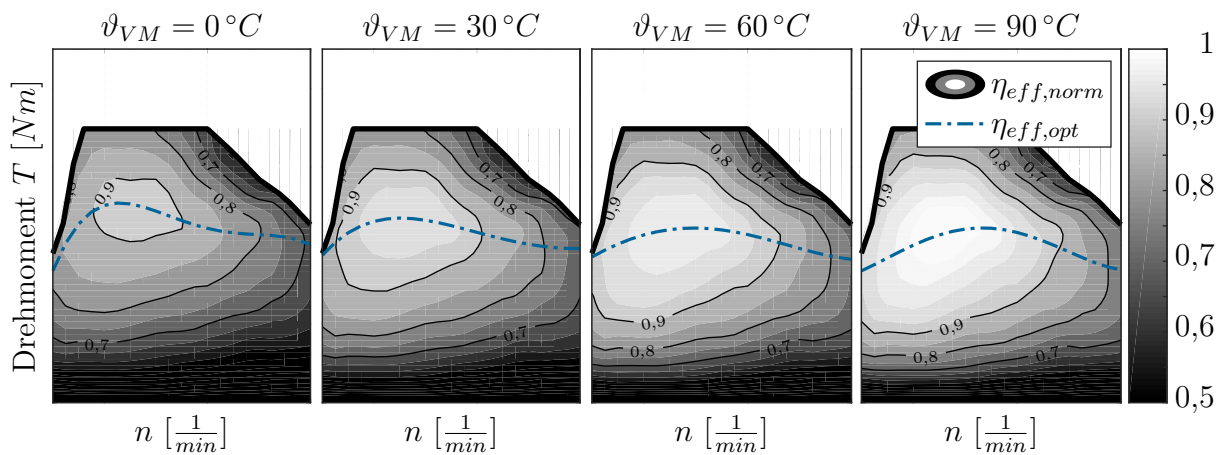
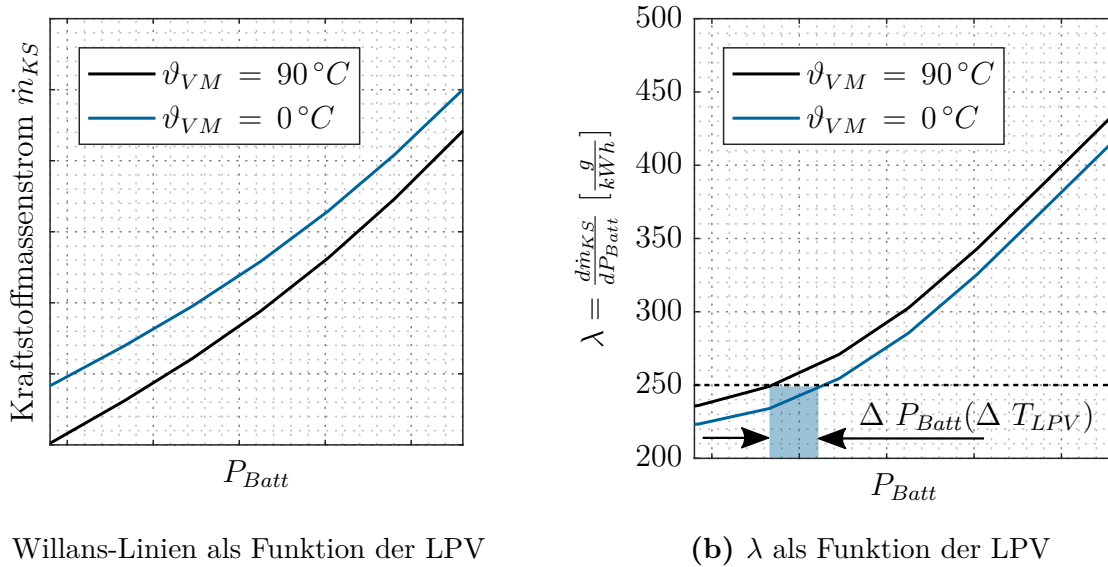


Abbildung 5.3: Änderung des verbrennungsmotorischen Wirkungsgradkennfelds in Abhängigkeit der Motoröltemperatur ϑ_{VM}

5.1.2 Optimale Betriebsstrategie für stationäre Motortemperaturen

Die optimale Betriebsstrategie wird maßgeblich durch die Effizienz des VM beeinflusst. Ändert sich das Betriebsverhalten einer (oder mehrerer) Komponente(n) wie im Falle des hier betrachteten Warmlaufs, so ist davon auszugehen, dass sich auch das zum kraftstoffoptimalen Betrieb führende Zusammenspiel zwischen den Antriebskomponenten des Hybridantriebs ändert. Um diesen Sachverhalt analytisch zu untersuchen, wird zunächst der idealisierte Fall verschiedener, stationärer Motortemperaturen betrachtet - der Übertrag auf den instationären Warmlauf erfolgt darauf aufbauend in Abschnitt 5.1.3.

Die Basis für die analytischen Untersuchungen bildet die in Abschnitt 2.3.1 beschriebene und zu Beginn des Kapitels 4 aufgegriffene Methode der Generierung von Kennfeldern optimaler EF $T_{EF}^{\circ}(\lambda, n)$ sowie optimaler LPV $T_{LPV}^{\circ}(\lambda, T_{Anf}, n)$ basierend auf der Betrachtung der verbrennungsmotorischen Willans-Linien. Abbildung 5.4a zeigt exemplarisch den Verlauf der Willans-Linien \dot{m}_{KS} über der eingespeisten Batterieleistung P_{Batt} für den betriebswarmen Zustand ($90^{\circ}C$) sowie für $0^{\circ}C$. Wie zu erwarten liegt der Verbrauch im Warmlauf aufgrund der zuvor beschriebenen Effekte über dem des betriebswarmen Zustands. Des Weiteren lässt sich feststellen, dass die Steigung etwas flacher ausfällt, da sich der Reibungseinfluss in der Teillast stärker äußert. Abbildung 5.4b zeigt darüber hinaus die Änderung des Kraftstoffverbrauchs \dot{m}'_{KS} bezogen auf das Anforderungsmoment T_{Anf} als Funktion der in die Batterie eingespeisten Leistung P_{Batt} (vgl. Abbildung 2.7a aus Abschnitt 2.3.1). Hier ist zu sehen, dass die Steigung zunächst geringer ausfällt und sich mit zunehmender Lastpunktverschiebung ΔT_{LPV} annähert. Soll folglich die Lastpunktverschiebung im Warmlauf mit demselben Äquivalenzfaktor λ erfolgen wie im betriebswarmen Zustand, so erfolgt diese im kalten Betriebszustand mit einem um ΔT_{LPV} höheren Lastpunktverschiebungsmoment. Dies deckt



(a) Willans-Linien als Funktion der LPV

(b) λ als Funktion der LPV

Abbildung 5.4: Darstellung einer Willans-Linie für den betriebswarmen Zustand ($90^\circ C$) sowie im Kaltlauf ($0^\circ C$) (links) und Äquivalenzfaktor λ als Funktion der LPV bzw. der in die Batterie eingespeisten Leistung P_{Batt} (rechts)

sich mit der Erkenntnis, dass der Teillastbereich die größten Wirkungsgradeinbußen zu verzeichnen hat und der Bestpunkt sich bei kaltem Motoröl zu höheren Lasten verschiebt (vgl. Abbildung 5.3). Um die optimale Betriebsstrategie für unterschiedliche Motortemperaturen zu bestimmen, lassen sich die Kennfelder optimaler LPV und EF um die Dimension der Motoröltemperatur ϑ_{VM} erweitern, indem temperaturabhängig die entsprechenden Wirkungsgradkennfelder hinterlegt werden:

$$\begin{aligned} T_{EF}^\circ &= f(\lambda, n) & \rightarrow & T_{EF}^\circ = f(\lambda, n, \vartheta_{VM}), \\ T_{LPV}^\circ &= f(\lambda, T_{Anf}, n) & \rightarrow & T_{LPV}^\circ = f(\lambda, T_{Anf}, n, \vartheta_{VM}). \end{aligned} \quad (5.3)$$

Einen Vergleich der so erzeugten Kennfelder für die Grenztemperaturen ($0^\circ C$, $90^\circ C$), sowie zwei verschiedene Werte für λ ($240 \frac{g}{kWh}$, $250 \frac{g}{kWh}$) zeigt Abbildung 5.5. Dabei stellen die beiden rechten Grafiken einen Vergleich des optimalen Lastpunktverschiebungsmoments bei einer Drehzahl von $2500 \frac{1}{min}$ für die jeweilige Motortemperatur dar. Hier zeigt sich ein anhand der Willans-Linien zu beschreibender Sachverhalt: Im Falle der kalten Motortemperatur, wird ein höherer Lastpunkt aufgrund des erhöhten Lastpunktverschiebungsmoments gewählt. Oberhalb des Bestpunkts im Bereich der Klopfbegrenzung wird entsprechend weniger Lastpunktabsenkung durchgeführt, da sich der Bestpunkt des motorischen Kennfelds entsprechend Abbildung 5.3 zu höheren Lasten verschiebt.

Die linke Grafik in Abbildung 5.5 zeigt die analytisch bestimmten Grenzen optimaler EF $T_{EF}^\circ(\lambda, n, \vartheta_{VM})$. Wie eingangs erläutert, wird durch eine Erhöhung von λ der Bereich effizienten elektrischen Fahrens auf geringere Drehmomentanforderungen reduziert. Ein gleiches

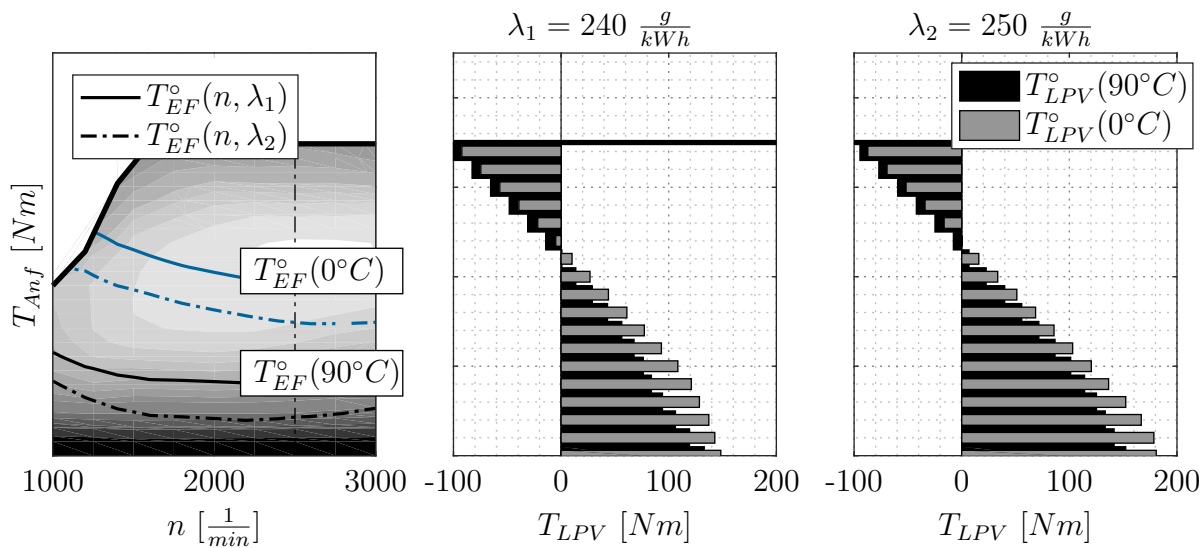


Abbildung 5.5: Grenzen optimaler EF $T_{EF}^\circ(\lambda, n, \vartheta_{VM})$ (links) und Kennfelder optimaler LPV $T_{LPV}^\circ(\lambda, T_{Anf}, n, \vartheta_{VM})$ (rechts) für zwei verschiedene Äquivalenzfaktoren λ_1, λ_2 und die Motortemperaturen $\vartheta_{VM} = 90^\circ C$ sowie $\vartheta_{VM} = 0^\circ C$

Verhalten ist auch bei kalten Motortemperaturen zu beobachten, allerdings umgekehrt. Die Grenzen optimaler EF liegen im Vergleich zum betriebswarmen VM signifikant höher. Dies lässt sich anhand der spezifischen Ersparnisse erklären, welche die Einsparung von Kraftstoff beschreiben, wenn der entsprechende Betriebspunkt elektrisch gefahren wird. Durch das erhöhte Reibmoment des VM bei niedrigen Temperaturen steigt der Teillastverbrauch deutlich an. Der Wirkungsgrad für elektrisches Fahren bleibt hingegen unverändert, da in den bisherigen Betrachtungen nur die Motortemperatur verändert wurde. Dadurch ist es bei gleichem Äquivalenzfaktor λ bis zu wesentlich höheren Lasten effizient elektrisch zu fahren.

In Kapitel 4 wurde die Bedeutung des Äquivalenzfaktors λ für die Auslegung der Betriebsstrategie erläutert und gezeigt, dass sich für einen Antriebsstrang unter stationären Bedingungen die optimale Betriebsstrategie für $\lambda = konst.$ ergibt. Abbildung A.5 zeigt, wie der optimale Wert für ein vordefiniertes Fahrprofil über ein Schießverfahren⁴⁷⁾ evaluiert werden kann. Im Folgenden sei mit dem ersten Ausschnitt des WLTC⁴⁸⁾ (WLTC Low) ein einfacher Vergleichszyklus ausgewiesen, der mit konstant warmem und konstant kaltem VM durchfahren wird. Der Warmlauf, berücksichtigt über die thermischen Modelle, wird hier vernachlässigt. Mit Blick auf Abbildung 5.5 lässt sich folgende Überlegung anstellen: Angenommen für das vorliegende Fahrprofil stellt sich bei einer Motortemperatur von $90^\circ C$

⁴⁷⁾Das Schießverfahren stellt eine Methode zur numerischen Lösung von Randwertproblemen dar. Dabei wird das Randwertproblem (*hier*: ausgeglichener Ladezustand mit definiertem initialen und finalen SOC) in ein Anfangswertproblem mit parameterabhängigem Anfangswert (*hier*: Äquivalenzfaktor λ) [42, 57].

⁴⁸⁾Der WLTC Fahrzyklus lässt sich in die vier Phasen WLTC Low, WLTC Medium, WLTC High und WLTC Extra High einteilen. Im Folgenden wird der WLTC Low (0 – 600 s) als einfacher Vergleichszyklus für einen innerstädtischen Betrieb betrachtet.

die optimale Betriebsstrategie für einen CS-Betrieb bei $\lambda = \lambda_1$ ein. Das bedeutet, dass die schwarze Linie in der linken Grafik den Zustandswechsel zwischen elektrischer Fahrt und einem Hybridbetrieb beschreibt. Würde das gleiche Profil nun mit eben diesem Parameter $\lambda = \lambda_1$ bei einer Motortemperatur von 0°C durchfahren, so würde die blaue Linie die Grenze des Zustandswechsels beschreiben. Bei dem hier betrachteten, niedriglastigen Fahrzyklus würde dadurch voraussichtlich der gesamte Zyklus elektrisch durchfahren, wodurch sich zwangsläufig kein CS-Betrieb einstellt. Es ist also anzunehmen, dass sich in Abhängigkeit der Motoröltemperatur ein abweichender Wert des Äquivalenzfaktors λ für einen optimalen CS-Betrieb einstellen muss. Abbildung 5.6 zeigt die optimalen Betriebsstrategien als Resultat der Dynamischen Programmierung (vgl. Kapitel 4) für den WLTC Low bei einer Motortemperatur von 90°C (links) und 0°C (rechts). Für den betriebswarmen Fall ergibt sich durch das Schießverfahren oder als Ergebnis der Dynamischen Programmierung ein Äquivalenzfaktor von $\lambda^\circ = 242,5 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$, für den sich die optimale EF-Grenze $T_{EF}^\circ(\lambda^\circ)$ und die optimalen LPV-Momente $T_{LPV}^\circ(\lambda^\circ)$ einstellen. In der rechten Grafik sind die Ergebnisse für einen kalten VM zu sehen - es stellt sich ein Äquivalenzfaktor von $\lambda^\circ = 272 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ ein. Aus Abbildung 5.6 ergibt sich, dass aufgrund der Einbußen im Wirkungsgrad bedingt durch

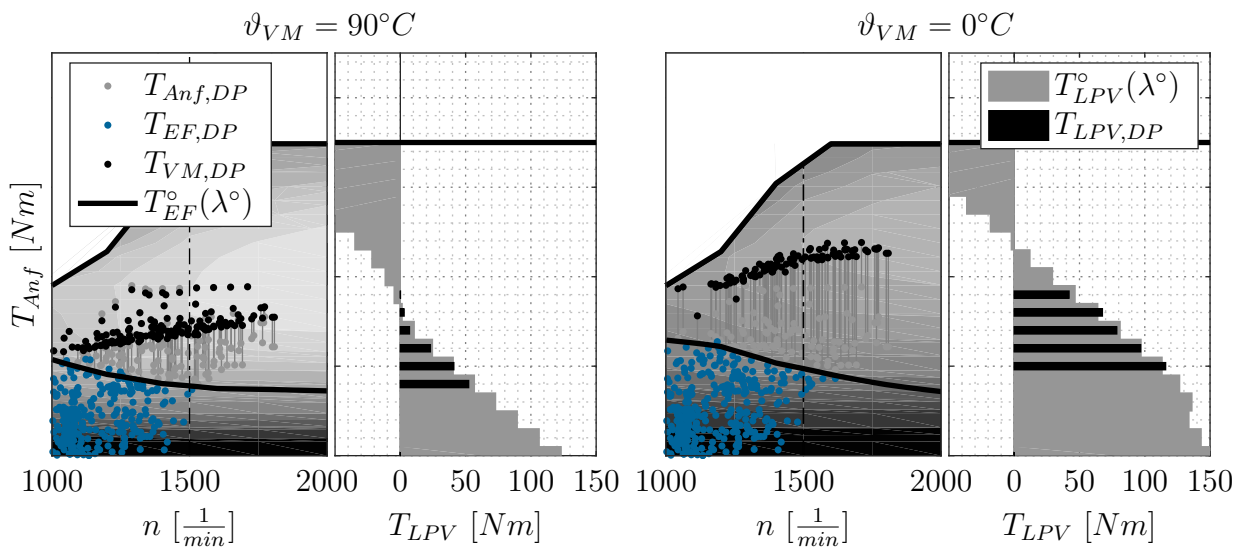


Abbildung 5.6: Optimale Betriebsstrategie für ein WLTC Low Fahrprofil bei einer konstanten Motortemperatur von 90°C (links) und 0°C (rechts) - Gegenüberstellung der analytisch bestimmten Kennfelder $T_{EF}^\circ(\lambda^\circ)$ sowie $T_{LPV}^\circ(\lambda^\circ)$ mit Ergebnissen der DP

die geringere Motortemperatur, insbesondere im Teillastbereich, mehr Leistung für elektrisches Fahren freigegeben wird und erst bei höheren Lasten der VM zugestartet wird. Die dafür benötigte Energie wird durch eine progressivere Lastpunktverschiebung bei höheren Lasten bereitgestellt. Die Begründung für eine erhöhte EF-Grenze trotz höherem λ° liegt in der starken Temperaturabhängigkeit des Verlaufs der EF-Grenze, da verbrennungsmotorisches Fahren bei kaltem Motor bis zu höheren Lasten nochmals deutlich ineffizienter

wird, als EF bei gleichbleibendem elektrischen Wirkungsgrad⁴⁹⁾ (vgl. Abbildung 5.5). Eine Betrachtung der Energiebilanzen an der HV-Batterie (Abbildung 5.7) verdeutlicht die Unterschiede weiter. Die gestrichelte Linie stellt den Netto-Energiedurchsatz in der Batterie

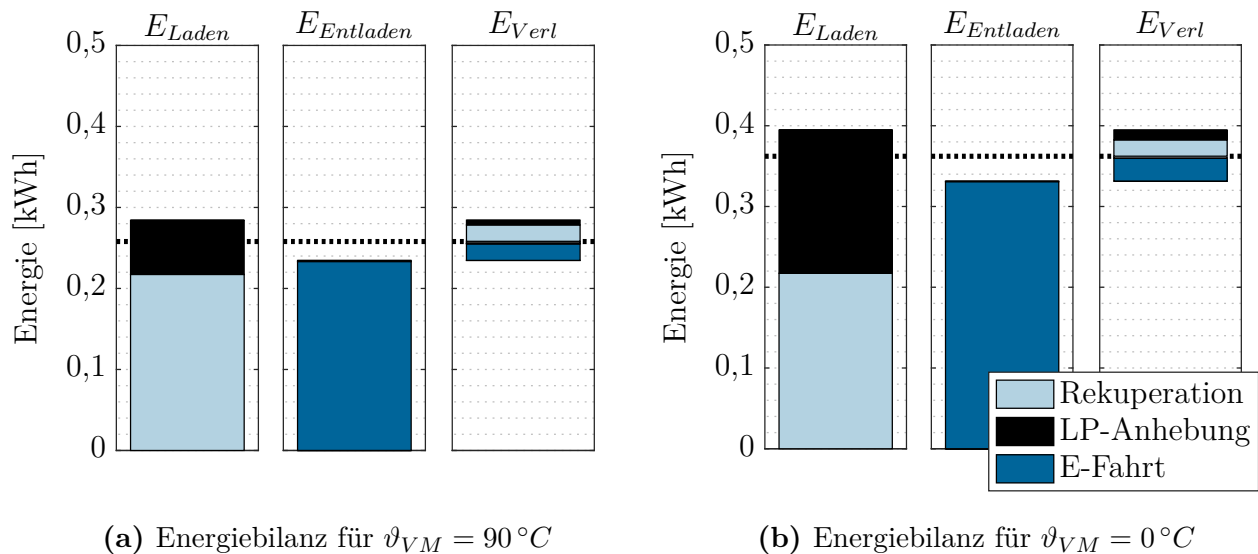


Abbildung 5.7: Energiebilanzen für die optimale Betriebsstrategie im WLTC low für eine konstante Motortemperatur von $90^\circ C$ (links) und $0^\circ C$ (rechts)

dar. E_{Laden} beschreibt den Anteil der mechanischen Energie an der EM, welcher der Batterie durch Rekuperation und Lastpunktanhebung zugeführt wird. Die Differenz zur gestrichelten Bilanzgrenze der HV-Batterie entspricht den Verlusten im elektrischen Pfad beim Laden. $E_{Entladen}$ zeigt die für EF eingesetzte Energie als mechanischen Anteil an der EM. Auch hier beschreibt die Differenz zur gestrichelten Linie die Verluste im elektrischen Pfad beim Entladen. Die entsprechenden Verlustanteile werden durch E_{Verl} zusammengefasst. Für die elektrische Fahrt werden ca. $0,24 kWh$ mechanischer Antriebsleistung benötigt, die durch Rekuperation und zusätzliche Lastpunktanhebung bereitgestellt werden. Für den VM im Kaltlauf wird die Motorlaufzeit von $79 s$ auf $52,5 s$ reduziert, wodurch sich die benötigte Antriebsenergie für elektrisches Fahren um $37,5\%$ auf $0,33 kWh$ erhöht. Da die eingespeiste Energie durch Rekuperation in beiden Fällen identisch ist, wird die zusätzliche Energie durch Lastpunktanhebung bereitgestellt. Durch den höheren Energiedurchsatz im elektrischen Pfad steigen hier die elektrischen Verluste um etwa 28% an. Anhand der Auswertungen zeigt sich folglich die signifikante Abweichung in der Auslegung der Betriebsstrategie.

5.1.3 Optimale Betriebsstrategie für den instationären Warmlauf

Die angeführten Betrachtungen verschiedener, stationärer Motortemperaturen lassen sich ohne Weiteres auf den Temperaturbereich des Warmlaufs ausweiten. So kann der hier betrach-

⁴⁹⁾Es sei nochmals angemerkt, dass in Abschnitt 5.1 allein die Motortemperatur variiert wird.

tete Fahrzyklus stationär mit jeder Motortemperatur $0^\circ\text{C} \dots 90^\circ\text{C}$ berechnet und der jeweils zum optimalen Betrieb führende, über das Fahrprofil konstante, Äquivalenzfaktor $\lambda^\circ(\vartheta_{VM})$ ermittelt werden. Abbildung 5.8a zeigt dieses Vorgehen für den betrachteten Fahrzyklus in Form des normierten Äquivalenzfaktor $\lambda_{f_{KS},norm}$ (schwarze Punkte), welcher den Anstieg im Vergleich zum betriebswarmen Zustand darstellt. Hier zeigt sich bei $\lambda^\circ(0^\circ\text{C}) = 272 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ ein Anstieg von 1,12 im Vergleich zu $\lambda^\circ(90^\circ\text{C}) = 242,5 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$. Dieser Verlauf gleicht qualitativ dem temperaturabhängigen Kraftstoffkorrekturfaktor f_{KS} (vgl. Abbildung 3.7), welcher neben der Temperatur in Abhängigkeit des effektiven Mitteldrucks definiert und mit $f_{KS,1}$ für den Bereich zwischen 5 bar und 15 bar p_{me} ebenfalls in Abbildung 5.8a dargestellt ist.

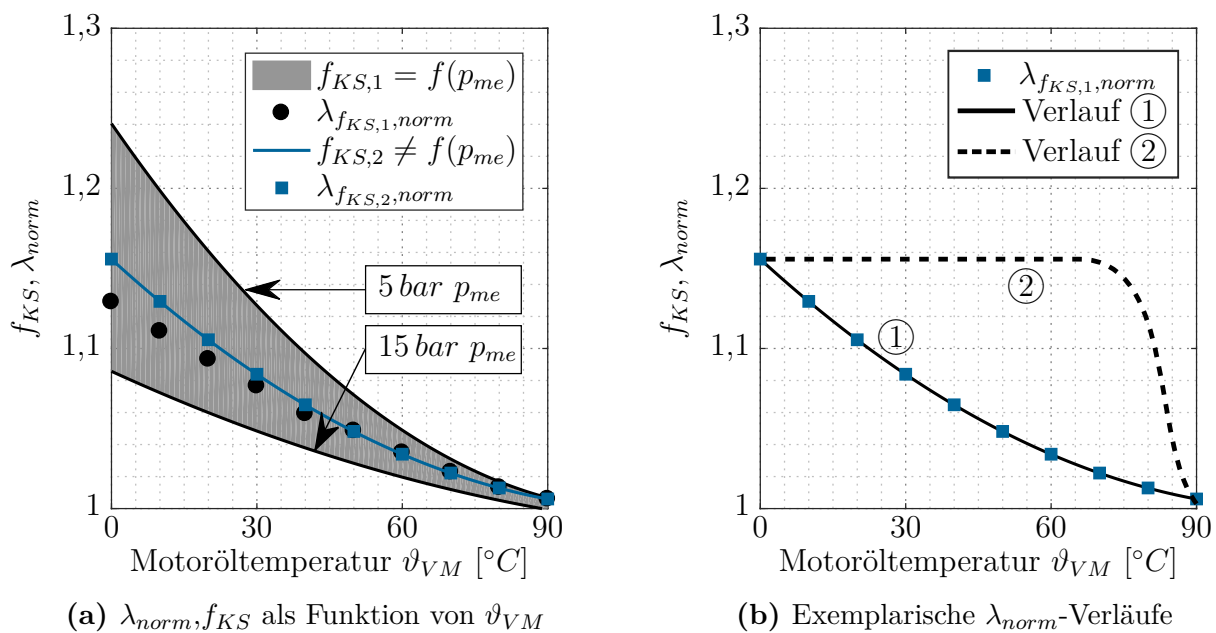


Abbildung 5.8: Zusammenhang zwischen dem auf den betriebswarmen Zustand normierten Äquivalenzfaktor λ_{norm} und dem Kraftstoffkorrekturfaktor f_{KS} im Warmlauf (links) und exemplarische λ_{norm} -Verläufe während des verbrennungsmotorischen Warmlaufs (rechts)

Tatsächlich kann ein einfacher Bezug zwischen dem Äquivalenzfaktor λ und dem Kraftstoffkorrekturfaktor f_{KS} hergestellt werden. Dazu sei die Berechnung von λ aus der optimalen Lösung (Dynamische Programmierung) nach [55, 83] näher betrachtet. Demzufolge lässt sich der Äquivalenzfaktor als Ableitung der Kostenmatrix \mathcal{J} nach der Zustandsgröße x entlang der optimalen Zustandstrajektorie x° - dem Ladezustand der HV-Batterie - definieren. Somit entspricht λ genau der Ableitung des Kraftstoffmassenstroms bezogen auf den Grundlastpunkt nach der Änderung des Batterieladezustands entlang der optimalen SOC-Trajektorie SOC $^\circ$:

$$\lambda = \left. \frac{\partial \mathcal{J}}{\partial x} \right|_{x^\circ} = \left. \frac{\partial \dot{m}'_{KS}}{\partial \text{SOC}} \right|_{\text{SOC}^\circ} := \lambda_{Ref}. \quad (5.4)$$

Bei der Betrachtung des verbrennungsmotorischen Warmlaufs ist der Kraftstoffverbrauch aufgrund der zunehmenden Reibung neben dem Betriebspunkt (Drehzahl, Last) zusätzlich von der Motortemperatur ϑ_{VM} abhängig. Unter Verwendung der Definition des Kraftstoffkorrekturterms f_{KS} als Verhältnis aus Kraftstoffmassenstrom bei einer spezifischen Motortemperatur und dem Massenstrom bei Referenztemperatur im betriebswarmen Zustand (vgl. Gleichung (3.4)) lässt sich die Änderung des Äquivalenzfaktors proportional zum Kraftstoffkorrekturfaktor $f_{KS}(\vartheta_{VM})$ setzen

$$\lambda = \left. \frac{\partial \mathcal{J}}{\partial x} \right|_{x^\circ} = \left. \frac{\partial \dot{m}'_{KS}(\vartheta_{VM})}{\partial \text{SOC}} \right|_{\text{SOC}^\circ} = f_{KS}(\vartheta_{VM}) \cdot \left. \frac{\partial \dot{m}'_{KS}(\vartheta_{Ref})}{\partial \text{SOC}} \right|_{\text{SOC}^\circ}. \quad (5.5)$$

Dabei entspricht der hintere Term eben dem Referenzwert λ_{ref} aus Gleichung (5.4) bei der entsprechenden Motortemperatur aus der Basisvermessung ($\vartheta_{VM} = 90^\circ\text{C}$)

$$\lambda(\vartheta_{VM}) = f_{KS}(\vartheta_{VM}) \cdot \lambda_{Ref}. \quad (5.6)$$

In Hinblick auf Abbildung 5.8a zeigt sich, dass die Werte $\lambda_{f_{KS,1},norm}$ in der Größenordnung von $f_{KS,1}$ liegen, wobei die Höhe von $\lambda_{f_{KS,1},norm}$ durch diejenigen Lastpunkte definiert wird, bei denen im Mittel die Lastpunktverschiebung erfolgt. Im vorliegenden Fall entspricht dies bei einer Temperatur von $\vartheta_{VM} = 0^\circ\text{C}$ einem spezifischen Mitteldruck p_{me} um 12 bar. Bezogen auf das Kennfeld der Basisvermessung liegen die Betriebspunkte des VM im Mittel oberhalb der verbrennungsmotorischen Saugvolllast. Dies zeigt sich in der rechten Grafik aus Abbildung 5.6. Aufgrund der erhöhten Reibung im Teillastbereich und der damit einhergehenden Verschiebung des verbrennungsmotorischen Bestpunkts zu höheren Lasten wird bei unveränderter Batteriecharakteristik die Lastpunktverschiebung bei höherem Drehmoment effizienter. Um den in Gleichung (5.6) genannten Zusammenhang eindeutig zu bestätigen wurden die Analysen für den vereinfachten Fall eines lastunabhängigen Reibmodells $f_{KS,2} \neq f(p_{me})$ wiederholt, um unabhängig vom Fahrzyklus eine eindeutige Korrelation zu erzwingen. Das Reibmodell $f_{KS,2}$ ist ebenfalls in Abbildung 5.8a zu sehen. Wird nun die optimale Betriebsstrategie für den zuvor betrachteten Fahrzyklus wieder für mehrere konstante Temperaturen zwischen 0°C und 90°C bestimmt, so stimmt der Verlauf von $\lambda_{f_{KS,2},norm}$ mit dem Kraftstoffkorrekturfaktor $f_{KS,2}$ überein (vgl. $\lambda_{f_{KS,2},norm}$ und $f_{KS,2}$ in Abbildung 5.8a).

Die bisherigen Betrachtungen haben sich ausschließlich auf stationäre, über den gesamten Fahrzyklus hinweg konstante, Motortemperaturen bezogen und Aufschluss darüber gegeben, wie die optimale Betriebsstrategie zu einem bestimmten Zeitpunkt im Fahrzyklus einzustellen ist. Im Folgenden soll das in Abschnitt 4.3 beschriebene Optimierungsverfahren unter Einbindung des Motortemperaturmodells zur Abbildung des Warmlaufverhaltens zum Einsatz kommen. Ausgehend vom idealisierten Fall, in dem die Motortemperatur von der Betriebs-

strategie unbeeinflusst bleibt, soll nun die Rückkopplung eines höheren Energieeintrags durch eine progressivere Lastpunktanhebung und einer damit einhergehenden schnelleren Aufheizung des VM untersucht werden. Dabei gilt es zu analysieren, wie sich der Äquivalenzfaktor λ einstellt, um über den gesamten Warmlauf hinweg die optimale Betriebsstrategie im Hinblick auf einen kraftstoffeffizienten Betrieb zu erzielen. Auf Basis der vorangegangenen Untersuchungen sei die Fragestellung anhand von verschiedenen λ -Trajektorien in Abbildung 5.8b verdeutlicht:

Verlauf ①: Eine denkbar naheliegende Lösung des OCP stellt die zuvor beschriebene Korrelation zwischen dem Äquivalenzfaktor $\lambda(\vartheta_{VM})$ und dem Kraftstoffkorrekturfaktor $f_{KS}(\vartheta_{VM})$ dar: $\lambda_{norm} \propto f_{KS}$. Dies würde bedeuten, dass die für jede Motortemperatur gesondert betrachtete, optimale Betriebsstrategie auch über den Warmlauf hinweg zur global optimalen Lösung hinsichtlich eines kraftstoffeffizienten Betriebs führt.

Verlauf ②: Eine stärkere Lastpunktanhebung führt zu einer schnelleren Aufheizung des VM und folglich zu einem frühzeitigeren Betrieb bei hohen Wirkungsgraden. Wird also der Äquivalenzfaktor über den gesamten Warmlauf hinweg höher angesetzt $\lambda_{②} \geq \lambda_{①}$, so wird über eine geringere EF-Freigabe und eine Lastpunktanhebung bei höheren Drehmomenten ein schnellerer Warmlauf durch höhere VM-Laufzeiten und VM-Leistungen erzielt. Dies führt möglicherweise im weiteren Zyklus zu einem kraftstoffeffizienteren Betrieb bei höheren Wirkungsgraden.

Neben den in Abbildung 5.8b exemplarisch dargestellten λ -Verläufen ist jeder weitere Verlauf denkbar. Darüber hinaus ist zu beachten, dass die über das gesamte Fahrprofil optimale Betriebsstrategie sehr stark von der Fahranforderung selbst und durch die zurückgelegte Strecke beeinflusst wird. Ein Verlauf ②, der eine initial schnellere Aufheizung durch eine stärkere Lastpunktanhebung bei gleichzeitigem Laden der HV-Batterie vorsieht, ist bspw. im Falle kurzer Fahrstrecken in Frage zu stellen, da der Vorteil eines gesteigerten Wirkungsgrads nicht ausgenutzt werden kann.

Aus diesem Grund wird im Folgenden eine fahrprofilabhängige Bewertung der optimalen Betriebsstrategie über eine Vielzahl repräsentativer Fahrzyklen hinweg stattfinden, um in Bezug auf Abbildung 5.8b eine Aussage treffen zu können und allgemeine Zusammenhänge in Abhängigkeit der Fahranforderung oder der zurückgelegten Strecke herzuleiten.

5.1.3.1 Fahrprofilabhängige Bewertung

Für die fahrprofilabhängige Bewertung wurde eine Auswahl an Fahrprofilen zusammengestellt, welche repräsentative Fahrsituationen darstellen. Neben den Zertifizierungszyklen

WLTC und NEFZ, welche in einer Vielzahl von Veröffentlichungen herangezogen werden und für die Vergleichbarkeit mit aufgenommen wurden, finden reale, mit einem Versuchsträger aufgezeichnete Fahrprofile Verwendung. Dabei handelt es sich um jeweils drei Stadt-, Überland- und Autobahnprofile sowie zwei Profile mit gemischten Anteilen. Eine Zusammenstellung der Profile mit den wichtigsten charakteristischen Daten (zurückgelegte Fahrstrecke s , Durchschnittsgeschwindigkeit $\varnothing v$ und durchschnittliche Antriebsleistung $\varnothing P$) ist Tabelle 5.1⁵⁰⁾ zu entnehmen.

Tabelle 5.1: Charakteristische Daten für die Auswahl repräsentativer Fahrzyklen bestehend aus Zertifizierungs-, Stadt-, Überland- und Autobahnzyklen

Nr.	Fahrzyklus	s [km]	$\varnothing v$ $\left[\frac{\text{km}}{\text{h}}\right]$	$\varnothing P$ [kW]
1	WLTC	23,27	53,74	11,55
2	NEFZ	10,94	44,83	7,84
3	Stadt 1	18,57	25,28	4,82
4	Stadt 2	17,28	27,53	4,90
5	Stadt 3	26,55	41,60	6,91
6	Überland 1	40,72	73,45	15,41
7	Überland 2	21,90	52,01	10,21
8	Überland 3	14,66	59,38	11,79
9	Autobahn 1	109,03	99,19	22,28
10	Autobahn 2	129,30	84,97	20,20
11	Autobahn 3	69,88	98,71	25,82
12	Gemischt 1	121,97	94,22	24,51
13	Gemischt 2	23,68	72,66	17,18

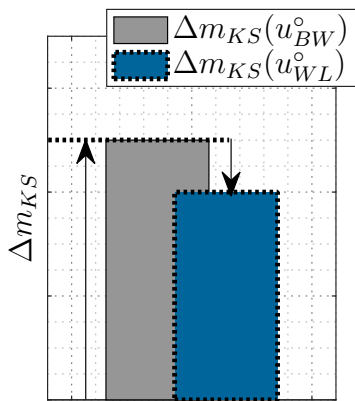
Alle Fahrprofile werden ohne Steigung und unter Vernachlässigung von Nebenverbrauchern simuliert. Für die Abbildung der Getriebesteuerung und die Ermittlung der Gangwahl werden Schaltlinien herangezogen. In einem ersten Schritt werden die Optimierungsrechnungen ohne die in Abschnitt 3.2.3 eingeführten Kosten für den Zustart des VM betrachtet - der Einfluss soll in Abschnitt 5.1.3.2 gesondert analysiert werden.

Für die folgenden Betrachtungen dient eine auf den betriebswarmen VM ($\vartheta_{VM} = 90^\circ C$) optimierte Betriebsstrategie als Referenz - folgend mit der optimalen Drehmomentaufteilung u_{BW}° bezeichnet. Diese optimale Betriebsstrategie führt bei einem Betrieb eines betriebswarmen Antriebsstrangs zu einem Kraftstoffverbrauch von $m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{BW}$. Wenn das Fahrzeug bei Beginn der Fahrt auf Umgebungstemperatur abgekühlt ist, fällt der Kraftstoffverbrauch durch die erhöhten Verluste im Antriebsstrang während der Warmlaufphase entsprechend höher aus. Im vorliegenden Fall soll der Einfluss eines kalten VM analysiert werden. Wird

⁵⁰⁾Eine Darstellung der einzelnen Fahrprofile in zeitlicher Auflösung mit weiteren charakteristischen Daten sowie eine Abbildung der auftretenden Grundlastbetriebspunkte (Getriebeeingang) im verbrennungsmotorischen Wirkungsgradkennfeld ist mit Abbildung A.7 bis Abbildung A.19 in Anhang A.4 zu finden.

also der Warmlauf des VM⁵¹⁾ mit einer initialen Temperatur von $0^\circ C$ mit der optimalen Betriebsstrategie des warmen Fahrzeugs u_{BW}° gefahren, so stellt sich bedingt durch den Warmlauf ein erhöhter Kraftstoffverbrauch $m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{WL}$ ein - dieser wird durch eine Simulation des Warmlaufs unter Vorgabe von u_{BW}° aus der Optimierungsrechnung ermittelt. Der prozentuale Anstieg des Kraftstoffverbrauchs ist mit $\Delta m_{KS}(u_{BW}^\circ)$ in Gleichung (5.7) definiert und exemplarisch in Abbildung 5.9 dargestellt. Wie bereits angedeutet setzt sich dieser Mehrverbrauch vereinfacht aus zwei Anteilen zusammen. Einerseits ergibt sich ein erhöhter Kraftstoffverbrauch aufgrund höherer Reibung und der Einflüsse auf die Verbrennung (vgl. Abschnitt 5.1.1), andererseits aufgrund einer suboptimalen Auslegung der Betriebsstrategie in Bezug auf kalte Motortemperaturen.

Basierend auf den vorangestellten Untersuchungen zur optimalen Betriebsstrategie bei verschiedenen Motortemperaturen ist zu erwarten, dass dieser durch den Warmlauf bedingte Mehrverbrauch durch eine auf eben diesen motorischen Warmlauf optimierte Betriebsstrategie reduziert werden kann. Aus der in Kapitel 4 vorgestellten Dynamischen Programmierung erhält man die auf den Warmlauf optimierte Strategie u_{WL}° , die zu einem Kraftstoffverbrauch von $m_{KS}(u_{WL}^\circ)|_{WL}$ führt. Die prozentuale Abweichung im Vergleich zum betriebswarmen Fall mit optimierter Betriebsstrategie ist in Gleichung (5.8) definiert und in Form des blauen Anteils in Abbildung 5.9 dargestellt. Bedingt durch das verwendete Optimierungsverfahren



$$\Delta m_{KS}(u_{BW}^\circ) = \frac{m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{WL} - m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{BW}}{m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{WL}} \quad (5.7)$$

$$\Delta m_{KS}(u_{WL}^\circ) = \frac{m_{KS}(u_{WL}^\circ)|_{WL} - m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{BW}}{m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{WL}} \quad (5.8)$$

Abbildung 5.9: Schematische Darstellung und Definition: Anstieg $\Delta m_{KS}(u_{BW}^\circ)$ des Kraftstoffverbrauchs im Warmlauf bei einer auf den betriebswarmen VM optimierten Betriebsstrategie (links) und Reduzierung des Anteils auf $\Delta m_{KS}(u_{WL}^\circ)$ durch eine auf den Warmlauf optimierte Betriebsstrategie

sollte der Mehrverbrauch im Falle der auf den Warmlauf optimierten Strategie zu einem gewissen Teil niedriger ausfallen

$$m_{KS}(u_{WL}^\circ)|_{WL} \stackrel{!}{\leq} m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{WL}, \quad (5.9)$$

⁵¹⁾Es sei abermals erwähnt, dass in diesem Abschnitt der Einfluss der Verbrennungsmotortemperatur isoliert betrachtet werden soll. Alle anderen Antriebskomponenten werden bei Betriebstemperatur betrieben.

wobei das Potenzial beschränkt ist - der Warmlauf kann zwar unabhängig von der Fahr Anforderung und folglich auf den Warmlauf angepasst und effizienter durchlaufen aber nicht gänzlich vermieden werden.

Abbildung 5.10 zeigt, individuell für jedes Fahrprofil, die resultierenden Ergebnisse für einen Warmlauf, ausgehend von einer initialen Motortemperatur von $\vartheta_{VM} = 0^\circ C$. Zum Zwecke einer von der Länge des Fahrprofils unabhängigen Potentialbewertung der optimierten Betriebsstrategie ist der Kraftstoffvorteil normiert auf die Zeit des motorischen Warmlaufs⁵²⁾. Bei Betrachtung der Ergebnisse lässt sich zunächst feststellen, dass der auf den Warmlauf

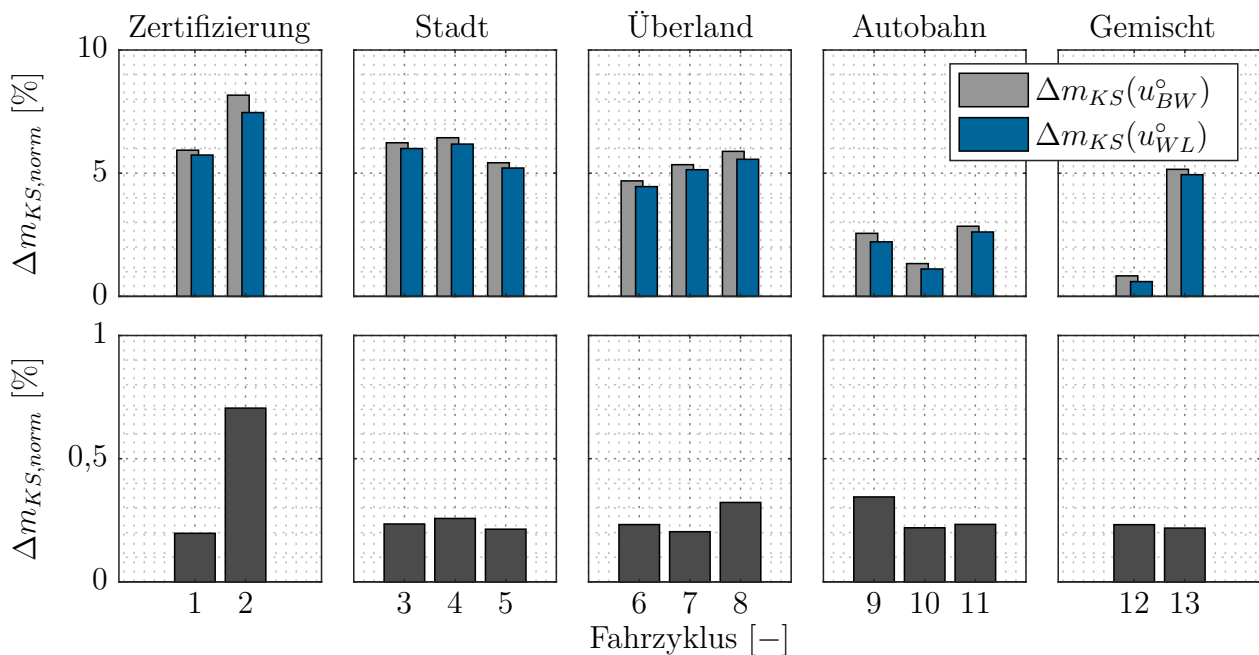


Abbildung 5.10: Fahrzyklusindividuelle Darstellung des Anstiegs $\Delta m_{KS}(u_{BW}^o)$ für den Referenzfall einer auf den betriebswarmen VM optimierten Betriebsstrategie und $\Delta m_{KS}(u_{WL}^o)$ für den Fall einer auf den VM-Warmlauf optimierten Betriebsstrategie (oben) sowie Vorteil einer Betriebsstrategieanpassung im Warmlauf (unten)

zurückzuführende Kraftstoffmehrverbrauch sehr stark zyklusabhängig ist. Die größten Abweichungen ergeben sich mit 5 – 8 % für die Zertifizierungs- und innerstädtischen Fahrprofile mit sehr geringer durchschnittlicher Leistungsanforderung. Ähnliche Werte können für die Überlandprofile mit 4 – 6 % angegeben werden, wohingegen die Autobahnzyklen mit 2 – 3 % nur in geringem Maße vom Warmlauf beeinflusst werden. Dies liegt unter anderem daran, dass die hohen Leistungsanforderungen der Autobahnzyklen dazu führen, dass der VM im Anschluss an die Warmlaufphase mit Motoröltemperaturen von deutlich über $90^\circ C$ betrie-

⁵²⁾ Für die Normierung wird die Differenz im Kraftstoffverbrauch auf den Kraftstoffmassenstrom des Warmlaufs charakterisiert durch $\vartheta_{VM} \leq 80^\circ C$ normiert. Der Einfluss einer auf den Warmlauf optimierten Strategie würde mit zunehmender Strecke verschwindend gering, da sich die optimalen Strategien im betriebswarmen Zustand nicht (wesentlich) unterscheiden.

ben wird und sich der Kraftstoffverbrauch in diesen Phasen gegenüber der Referenz bei einem Betrieb von $90^\circ C$ leicht reduziert. Im Hinblick auf den definierten Kraftstoffkorrekturfaktor f_{KS} (vgl. Abbildung 3.7), welcher in Abhängigkeit des Betriebspunkts Mehrverbräuche von bis zu 25 % ausweist, lässt sich feststellen, dass ein Mehrverbrauch von 3 – 5 % über alle Fahrprofile hinweg sehr gering erscheint. Im Vergleich zu anderen Veröffentlichungen zu dieser Thematik [101, 148, 149] wird die Referenz in dieser Arbeit durch eine optimale Betriebsstrategie u_{BW}° beschrieben. Durch die Lastpunktverschiebung wird hier der Teillastbereich rein elektrisch gefahren und die verbrennungsmotorischen Betriebspunkte befinden sich ausschließlich im Bereich der Saugvollast ($10 - 12 \text{ bar } p_{me}$). Im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen wird folglich der Betrieb im temperatursensitiven Teillastbereich stark eingeschränkt und somit der Mehrverbrauch im Warmlauf ebenfalls reduziert. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass der Einfluss des Warmlaufs auf den Kraftstoffverbrauch im realen Fahrzeug durch die Implementierung einer regelbasierten Betriebsstrategie deutlich größer ausfallen kann. Wird der VM beispielsweise aufgrund von Mindestlaufzeiten zu einem Betrieb im Teillastbereich gezwungen, so wird sich dieser Effekt im Warmlauf stärker auf den Kraftstoffverbrauch auswirken. Der untere Teil von Abbildung 5.10 zeigt mit

$$\Delta m_{KS} = \frac{m_{KS}(u_{WL}^\circ)|_{WL} - m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{WL}}{m_{KS}(u_{BW}^\circ)|_{WL}} \quad (5.10)$$

den prozentualen Verbrauchsvorteil einer auf den Warmlauf des VM optimierten Betriebsstrategie im Vergleich zum Referenzfall. Hier zeigt sich, dass, trotz des Einflusses des verbrennungsmotorischen Warmlaufs auf den Kraftstoffverbrauch mit bis zu 8 %, das Potential einer angepassten Strategie mit maximal 0,7 % im NEFZ (Fahrzyklus 2) und durchschnittlich 0,28 % vergleichsweise gering ausfällt. Nichtsdestotrotz sei erwähnt, dass dieses Potential allein durch eine Anpassung in der Fahrzeug- und Hybridsteuerung ausgeschöpft werden kann.

5.1.3.2 Einfluss der Verbrennungsmotorstartkosten

In Abschnitt 3.2.3 wurde der zusätzliche, energetische Aufwand zum Starten des VM sowie der Einfluss auf die Optimierung von Betriebsstrategien eingehend analysiert. Experimentell wurden Kennfelder zur Berücksichtigung der Zustarts in Abhängigkeit der Temperatur bestimmt. Durch die Anwendung dieser Zustartkosten innerhalb der Dynamischen Programmierung werden alle VM-Laufzeiten vermieden, bei denen ein Starten des VM energetisch nicht sinnvoll ist. Dies führt zwangsläufig dazu, dass der VM zunehmend in der Teillast betrieben wird. In Hinblick auf die Temperaturabhängigkeit spielt der Start eine besonders wichtige Rolle, da wiederkehrend der von erhöhter Reibung stark beeinflusste Teillastbe-

reich durchlaufen wird. Aus diesem Grund werden die Fahrprofile im Folgenden mit der betriebspunkt- und temperaturabhängigen Berücksichtigung der Zustartkosten untersucht, um den Einfluss gesondert zu betrachten.

In Abbildung 5.11 sind die Verbrauchsvorteile jenen, zuvor unter Vernachlässigung der Startkosten ermittelten, gegenübergestellt. Durch diese weitere Annäherung an die Realität erhöht sich der Einfluss einer auf den Warmlauf angepassten Strategie im Mittel um 0,2 %, wobei der Verbrauchsvorteil mit im Mittel 0,5 % nach wie vor gering bleibt. Der Einfluss liegt in der

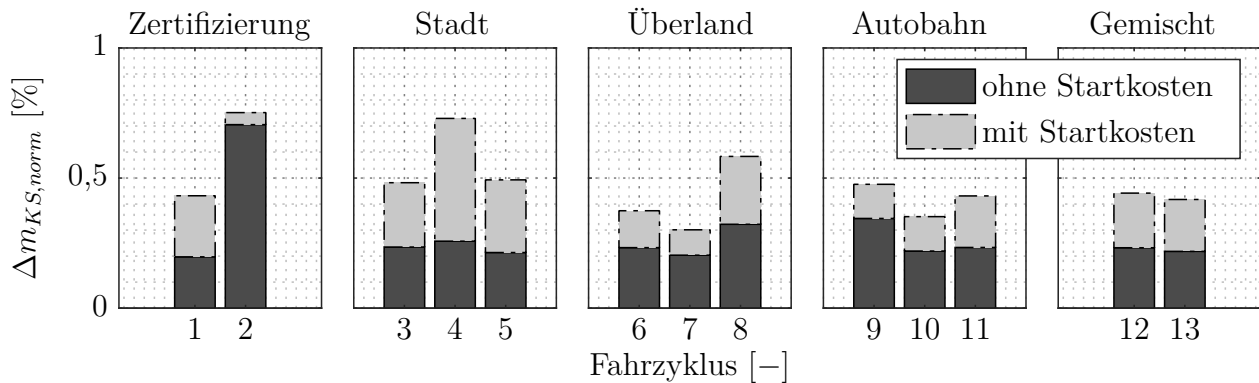


Abbildung 5.11: Fahrzyklusindividuelle Darstellung des Vorteils einer Betriebsstrategieanpassung im Warmlauf $\Delta m_{KS,norm}$ mit und ohne Berücksichtigung der temperatur- und lastpunktabhängigen Startkosten für den VM

Temperaturabhängigkeit der Zustartkosten begründet. Vergleicht man zunächst die jeweilige Referenz mit den auf den betriebswarmen Zustand optimierten Betriebsstrategien u_{BW}° mit und ohne Berücksichtigung der Zustartkosten, so lässt sich feststellen, dass erwartungsgemäß die Anzahl der Zustarts deutlich reduziert wird. Aus Abbildung 5.12 wird ersichtlich, dass die Anzahl an Zustarts in jedem Fall mindestens halbiert, maximal sogar um den Faktor 4 reduziert wird. Wird diese Strategie u_{BW}° mit Berücksichtigung der Zustartkosten nun im Warmlauf verwendet, so erhöhen sich die Zustartkosten für jeden einzelnen Zustart in Abhängigkeit der aktuellen Motortemperatur (vgl. Abbildung 3.20). Wird dieser Anstieg der Kosten mit u_{WL}° bereits bei der Optimierung berücksichtigt, so wird die Anzahl der Zustarts und folglich auch der gesamte Kraftstoffverbrauch zum Starten des VM weiter reduziert (vgl. Abbildung 5.12).

5.1.3.3 Anpassung der Betriebsstrategie auf den Warmlauf

Im Folgenden sollen die optimierten Betriebsstrategien u_{WL}° im Detail analysiert und in Bezug zu den vorangestellten Untersuchungen zur optimalen Strategie für verschiedene, stationäre Motortemperaturen aus Abschnitt 5.1.2 gesetzt werden. Dazu sei zunächst mit dem NEFZ der Fahrzyklus 2 betrachtet, für den sich mit einer Verbesserung von 0,7 % das größte

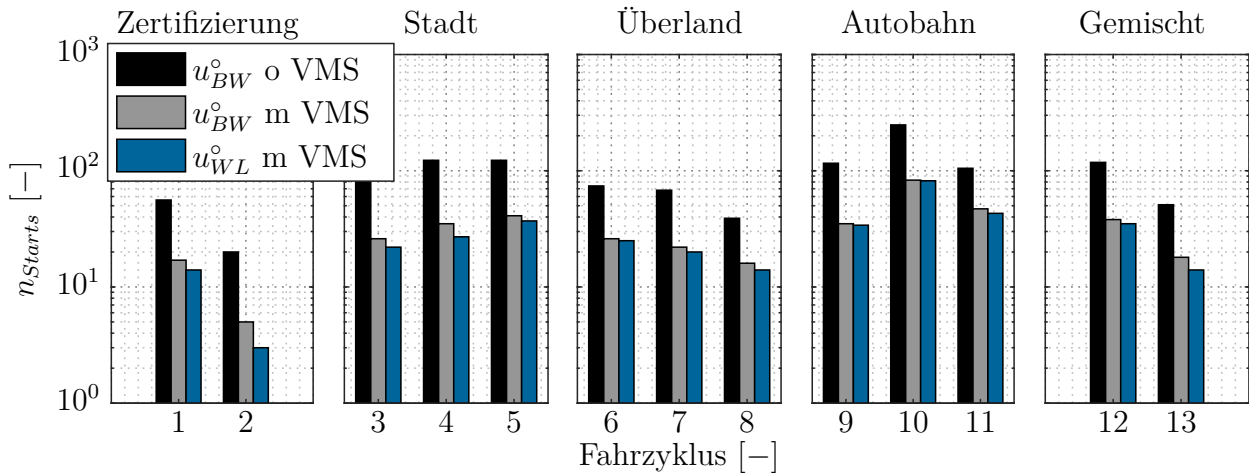


Abbildung 5.12: Fahrzyklusindividuelle Darstellung der Anzahl an Zustarts für optimale Betriebsstrategien bezogen auf den betriebswarmen Zustand u_{BW}^o (mit/ohne Startkosten) und bezogen auf den Warmlauf u_{WL}^o

Potential ergibt. Die Ergebnisse für die Referenzstrategie u_{BW}^o und die warmlaufoptimierte Betriebsstrategie u_{WL}^o sind in Abbildung 5.13 dargestellt. Der obere Teil der Abbildung zeigt das Fahrprofil mit den resultierenden SOC-Trajektorien. Darunter sind für beide Strategien die Motorlaufzeiten aufgezeigt - in schwarz für u_{BW}^o sowie entsprechend in blau für u_{WL}^o . Es ist zu erkennen, dass im Falle der optimierten Warmlaufstrategie die Beschleunigungen auf die $15 \frac{km}{h}$ -Konstantfahrten im Vergleich zur Referenz rein elektrisch gefahren werden. Zusätzlich werden die weiteren VM-Phasen verkürzt, sodass sich die VM-Laufzeit im Vergleich zur Referenz von $224 s$ auf $168 s$ reduziert. Mit Blick auf die Wirkungsgradkennfelder lässt sich schlussfolgern, dass auch hier eine höhere Leistung für elektrisches Fahren freigegeben wird. Dies führt dazu, dass der Zustart erst bei einer höheren Leistungsschwelle erfolgt, wodurch sich die Laufzeiten in jeder Phase leicht verkürzen. Die dafür erforderliche Energie für zusätzliches elektrisches Fahren wird durch eine progressivere LPV in den verbleibenden VM-Laufzeiten bereitgestellt. Letzteres kann durch die Energiebilanzen der beiden Strategien bestätigt werden. Während die rekuperierten Energien identisch sind, werden im rechten Fall für u_{WL}^o $0,9 kWh$ im Vergleich zur Referenz mit $0,7 kWh$ für elektrisches Fahren benötigt. Dies wird entsprechend über verstärkte LPV bei höheren Drehmomenten (siehe Kennfeld-Histogramm) bereitgestellt. In einem nächsten Schritt soll nun analysiert werden, wie sich dieses Verhalten im Verlauf des Äquivalenzfaktor λ äußert, der einen Aufschluss auf die optimale Regelung der Betriebsstrategie im Warmlauf gibt.

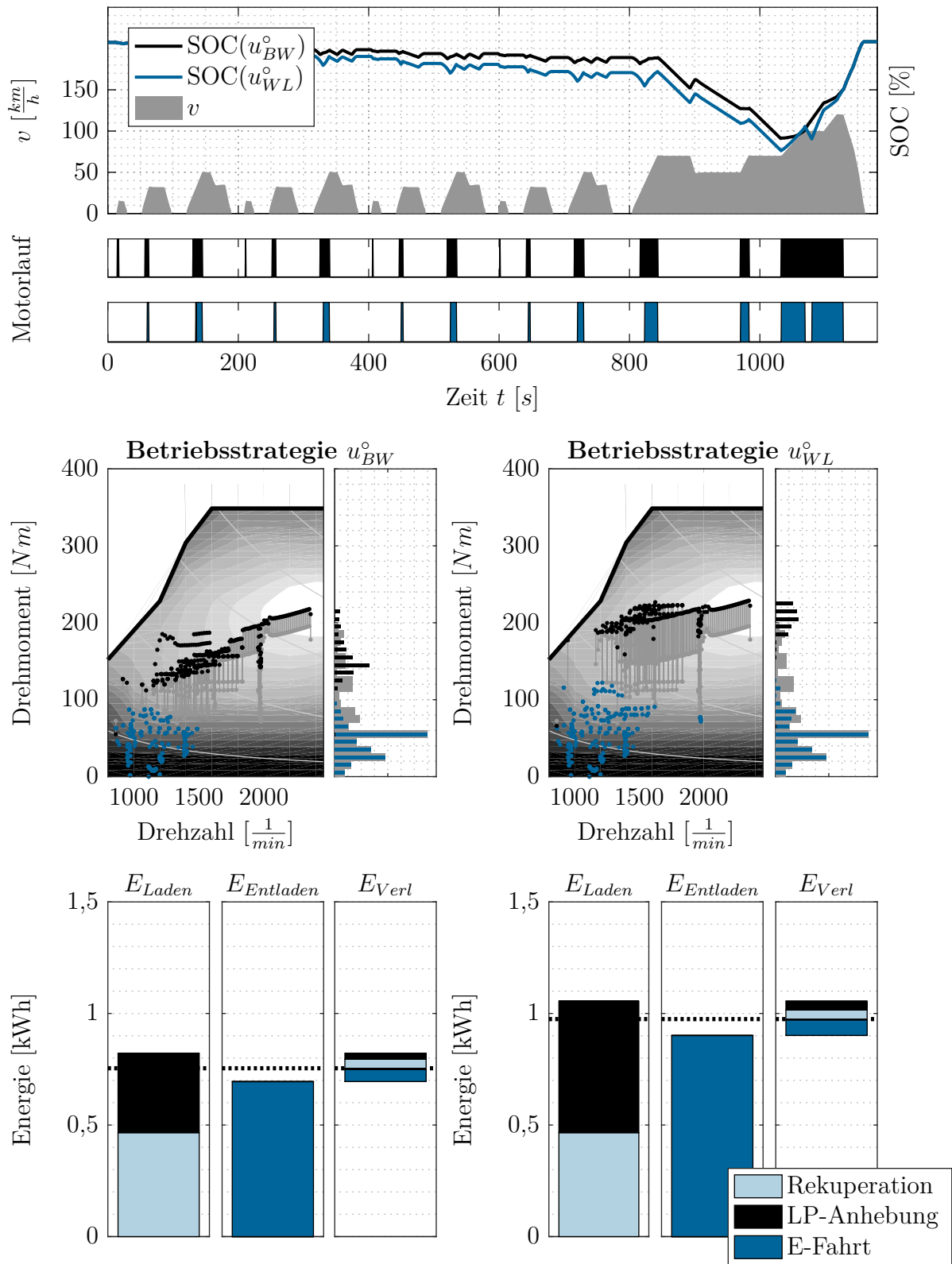


Abbildung 5.13: Vergleich der Betriebsstrategien optimiert für einen betriebswarmen Antriebsstrang (u_{BW}^o) sowie für einen verbrennungsmotorischen Warmlauf (u_{WL}^o) für einen NEFZ - Vergleich der SOC-Trajektorien (oben), Darstellung der auftretenden Betriebspunkte (Mitte) und Energiebilanzen (unten)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Dazu eignet sich die Betrachtung der innerstädtischen Fahrprofile 3 – 5; diese Profile sind synthetisch, sich wiederholend aus Realfahrten zusammengesetzt, um die Strecke zu verlängern und folglich den gesamten Warmlauf betrachten zu können. So besteht Fahrzyklus 5 beispielsweise aus einem Realfahrprofil, welches drei Mal durchfahren wird. Hiermit kann untersucht werden, wie sich die Betriebsstrategie innerhalb der drei Phasen allein in Abhängigkeit der Motortemperatur bei ansonsten gleichen Leistungsanforderungen am Getriebeeingang verhält. Abbildung 5.14 zeigt im oberen Teil der Grafik das wiederkehrende Fahrprofil zusammen mit dem λ -Verlauf als Ergebnis der Dynamischen Programmierung. Es ist zu sehen wie der Äquivalenzfaktor über den Fahrzyklus und somit über den Warmlauf hinweg von $\lambda(t_0) \approx 280 \frac{g}{kWh}$ auf $\lambda(t_N) \approx 245 \frac{g}{kWh}$ abfällt. Die Betrachtung der Betriebspunkte in den drei Wirkungsgradkennfeldern zeigen die Änderung der Betriebsstrategie durch den λ -Verlauf. Dazu ist neben der LPV die Grenze optimaler EF aus dem Kennfeld $T_{EF}^{\circ} = f(\bar{\lambda}, n)$ für den über die einzelnen Phasen gemittelten Äquivalenzfaktor $\bar{\lambda}$ eingezeichnet.

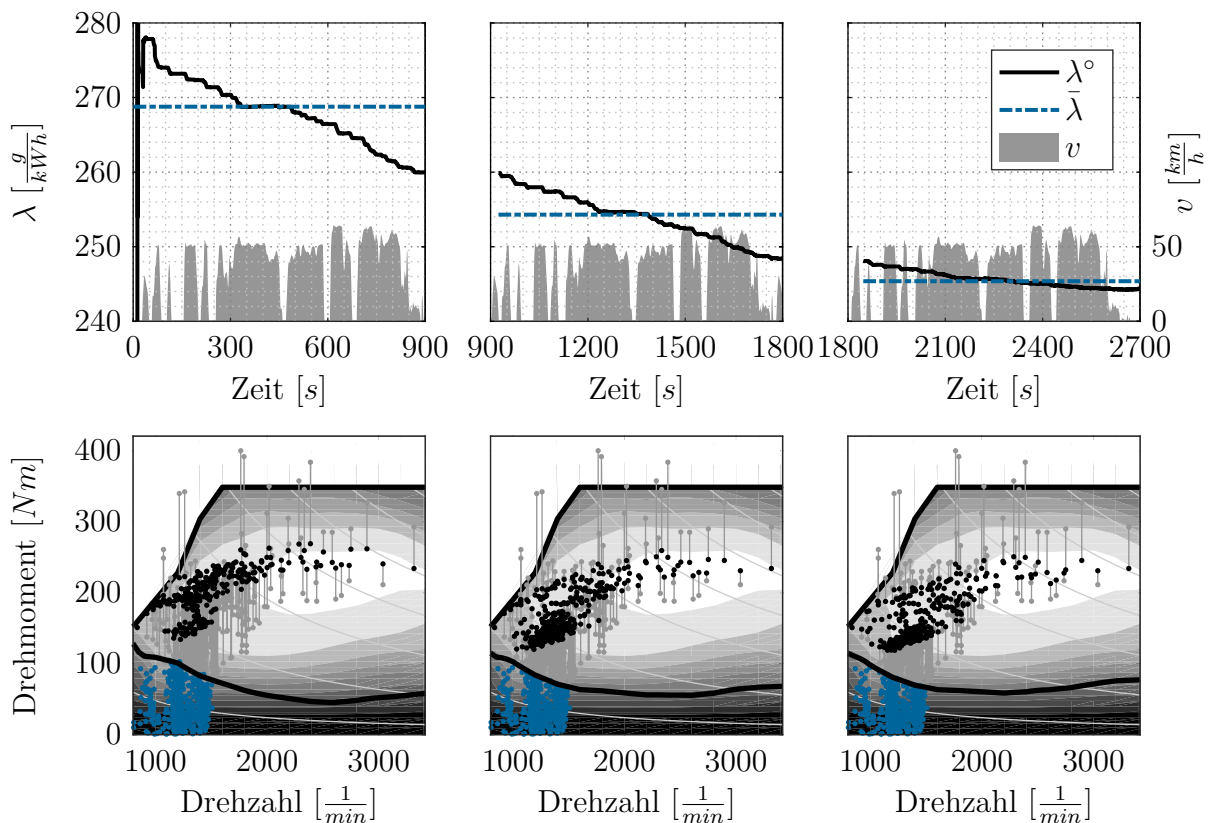


Abbildung 5.14: Betrachtung des Fahrprofils 5 in seinen drei wiederkehrenden Phasen - Verlauf des Äquivalenzfaktors λ° sowie der Betriebspunkte im Verbrennungsmotorkennfeld und der Grenze optimaler EF T_{EF}°

Für verschiedene, stationäre Motortemperaturen konnte zur Bestimmung des λ -Verlaufs mit Gleichung (5.6) der Zusammenhang

$$\lambda(\vartheta_{VM}) = f_{KS}(\vartheta_{VM}) \cdot \lambda_{Ref}. \quad (5.11)$$

gefunden werden (vgl. Abbildung 5.8a). Mit Abbildung 5.8b wurde jedoch die Frage adressiert, inwieweit die Ausprägung und Gültigkeit dieses Zusammenhangs über den instationären Warmlauf innerhalb eines Fahrzyklus bestätigt werden kann. Dazu sind in Abbildung 5.15 stellvertretend drei verschiedene Verläufe des normierten Äquivalenzfaktors λ_{norm} dem Kraftstoffkorrekturfaktor f_{KS} gegenübergestellt, welche jeweils ein Stadt-, Überland- und Autobahnprofil repräsentieren. Zunächst kann festgestellt werden, dass der in Gleichung (5.11) aufgegriffene Zusammenhang ausnahmslos bestätigt wird - dies gilt für alle im Rahmen dieses Kapitels betrachteten Fahrzyklen. Zusätzlich zeigt sich die Ausprägung in Abhängigkeit der jeweiligen Leistungsanforderung. Während das Stadtprofil (Fahrzyklus 3) im Mittel bei geringerer Leistungsanforderung durchfahren wird und der Verlauf somit näher an der eingezeichneten $5 \text{ bar } p_{me}$ Linie liegt, wird die Lastpunktverschiebung im Falle des Überland- (Fahrzyklus 6) und Autobahnprofils (Fahrzyklus 9) zu höheren Drehmomenten verschoben. Aus diesem Grund liegen die Verläufe des normierten Äquivalenzfaktors niedriger und somit in Bezug auf den Kraftstoffkorrekturterm f_{KS} entsprechend hin zu höheren Lasten.

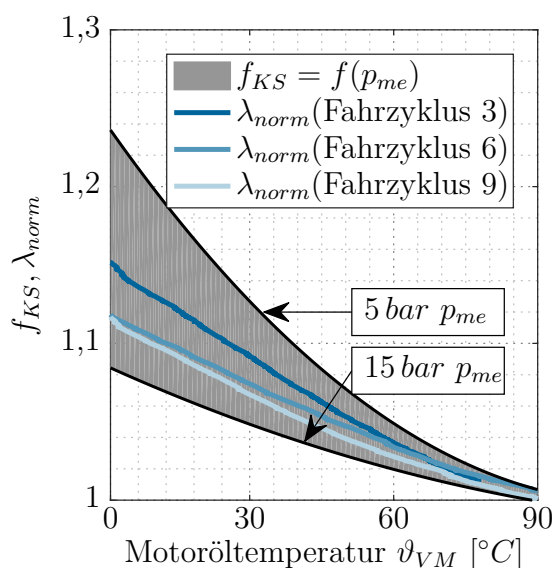


Abbildung 5.15: Zusammenhang zwischen dem Kraftstoffkorrekturfaktor f_{KS} und dem normierten Äquivalenzfaktor λ_{norm} für ein Stadt-, Überland- und Autobahnfahrprofil

Zusammenfassend lässt sich somit festhalten, dass der hier betrachtete, ottomotorische Warmlauf einen signifikanten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch des Parallelhybridfahrzeugs hat. Im Falle einer, wie im Rahmen dieser Arbeit betrachteten, optimalen Betriebsstrategie ohne die Berücksichtigung zusätzlicher Kosten für den Zustand des VM wird der temperatursensitive Teillastbereich gänzlich elektrisch abgedeckt, sodass der VM ausschließlich im Bereich der Saugvolllast betrieben wird. Dadurch fällt der Einfluss im Vergleich zu konventionellen Antrieben deutlich geringer aus, ist mit einem prozentualen Anteil von 3 – 8% jedoch immer noch signifikant. Die Betrachtung einer optimalen Strategie impliziert, dass die Höhe dieses Potentials neben dem betrachteten Fahrprofil maßgeblich von der hinterlegten Betriebsstra-

ategie abhängig ist, welche die verbrennungsmotorischen Laufzeiten im temperatursensitiven Teillastbereich bestimmt. Des Weiteren ist das ausgewiesene Potential insofern von der Antriebsstrangkonfiguration abhängig, als dass sich die Betriebspunkte im motorischen Teillastbetrieb zusätzlich durch die verfügbare elektrische Fahrleistung sowie die Charakteristik des verbauten Verbrennungsmotors ergeben.

Durch eine auf den Warmlauf adaptierten Betriebsstrategie lassen sich Verbrauchsvorteile von maximal 0,7% erzielen, sodass die Betriebsstrategie über den zusätzlichen Freiheitsgrad nur sehr bedingt zu einem kraftstoffeffizienteren Durchfahrens der Warmlaufphase beitragen kann. Allerdings lässt sich eine Adaption der Betriebsstrategie ohne erheblichen Aufwand durch die Erweiterung der Kennfelder optimaler EF T_{EF}° und optimaler LPV T_{LPV}° um die Motortemperatur sowie durch eine temperaturabhängige Anpassung des Äquivalenzfaktors λ erreichen. Dabei entspricht der Verlauf dieses Äquivalenzfaktors qualitativ genau dem des Kraftstoffmehrverbrauchs im Warmlauf ($\lambda_{norm} = f_{KS}$).

5.2 Hochvoltbatterie

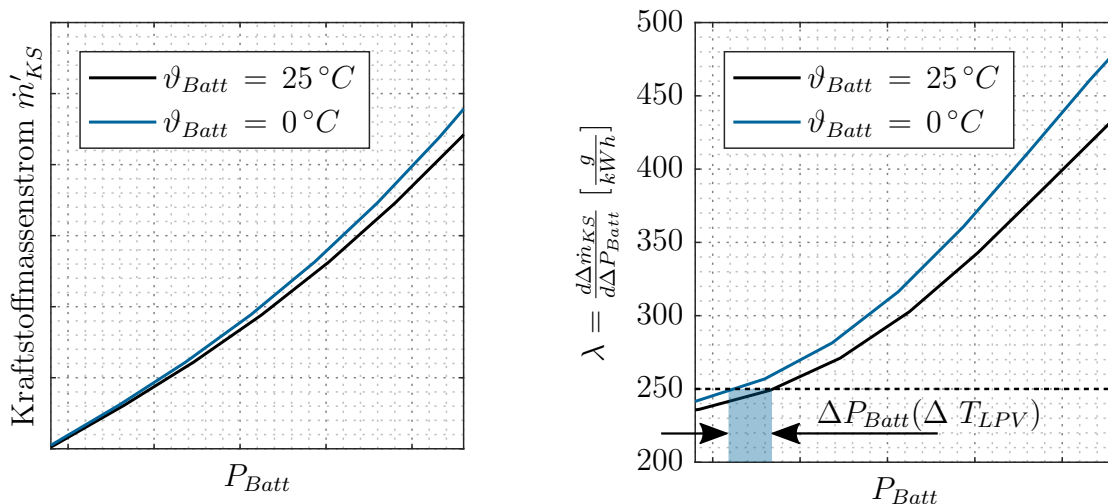
Die Hochvoltbatterie kann im Hybridfahrzeug einen entscheidenden Einfluss auf die Gesamteffizienz des Antriebsstrangs nehmen. Während sich die Effizienz der HV-Batterie im CD-Betrieb direkt im Antriebsstrangwirkungsgrad widerspiegelt und die freigegebene elektrische Systemleistung abhängig von den Limitierungen in der HV-Batterie ist, dient sie im hier betrachteten CS-Betrieb als Pufferspeicher. Dabei ist eine Erhöhung des spezifischen Wirkungsgrads des VM durch LPV immer den damit einhergehenden Verlusten im elektrischen Pfad entgegenzusetzen. Dieser Zusammenhang wurde mit der Herleitung des Kraftstoffäquivalenzfaktors λ in Abbildung 2.7a eingeführt. Durch die LPV wird der VM entlang der Willans-Linie zu höheren Lasten verschoben, wobei die in der Batterie eingespeiste Leistung P_{Batt} um die Verlustleistung P_{Verl} reduziert ist. Im Falle einer quasi-statischen Modellierung der HV-Batterie als vereinfachtes Ersatzschaltbild-Modell (vgl. Abschnitt 3.2.2.2) entspricht die Verlustleistung P_{Verl} der über den Innenwiderstand R_i abfallenden Leistung

$$P_{Verl} = I_{Batt} \cdot U_0 = I_{Batt}^2 \cdot R_0. \quad (5.12)$$

Dabei zeigt sich zum einen die quadratische Abhängigkeit der Verlustleistung vom geforderten Batteriestrom und folglich von der angeforderten bzw. eingespeisten Leistung und zum anderen die Proportionalität zum Innenwiderstand R_0 . Letzterer ist innerhalb des Batteriemodells in Abhängigkeit des Ladezustands SOC und der Batterietemperatur ϑ_{Batt} hinterlegt und mit $R_{0,10s,Lade}$ und $R_{0,10s,Entlade}$ in Abbildung A.2 dargestellt. Hier zeigt sich, dass die Innenwiderstände bei einer Verringerung der Zelltemperatur um $\Delta\vartheta_{Batt} = 30^{\circ}C$ um den

Faktor 3 ansteigen, wobei sich die Ladewiderstände sensitiver in Bezug auf Änderungen in der Batterietemperatur zeigen.

Wird im Folgenden der Warmlauf der HV-Batterie isoliert⁵³⁾ betrachtet, so steigen die Verluste P_{Verl} in Abhängigkeit der Leistung P_{Batt} und der Temperatur ϑ_{Batt} . Dieser Zusammenhang wird erneut in der Darstellungsform der Willans-Linien in Abbildung 5.16a skizziert. Während die verbrennungsmotorischen Willans-Linien $\dot{m}_{KS}(P_{VM})$ für den betriebswarmen VM unverändert sind, ändert sich der zusätzlich eingesetzte Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}'_{KS}(P_{Batt})$ zur Einspeisung von P_{Batt} in die HV-Batterie in Abhängigkeit der Batterietemperatur. Im Vergleich zur betriebswarmen Referenztemperatur erhöht sich folglich die Verlustleistung P_{Verl} , sodass für die gleiche einzuspeisende Batterieleistung P_{Batt} ein höherer Massenstrom \dot{m}'_{KS} erforderlich ist. Bezogen auf den Äquivalenzfaktor λ als Steigung eben dieser auf die Batterieleistung bezogenen Willans-Linien stellt sich der gleiche Wert bei entsprechend geringerem LPV-Moment und folglich auch geringerer Ladeleistung P_{Batt} ein (vgl. Abbildung 5.16b). Vergleicht man die Änderung der Wirkzusammenhänge im Kaltlauf der HV-Batterie mit denen des zuvor betrachteten verbrennungsmotorischen Kaltlaufs (vgl. Abbildung 5.16) so zeigt sich im Bereich geringer Lastpunktverschiebungsmomente T_{LPV} ein deutlich geringerer Einfluss. Aufgrund der in Gleichung (5.12) definierten, quadratischen Abhängigkeit der Verlustleistung P_{Verl} vom Batteriestrom fällt der Einfluss bei höheren Lastpunktverschiebungen stärker ins Gewicht. Des Weiteren zeigt sich im Vergleich zum verbrennungsmotorischen Kaltlauf ein gegenteiliger Einfluss auf die Auslegung der LPV.



(a) Willans-Linien als Funktion der LPV

(b) λ als Funktion der LPV

Abbildung 5.16: Darstellung einer Willans-Linie für den betriebswarmen Zustand ($25^\circ C$) sowie im Kaltlauf ($0^\circ C$) (links) und Äquivalenzfaktor λ als Funktion der LPV bzw. der in die Batterie eingespeisten Leistung P_{Batt} (rechts)

⁵³⁾Für alle weiteren Komponenten wird der betriebswarme Zustand betrachtet.

Während sich bei einem kalten VM der Bestpunkt zu höheren Lasten verschiebt und somit auch die LPV bei kaltem Motor zu höheren Drehmomenten verschoben wird, macht es im Hinblick auf eine kalte Batterie Sinn, die LPV im Kaltlauf um ΔT_{LPV} zu reduzieren.

Abbildung 5.17 zeigt die Kennfelder optimaler EF $T_{EF}^\circ(\lambda, n, \vartheta_{BAT})$ und optimaler LPV $T_{LPV}^\circ(\lambda, T_{Anf}, n, \vartheta_{BAT})$ für den Fall einer kalten HV-Batterie für zwei verschiedene Äquivalenzfaktoren λ , wobei $\lambda_1 < \lambda_2$. Werden zunächst die LPV-Kennfelder betrachtet (middle-

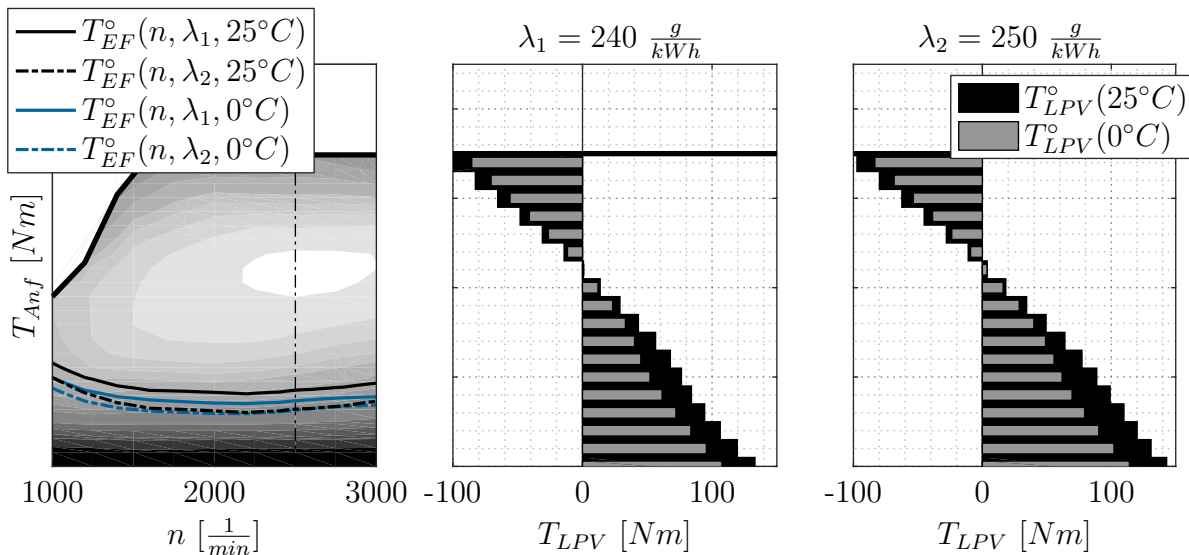


Abbildung 5.17: Grenzen optimaler EF $T_{EF}^\circ(\lambda, n, \vartheta_{BAT})$ (links) und Kennfelder optimaler LPV $T_{LPV}^\circ(\lambda, T_{Anf}, n, \vartheta_{BAT})$ (rechts) für zwei verschiedene Äquivalenzfaktoren λ_1, λ_2 und die Batterietemperaturen $\vartheta_{BAT} = 25^\circ C$ sowie $\vartheta_{BAT} = 0^\circ C$

re/rechte Grafik), so zeigt sich im unteren Bereich die geringere LPV im Vergleich zur Referenztemperatur von $25^\circ C$, wobei der Unterschied mit zunehmendem LPV-Moment ansteigt. Das gleiche Verhalten zeigt sich in der Lastpunktabsenkung oberhalb der verbrennungsmotorischen Saugvolllast. Auch hier äußern sich zunehmende Entladewirkungsgrade in einer Reduktion der Lastpunktabsenkung. Der Effekt fällt aufgrund der unterschiedlichen Temperaturabhängigkeit der Lade-/Entladewiderstände bedingt durch die Zellchemie jedoch leicht geringer aus. Zur Ermittlung der Grenzen optimaler EF (linke Grafik) werden die Kraftstoffersparnisse in einem Betriebspunkt mit den Kosten durch eine mit T_{LPV}° durchgeführten LPV verglichen. Dabei sinken zum einen die spezifischen Ersparnisse, da die EF bei tiefen Batterietemperaturen aufgrund der steigenden Innenwiderstände ineffizienter wird. Zum anderen steigen die spezifischen Kosten für zusätzliche LPV. Insgesamt zeigt sich für die vorliegende Betrachtung eine leichte Absenkung der Grenzen optimaler EF, sodass der VM im Falle des gleichen Äquivalenzfaktors λ bei geringeren Leistungen zugestartet werden würde.

Um den Einfluss einer auf den Warmlauf der HV-Batterie optimierten Betriebsstrategie zu quantifizieren soll auch im Folgenden eine fahrprofilabhängige Bewertung erfolgen. Da-

bei wird unter spezifischen Anpassungen⁵⁴⁾ dieselbe Methodik verwendet, die zuvor für den VM angewendet wurde. Die Ergebnisse sind für die einzelnen Fahrprofile in Abbildung 5.18 zusammengefasst. Bei der Betrachtung des Mehrverbrauchs $\Delta m_{KS}(u_{BW}^\circ)$ durch die Verwen-

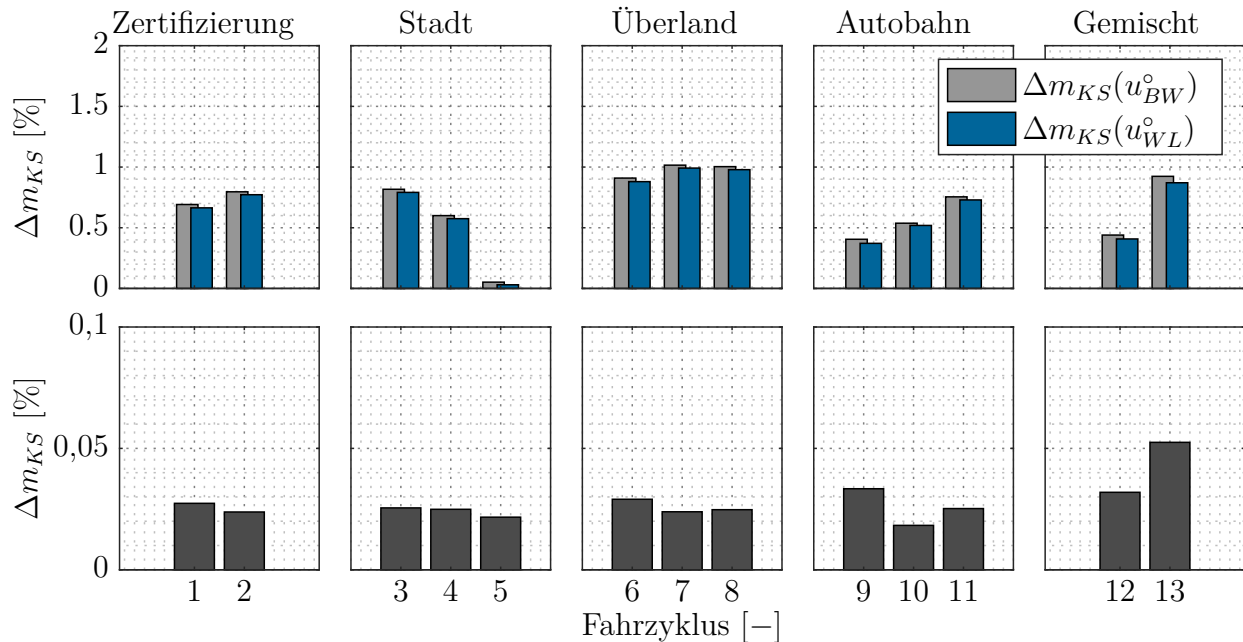


Abbildung 5.18: Fahrzyklusindividuelle Darstellung des Anstiegs $\Delta m_{KS}(u_{BW}^\circ)$ für den Referenzfall einer auf die betriebswarme HV-Batterie optimierten Betriebsstrategie und $\Delta m_{KS}(u_{WL}^\circ)$ für den Fall einer auf den Batteriewarmlauf optimierten Betriebsstrategie (oben) sowie Vorteil einer Betriebsstrategieanpassung im Warmlauf (unten)

dung der auf den betriebswarmen Antriebsstrang optimierten Betriebsstrategie u_{BW}° fällt zunächst auf, dass dieser mit im Mittel $< 1\%$ gering ausfällt und somit auch das mögliche Potential einer auf den Batteriewarmlauf optimierten Strategie deutlich kleiner ausfallen wird. Wie in Abbildung 5.18 zu sehen, liegt der Mehrverbrauch der optimierten Betriebsstrategie u_{WL}° erwartungsgemäß unterhalb dem der Referenzstrategie u_{BW}° . Allerdings ist die Differenz auch in diesem Fall sehr gering, was in der thermischen Masse der HV-Batterie begründet liegt. In den vorliegenden Fahrzyklen, gefahren im CS-Betrieb, beträgt der Temperaturanstieg innerhalb der verschiedenen Fahrprofile $1^\circ C \leq \Delta \vartheta_{Batt} \leq 10^\circ C$, sodass mit der Betriebsstrategie nur bedingt Einfluss auf einen schnelleren Warmlauf genommen werden kann. Vielmehr wird auf die kalten Batterietemperaturen durch einen im Mittel um 10% reduzierten Energiedurchsatz im elektrischen Pfad reagiert, sodass weniger Energie durch LPV

⁵⁴⁾ 1.) Aufgrund der hohen Batteriewirkungsgrade und des vergleichsweise geringen Energiedurchsatzes im CS-Betrieb erreicht die Batterie für die vorliegenden Fahrprofile nicht den betriebswarmen Zustand. Aus diesem Grund werden die Differenzen im Kraftstoffverbrauch nicht normiert.

2.) Die Simulation der Betriebsstrategie u_{BW}° mit einer kalten Batterie führt nicht zwangsläufig zu einer ausgeglichenen Ladungsbilanz. Die Abweichungen ΔSOC werden daher über den sich einstellenden Äquivalenzfaktor λ in $[\frac{g}{kWh}]$ korrigiert.

bereitgestellt und im Umkehrschluss durch früheres Zustraten/Abschalten des VM entsprechend weniger Energie für EF eingesetzt wird. Bezogen auf die gesamten Fahrprofile ist der Einfluss einer auf den Warmlauf der HV-Batterie angepassten Betriebsstrategie u_{WL}° mit im Mittel $< 0,05\%$ nochmals deutlich geringer als im verbrennungsmotorischen Warmlauf.

5.3 Automatikgetriebe

Der Einfluss der Getriebeöltemperatur auf die Betriebsstrategie und deren Bedeutung für den Warmlauf unterscheidet sich von dem der zuvor betrachteten Antriebsstrangkomponenten. Dies liegt in erster Linie daran, dass die Momentenaddition der Antriebsaggregate T_{VM} und T_{EM} zum Anforderungsmoment T_{Anf} in Abtriebsrichtung vor dem Getriebe stattfindet. Durch die geringeren Getriebeöltemperaturen erhöht sich die Reibung, sodass zur Darstellung des gleichen Fahrprofils im Umkehrschluss ein höheres Anforderungsmoment am Getriebeeingang erforderlich wird. Zusätzlich befindet sich das Getriebe im Verbund mit dem Hybridtriebkopf, welcher die Elemente Trennkupplung, EM und Drehmomentwandler mit integrierter KÜB beinhaltet. Alle Komponenten werden durch denselben Ölkreislauf versorgt, sodass die Getriebeöltemperatur auch einen direkten Einfluss auf die weiteren Komponenten haben kann. Wie eingangs erwähnt wird der temperaturabhängige Einfluss auf die EM vernachlässigt. Des Weiteren bleibt der Einfluss des Drehmomentwandlers aufgrund der quasi-statischen Modellierung unberücksichtigt, was sich insbesondere im Anfahrverhalten widerspiegeln würde. Nichts desto trotz soll zunächst der Einfluss auf die Grenzen optimaler EF und LPV bezogen auf ein identisches Anforderungsmoment T_{Anf} betrachtet werden (vgl. Abbildung 5.19). Hier zeigt sich in den rechten Grafiken, dass die Getriebeöltemperatur bei gleichzeitiger stationärer, und temperaturunabhängiger Betrachtung von VM und HV-Batterie keinen Einfluss auf die optimale LPV T_{LPV} hat. Dies ist damit zu begründen, dass im Falle einer geschlossenen Trennkupplung und unter Vernachlässigung des Einflusses von EM und Drehmomentwandler der Antriebspfad, bezogen auf dasselbe Anforderungsmoment, identisch bleibt. Die temperaturabhängigen Verluste der hydraulischen Lamellenkupplung sind in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl hinterlegt, die im Falle der LPV mit geschlossener K0 nicht vorliegt (vgl. rechte Detailansicht in Abbildung 5.19). Somit würde eine im Vergleich zum betriebswarmen Zustand gleichbleibende LPV für einen definierten Äquivalenzfaktor λ zum optimalen Betrieb führen.

Anders gestaltet sich dieser Sachverhalt bei der Betrachtung der Drehmomentgrenzen optimaler EF T_{EF}° . Wie der linken Grafik aus Abbildung 5.19 zu entnehmen ist, verschieben sich die Drehmomentgrenzen optimaler EF für ein festes λ zu geringeren Lasten - EF wird folglich ineffizienter. Die Erklärung ist schematisch in der Detailansicht vom relevanten Teil des Antriebsstrangs dargestellt (vgl. linke Detailansicht in Abbildung 5.19). Bei der Bestim-

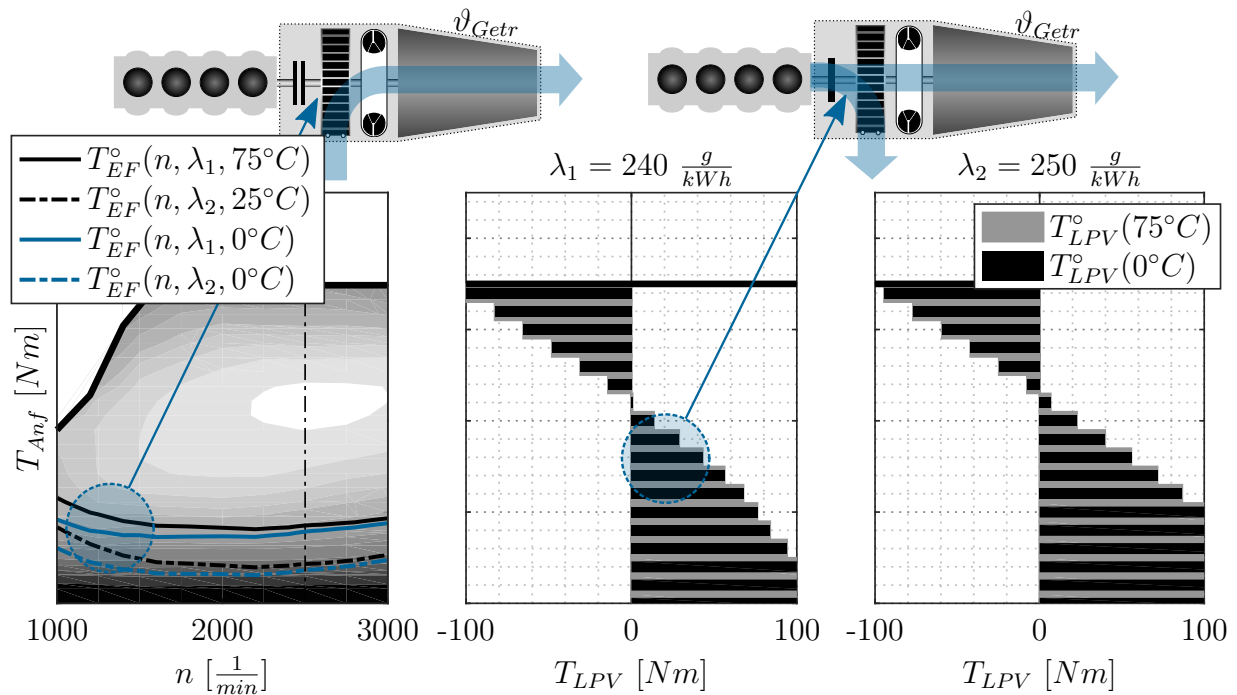
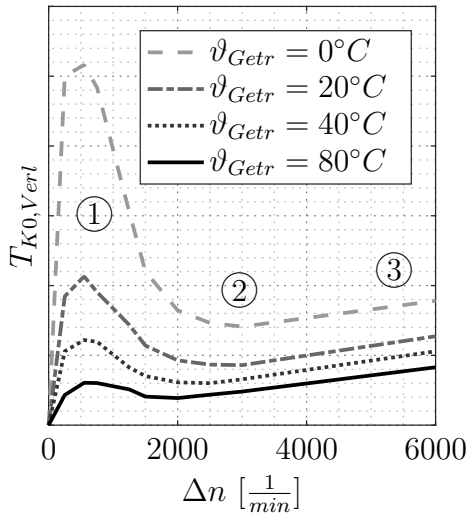


Abbildung 5.19: Grenzen optimaler EF $T_{EF}^{\circ}(\lambda, n, \vartheta_{Getr})$ (links) und Kennfelder optimaler LPV $T_{LPV}^{\circ}(\lambda, T_{Anf}, n, \vartheta_{Getr})$ (rechts) für zwei verschiedene Äquivalenzfaktoren λ_1, λ_2 und die Getriebetemperaturen $\vartheta_{Getr} = 75^{\circ}C$ sowie $\vartheta_{Getr} = 0^{\circ}C$

mung von T_{EF}° werden die spezifischen Ersparnisse für EF den spezifischen Kosten bei einem Betrieb mit optimaler LPV gegenübergestellt. Wie zuvor beschrieben ändert sich die LPV für ein definiertes λ nicht. Bei elektrischer Fahrt hingegen stellt sich eine Drehzahldifferenz an der hydraulischen Trennkupplung K_0 ein. Diese Drehzahldifferenz führt in Abhängigkeit der Getriebeöltemperatur zum Verlustmoment $T_{K0,Verl}(n, \vartheta_{Getr})$. Wie dem in Abhängigkeit von Drehzahldifferenz Δn und Öltemperatur ϑ_{Getr} vermessenen Verlustkennfeld - dargestellt in Abbildung 5.20 - zu entnehmen ist, steigt dieses Verlustmoment mit sinkender Getriebeöltemperatur. Diese zunehmenden Verluste spiegeln sich in einem leicht verringerten EF-Wirkungsgrad wider. Bei einer Betrachtung der individuellen Verläufe des Kupplungsverlustmoments zeigt sich eine signifikante Abhängigkeit von der Differenzdrehzahl Δn . WIRTH beschreibt dieses Verhalten in [159] in drei Phasen. Bei niedrigen Drehzahlen erfolgt ein nahezu linearer Anstieg, welcher näherungsweise über das Newton'sche Schubspannungsgesetz beschrieben werden kann. In der zweiten Phase folgt der Abfall auf ein Minimum, welches über einen weiten Drehzahldifferenzbereich näherungsweise konstant ist. In diesem Bereich stellt sich ein optimales Lüftspiel zwischen den Lamellenpaketen und folglich ein optimaler Schmierzustand ein. Bei sehr hohen Drehzahlen kann es durch Anregungen im Resonanzbereich zu Taumeffekten der Lamellen kommen, die das Lüftspiel übersteigen können. Dadurch steigt der Reibungseinfluss zu hohen Drehzahlen wieder an [159]. In Bezug auf die Grenzen optimaler EF (vgl. Abbildung 5.19) äußert sich dies in der größten Verschiebung



- Phase ①:** Nahezu linearer Anstieg des Schleppmoments mit der Drehzahldifferenz
- Phase ②:** Einheitliches Lüftspiel im gesamten Lamellenpaket
- Phase ③:** Taumeffekte durch Anregung mit Eigenfrequenzen

Abbildung 5.20: Schleppmoment der hydraulischen Reiblamellenkupplung (K0)

hin zu geringen Drehzahlen wohingegen die Abweichung zu hohen Triebstrangdrehzahlen vernachlässigbar erscheint. Bei der fahrprofilabhängigen Bewertung des Einflusses der Getriebeöltemperatur auf die optimale Betriebsstrategie zeigen sich die zuvor beschriebenen Tendenzen. Im oberen Bereich von Abbildung 5.21 ist wieder der Mehrverbrauch durch den Getriebewarmlauf im Vergleich zum betriebswarmen Zustand zu sehen.

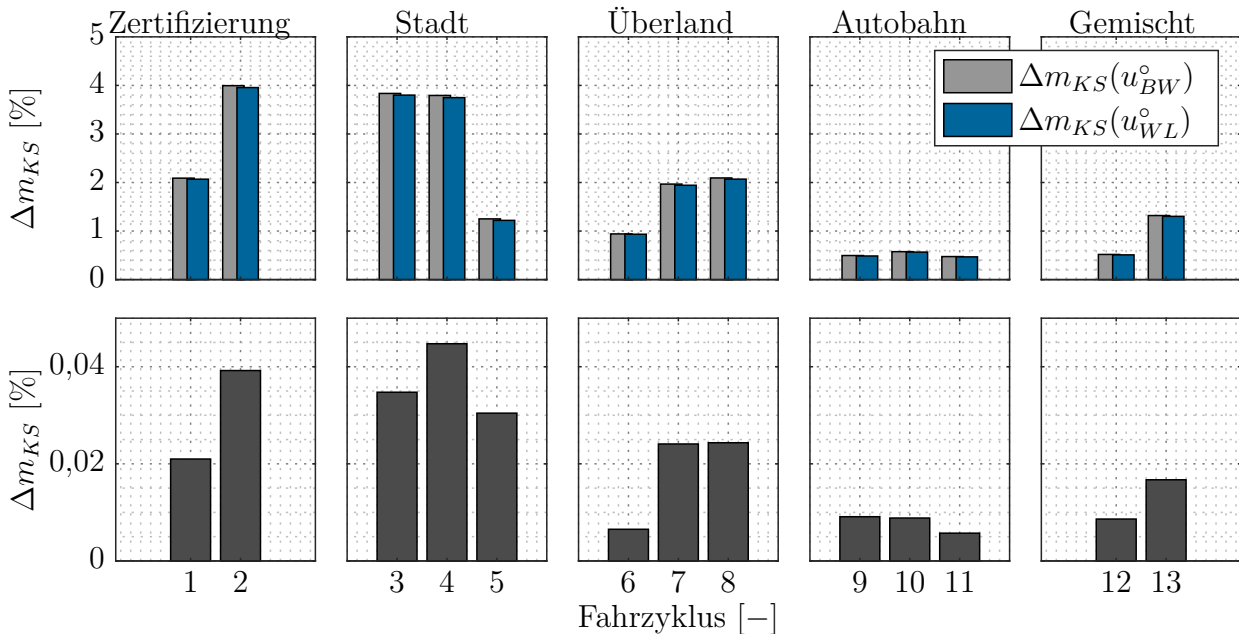


Abbildung 5.21: Fahrzyklusindividuelle Darstellung des Anstiegs $\Delta m_{KS}(u_{BW}^\circ)$ für den Referenzfall einer auf das betriebswarme Getriebe optimierten Betriebsstrategie und $\Delta m_{KS}(u_{WL}^\circ)$ für den Fall einer auf den Getriebewarmlauf optimierten Betriebsstrategie (oben) sowie Vorteil einer Betriebsstrategieanpassung im Warmlauf (unten)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Da der Warmlauf in Abhängigkeit von Lastanforderung und Zykluslänge sehr lange dauern kann, zeigt sich eine deutliche Korrespondenz zur Zykluslänge. Hier schlägt sich die Steigerung der Anforderungsleistung am Getriebeeingang direkt im entsprechenden Mehrverbrauch aufgrund der erhöhten Getriebereibung nieder. Über die hier betrachteten Zyklen stellt sich ein Mehrverbrauch $\Delta m_{KS}(u_{BW}^{\circ})$ von 1 – 4 % ein. Da die erhöhte Getriebetemperatur in erster Linie das Anforderungsmoment beeinflusst, ist das Potential durch eine Adaption der Betriebsstrategie auch hier sehr gering. Basierend auf den Optimierungsrechnungen können hier Potentiale von weniger als 0,05 % ausgewiesen werden.

5.4 Gesamtheitliche Betrachtung

Im Rahmen dieses Kapitels wurde der Einfluss der Antriebskomponenten VM, HV-Batterie und Automatikgetriebe auf den kraftstoffoptimalen Betrieb individuell untersucht und das Potential einer auf den Warmlauf optimierten Betriebsstrategie von Parallelhybridfahrzeugen quantifiziert. Dabei hat sich gezeigt, dass der Warmlauf des VM im CS-Betrieb den größten Einfluss hat. Durch eine Anpassung des Äquivalenzfaktors in Abhängigkeit der Motoröltemperatur lässt sich durch die Anpassung der Betriebsstrategie ein Kraftstoffeinsparpotential von bis zu 0,7 % bezogen auf die Warmlaufphase erzielen. Deutlich geringer zeigt sich das Potential im Falle der HV-Batterie oder des Automatikgetriebes.

Um abschließend Aussagen in Bezug auf eine gesamtheitliche Betrachtung des Warmlaufs aller Antriebsstrangkomponenten tätigen zu können, wurde auch dieser Fall betrachtet und die Ergebnisse in gleicher Darstellung in Abbildung 5.22 zusammengetragen. Dabei zeigt der Mehrverbrauch $\Delta m_{KS,norm}(u_{BW}^{\circ})$ einer auf den betriebswarmen Zustand optimierten Betriebsstrategie bei einer initialen Triebstrangtemperatur von $\vartheta_i = 0^{\circ}C$ erwartungsgemäß einen signifikanten Anstieg um bis zu 15 %. Dies ergibt sich durch die Überlagerung der reduzierten Wirkungsgrade jeder einzelnen Komponente.

Interessanter ist die Bewertung des Potentials durch eine optimierte Strategie, welche den Warmlauf aller Komponenten berücksichtigt. Dieses Potential fällt mit 0,1 – 0,15 % deutlich geringer aus, als jenes, welches sich allein durch die Betrachtung des VM ergibt. Dies hat verschiedene Gründe: Zum einen erhöht der Warmlauf des Getriebes den Mehrverbrauch durch eine Erhöhung der Anforderungsleistung, jedoch lässt sich das Zusammenspiel der übrigen Komponenten dadurch nicht direkt beeinflussen. Des Weiteren kompensieren sich die Stellhebel einer optimierten Betriebsstrategie bei der Gegenüberstellung von VM und HV-Batterie. Für den VM hat sich eine Erhöhung der EF-Leistung und eine LPV mit höheren Ladeleistungen als optimal herausgestellt. In Hinblick auf eine kalte Hochvoltbatterie wird jedoch die EF, insbesondere bei hohen Leistungen, deutlich ineffizienter. Gleichmaßen verhält es

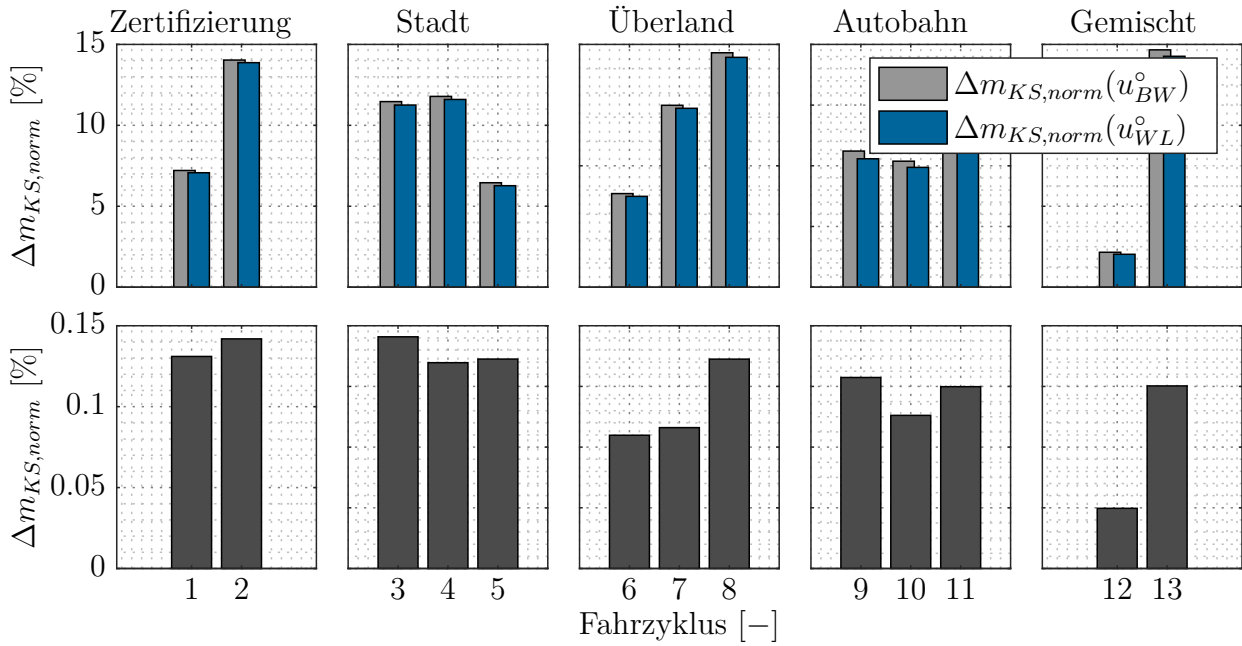


Abbildung 5.22: Fahrzyklusindividuelle Darstellung des Anstiegs $\Delta m_{KS}(u_{BW}^{\circ})$ für den Referenzfall einer auf den betriebswarmen Antriebsstrang optimierten Betriebsstrategie und $\Delta m_{KS}(u_{WL}^{\circ})$ für den Fall einer auf den Warmlauf der Antriebskomponenten optimierten Betriebsstrategie (oben) sowie Vorteil einer Betriebsstrategieanpassung im Warmlauf (unten)

sich mit dem Laden der Batterie bei hohen Leistungen. Folglich führen eben diese Dyssynergien der einzelnen Komponenten dazu, dass der Warmlauf zwar einen deutlichen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch eines Parallelhybridfahrzeugs hat, durch die Betriebsstrategie jedoch nur sehr begrenzt Einfluss darauf genommen werden kann.

6 Kapitel 6

Analysen zum energieeffizienten Thermomanagement

Dem Thermomanagement von Hybridfahrzeugen kommt mit zunehmendem Grad bei der Elektrifizierung eine immer größere Bedeutung zu. Die durch Effizienzsteigerungen am VM reduzierte Abwärmeleistung wird durch zunehmende Anteile elektrischen Fahrens deutlich reduziert. Daher wird dem VM in der vorliegenden Antriebsstrangkombination ein wasserseitiger HV-PTC zur Seite gestellt (vgl. Abbildung 3.2), um diese Lücke, insbesondere bei kalten Umgebungstemperaturen, zu schließen. Die Aufgabe der Klimaanlage besteht darin, eine schnelle und zugleich effiziente Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums unter Einhaltung der Anforderung an Komfort, Luftqualität und Beschlagsrisiko sicherzustellen. Dabei bildet der in den Klimakasten integrierte Wasser-Luft-Heizwärmetauscher die Verbindung zwischen dem Thermomanagement des Antriebsstrangs und dem Fahrzeuginnenraum (vgl. Abbildung 3.2 und 3.3). In Abhängigkeit der zur Verfügung stehenden Abwärme des VM kann das Wärmedefizit der Klimaregelung durch die Ansteuerung des PTC-Zuheizers kompensiert werden. Wie viel Abwärme der VM in einer bestimmten Fahraufgabe bereitstellt ist neben der Anforderungsleistung insbesondere von der Betriebsstrategie abhängig. Im Falle einer auf den Ladezustand der HV-Batterie regelnden Betriebsstrategie wird diese direkt durch die Verwendung des HV-PTCs beeinflusst. Bereits durch die Beschreibung dieser Zusammenhänge wird die Bedeutung einer gesamtheitlichen Betrachtung für eine zeit- und kraftstoffeffiziente Innenraumaufheizung bei kalten Umgebungstemperaturen deutlich.

Um den Einfluss einer auf das Thermomanagement und die Innenraumaufheizung optimierten Betriebsstrategie analysieren zu können, wurde in einem ersten Schritt eine thermische Vermessung des Versuchsträgers auf einem Klimarollenprüfstand durchgeführt (Abschnitt 6.1). Diese dient der Quantifizierung des Energiebedarfs zur Klimatisierung der Fahrgastzelle bei verschiedenen Umgebungstemperaturen. In Abschnitt 6.2 wird die Thematik einer kraftstoffeffizienten Innenraumaufheizung basierend auf den Erkenntnissen der Energiebedarfsanalyse in das in Kapitel 4 beschriebene Optimierungsverfahren integriert. Durch die Betrachtung repräsentativer Fahrzyklen wird eine Potentialabschätzung zum Einfluss einer auf die Kraftstoffeffizienz im Warmlauf optimierten Betriebsstrategie mit einem Heizbedarf des Innenraums durchgeführt. Parallel dienen analytische Untersuchungen dazu,

den Handlungsbedarf für eine Adaption der regelbasierten Betriebsstrategie abzuleiten. In einem letzten Schritt erfolgt mit Abschnitt 6.3 eine applikative Umsetzung der Erkenntnisse im Fahrzeug sowie eine experimentelle Validierung der durch die Optimierungsverfahren gewonnenen Erkenntnisse auf dem Klimarollenprüfstand.

6.1 Thermische Fahrzeugvermessung

Um mit der Betriebsstrategie gezielt Einfluss auf die Wärmebereitstellung zur Innenraumaufheizung nehmen zu können, gilt es zunächst den Energiebedarf für eine solche Aufheizung bei verschiedenen Umgebungstemperaturen zu ermitteln. Der HWT bildet die einzige Schnittstelle zu den Wärmequellen VM und HV-PTC im Heizkreislauf; durch eine thermische Vermessung des Versuchsträger soll daher zunächst die Heizleistung \dot{Q}_{HWT} bestimmt werden, die bei einer Referenzaufheizung⁵⁵⁾ über den HWT an die Ausblasluft und somit zur Innenraumaufheizung abgegeben wird.

6.1.1 Klimarollenprüfstand

Sowohl die thermische Fahrzeugvermessung, als auch die spätere, experimentelle Validierung der Ergebnisse wurden auf einem Klimarollenprüfstand durchgeführt. Für die Vermessung wurde der Versuchsträger am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik (IFA) der TU Wien mit zusätzlicher Messtechnik ausgestattet. Wie in der Detailansicht von Abbildung 6.1 skizziert, wurden vom IFA Temperatursensoren (Thermoelemente Typ K) sowie Durchflusssensoren (Durchfluss-Messturbinen) zur vollständigen Bilanzierung des thermischen Systems verbaut. Die Versuche konnten vor Ort am institutseigenen Klimarollenprüfstand durchgeführt werden. Für die experimentelle Validierung konnte darüber hinaus der Klimarollenprüfstand im Antriebsintegrationszentrum (AIZ) des Mercedes-Benz Technology Centers in Sindelfingen genutzt werden. Der generelle Aufbau eines solchen Klimarollenprüfstands ist ebenfalls in Abbildung 6.1 dargestellt. Über das Radialgebläse wird die vorkonditionierte Luft durch die Düsen gefördert. Zusätzliche Axialventilatoren sorgen für eine ausreichende Durchströmung des Wärmeübertragers. Die messtechnische Erfassung der benötigten Daten erfolgt über Messabgriffe der Antriebsstrang-Steuergeräte, des Klimasteuergeräts, über zusätzliche CAN⁵⁶⁾-Abgriffe, sowie mittels einer Abgasmesstechnik. Letztere kann zum einen zeit-kontinuierlich über das sog. *Constant Volume Sampling* (CVS) oder absolut durch die Auswertung des gesammelten Abgases (Beutelauswertung) erfolgen.

⁵⁵⁾Die Referenzaufheizung bezieht sich auf eine Temperierung des Innenraums auf 22° C mit der automatischen Klimateinstellung. Dies entspricht den Voreinstellungen im Fahrzeug.

⁵⁶⁾engl.: *Controller Area Network*

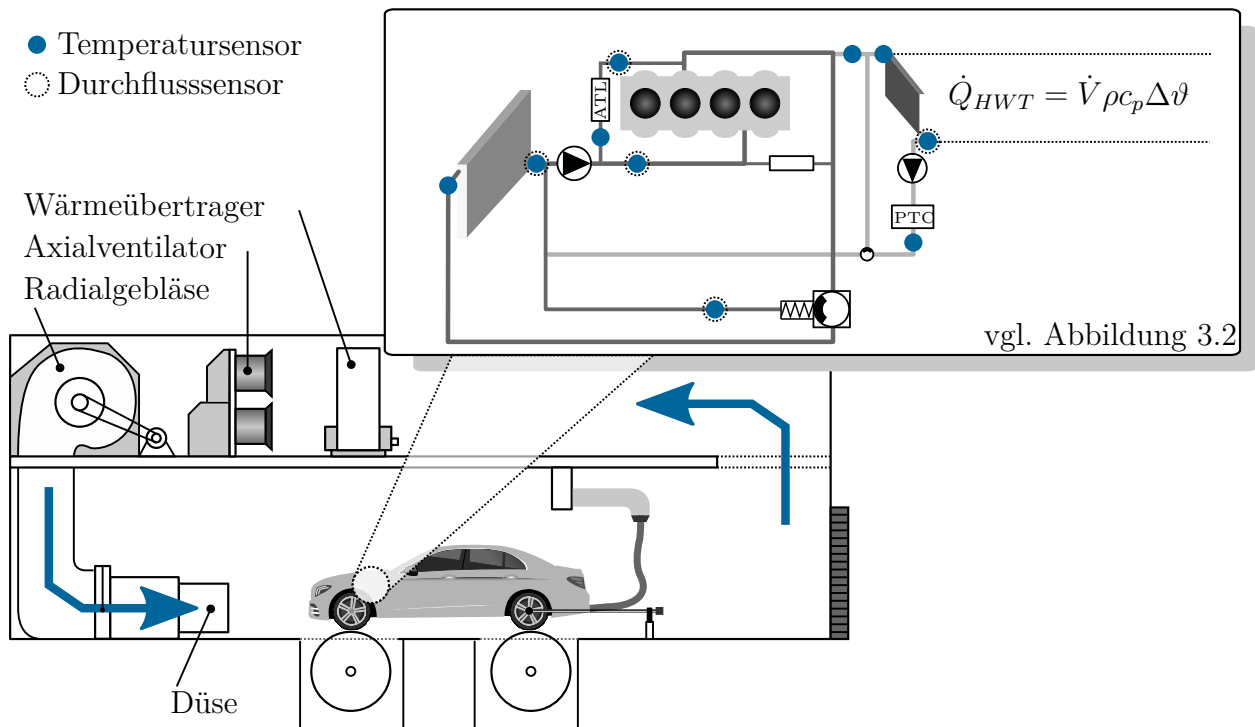


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung des Versuchsträgers auf dem Klimarollenprüfstand in Anlehnung an [30], sowie der Messaufbau im HT- und HKL-Kreislauf mit Temperatur- und Durchflusssensoren (Detailansicht)

6.1.2 Standaufheizungen & Energiebedarfsanalyse

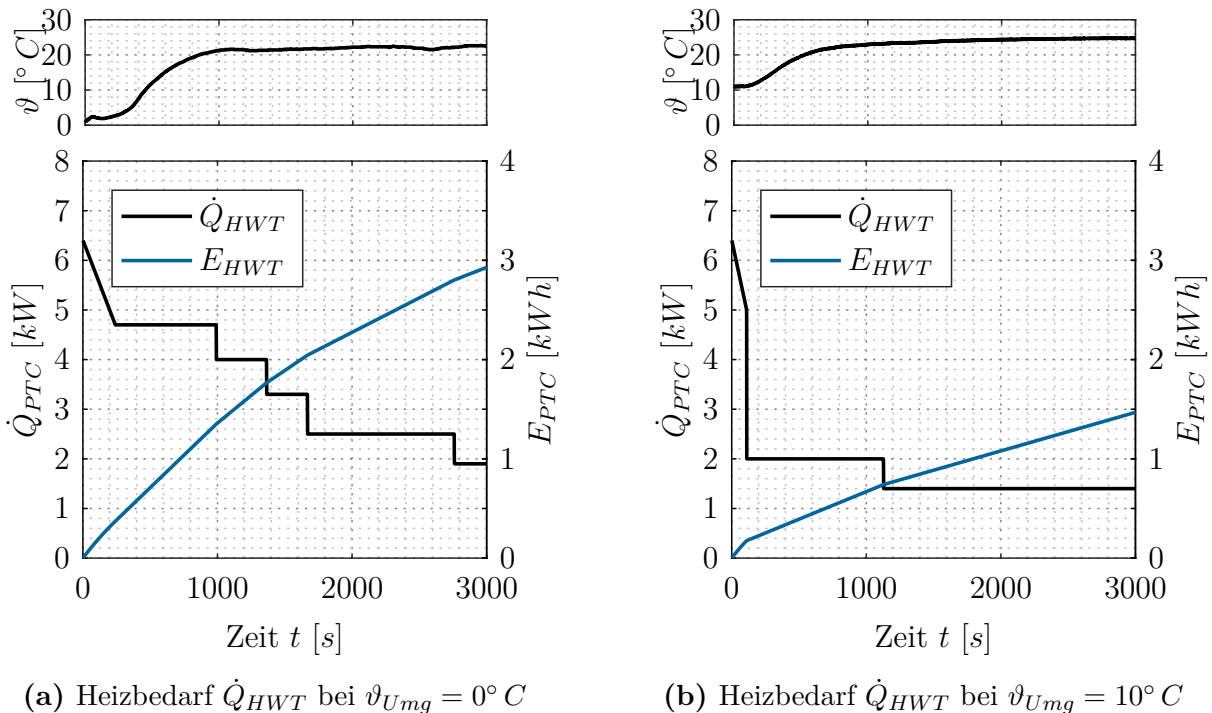
Zur Bestimmung des Heizbedarfs eignet sich eine Aufheizung des Fahrzeuginnenraums im Fahrzeugstillstand⁵⁷⁾ über den elektrischen Hochvolt-Zuheizer. Dazu wird das Fahrzeug bei der entsprechenden Temperatur von $0^\circ C$ respektive $10^\circ C$ vorkonditioniert. Tiefere Temperaturniveaus werden aufgrund der maximalen PTC-Dauerleistung von $P_{PTC,max} = 5 kW$ nicht betrachtet, da eine vergleichbare Innenraumaufheizung nicht mehr rein elektrisch dargestellt werden kann. Hier ist ein Motorlauf zwangsläufig notwendig, um den Komfortansprüchen an die Klimatisierung zu genügen. Wie der Detailansicht von Abbildung 6.1 zu entnehmen ist, kann die Heizleistung über Gleichung (6.1) bestimmt werden

$$\dot{Q}_{HWT} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta. \quad (6.1)$$

Der Volumenstrom \dot{V} sowie die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ können dabei direkt messtechnisch erfasst werden. Die Dichte ρ des Kühlmittels sowie dessen spezifische Wärmekapazität c_p können in Abhängigkeit der Kühlmittelzusammensetzung als Funktion der Temperatur aus Datenblättern ermittelt werden. Der HV-PTC kann prinzipbedingt, durch das Zu- und Ab-

⁵⁷⁾ Aufgrund der späteren Betrachtung individueller Fahrprofile soll der Einfluss des konvektiven Wärmeübergangs durch die Fahrzeuggeschwindigkeit vernachlässigt werden. Diese würde zu einer entsprechend höheren Heizleistung führen, was in der vorliegenden Arbeit durch verschiedene Umgebungstemperaturen berücksichtigt wird.

schalten von Heizsteinen, nur stufenweise geregelt werden. Dadurch ergeben sich aufgrund des mit der Temperatur der individuellen Heizsteine ansteigenden Widerstands hohe Einschaltströme, die sich auch im Temperaturverlauf widerspiegeln. Zusätzlich unterliegt die messtechnische Erfassung lokalen Schwankungen, sodass die Signale im Nachgang gefiltert und aufbereitet wurden. Die Ergebnisse sind für die betrachteten Umgebungstemperaturen von $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$ und $\vartheta_{Umg} = 10^\circ C$ in Abbildung 6.2 zu sehen. Die eingestellte Zieltemperatur des Innenraums beträgt in jedem Fall $22^\circ C$.



(a) Heizbedarf \dot{Q}_{HWT} bei $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$

(b) Heizbedarf \dot{Q}_{HWT} bei $\vartheta_{Umg} = 10^\circ C$

Abbildung 6.2: Gefilterte Heizleistungs- und Energiebedarfe $\dot{Q}_{HWT}(t)$ bzw. $\dot{E}_{HWT}(t)$ für eine Standaufheizung des Fahrzeuginnenraums bei Umgebungstemperaturen von $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$ (links) und $\vartheta_{Umg} = 10^\circ C$ (rechts)

Im Falle einer Außentemperatur um den Gefrierpunkt dauert die instationäre Aufheizung des Fahrgastinnenraums in den eingeregelt Zustand etwa 18 Minuten - dafür wird eine Energie von $1,5 kWh$ benötigt. Um die eingeregelt Temperatur halten zu können ist eine mittlere Heizleistung von $2,5 kW$ am HWT bereitzustellen. Bei einer Umgebungstemperatur von $10^\circ C$ wird die eingestellte Innenraumtemperatur bereits nach etwa 12 Minuten durch einen Energieeinsatz von $0,4 kWh$ erreicht. Stationär werden in diesem Fall ca. $1,25 kW$ zum Halten des eingeregelt Temperaturniveaus bei $22^\circ C$ benötigt.

In einem nächsten Schritt soll als Bestandsaufnahme die Vermessung des Versuchsträgers in einem Fahrzyklus (WLTC) betrachtet werden. In einem CD-Betrieb kann dabei der rein elektrische Energiebedarf zum Aufheizen des Fahrzeugs im WLTC dem mittels Standaufheizung bestimmten Heizbedarf gegenübergestellt werden. Darüber hinaus zeigt sich im CS-Betrieb

die Aufteilung der benötigten Energie zwischen HV-PTC und VM in einer im Fahrzeug implementierten, regelbasierten Referenzstrategie.

6.1.3 Regelbasierte Betriebsstrategie im CD-/CS-Betrieb

Für einen Vergleich der Energiebereitstellung E_{HWT} am Heizwärmetauscher für die Innenraumaufheizung im CD- und CS-Betrieb wird jeweils ein WLTC bei einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{Umgebung} = 0^\circ C$ betrachtet. Die obere Grafik in Abbildung 6.3 zeigt in blau den SOC-Verlauf für einen rein elektrischen Fahrbetrieb im CD-Betrieb. In der unteren Grafik ist zu sehen, dass der PTC in diesem Fall über den gesamten Zyklus aktiv ist und im kleineren HKL den Wärmestrombedarf $\dot{Q}_{HWT}(t)$ am HWT deckt. Dazu wird ein bestimmtes Temperaturniveau von etwa $70^\circ C$ eingeregelt (siehe blaue CD, HKL-Linie in der unteren Grafik von Abbildung 6.3). In der rechten Grafik zeigt sich der kumulierte Energiebedarf E_{HWT} am Heizwärmetauscher, der im CD-Betrieb gänzlich durch den elektrischen PTC-Zuheizung gedeckt wird. Für einen WLTC bei einer Umgebungstemperatur von $0^\circ C$ beträgt dieser in etwa $2 kWh$, was sich mit Abbildung 6.2a (abgelesen für $t = 1800 s$) deckt. Der Einfluss des zusätzlichen, konvektiven Wärmeübergangs aufgrund der Fahrzeuggeschwindigkeit kann vernachlässigt werden.

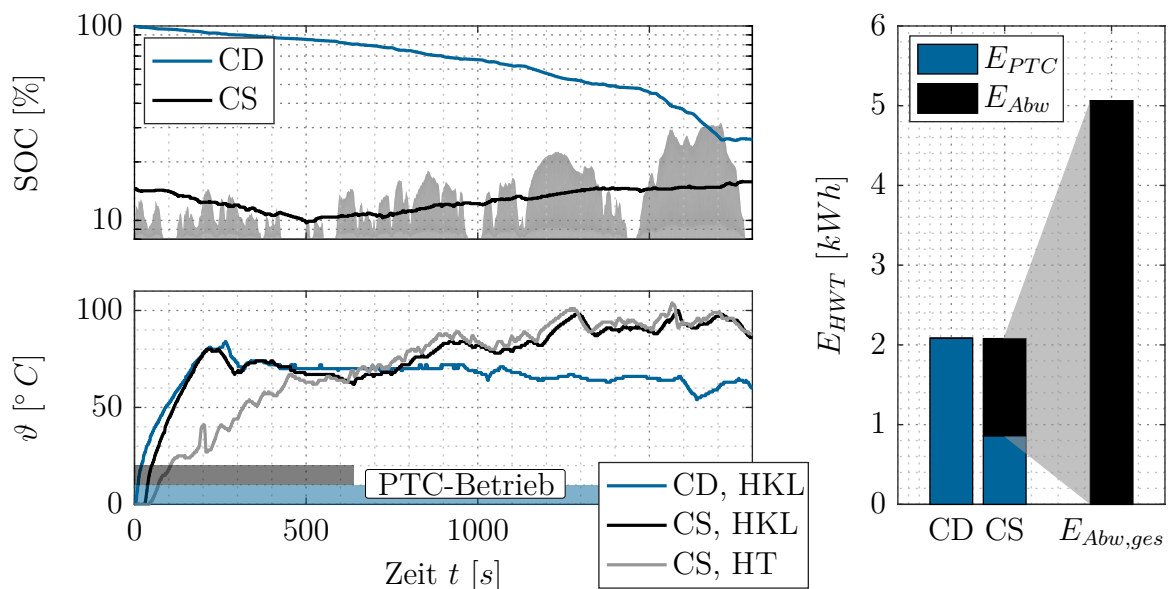


Abbildung 6.3: Vergleich des WLTC Zertifizierungszyklus im CD-/CS-Betrieb mit zusätzlichem Heizbedarf bei einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{Umgebung}$ von $0^\circ C$. Vergleich der SOC-Trajektorien (oben links), des PTC-Betriebs sowie der Temperaturen im HT- und HKL-Kreislauf (unten links), sowie der Energiebedarf E_{HWT} am Heizwärmetauscher verglichen mit der durch den VM zur Verfügung stehenden Abwärmeenergie $E_{Abw,ges}$ (rechts)

Zusätzlich zeigt Abbildung 6.3 den gleichen Fahrzyklus unter reproduzierbaren Randbedingungen im CS-Betrieb mit einem ausgeglichenen Ladezustand bei 15 % SOC. Wie der unteren Grafik zu entnehmen ist, wird zunächst der HKL über den PTC aufgeheizt. Der Temperaturanstieg (schwarze CS, HKL-Linie) ist vergleichbar zu dem im CD-Betrieb. Durch den intermittierenden Betrieb des VM steigt auch die Temperatur im HT-Kreislauf an (graue CS, HT-Linie). Durch den hohen EF-Anteil aufgrund der geringen Anforderungsleistungen innerhalb der ersten 500 Sekunden sowie durch den hohen Heizbedarf sinkt der Ladezustand der Batterie signifikant ab. Bei etwa $t = 600 \text{ s}$ überschreitet die Temperatur im HT-Kreislauf die des HKL. Das HSV wird geöffnet und der PTC wird kurz darauf abgeschaltet. Wie der oberen Grafik zu entnehmen ist erholt sich der energetische Zustand der HV-Batterie durch progressives Nachladen in den anschließenden verbrennungsmotorischen Phasen. In Hinblick auf die Energiebilanz am HWT zeigt sich ein nahezu identischer Energiebedarf am HWT E_{HWT} von in etwa 2 kWh . Zu Beginn des Zyklus wird der höchste Energiebedarf für die initiale Aufheizung des Innenraums benötigt und mit einem Anteil von fast $0,8 \text{ kWh}$ innerhalb der ersten 600 Sekunden durch den HV-PTC gedeckt. Anschließend übernimmt der VM die Wärmebereitstellung - diese Aufteilung ist der rechten Grafik für den CS-Betrieb zu entnehmen.

Betrachtet man des Weiteren die insgesamt durch den VM zur Verfügung stehende Abwärmeenergie⁵⁸⁾ $E_{Abw,ges}$ übersteigt diese den Energiebedarf E_{HWT} am Heizwärmetauscher deutlich. Mit etwa 5 kWh könnte die gesamte, für die Aufheizung der Fahrgastzelle benötigte Energie durch den VM bereitgestellt werden. Dies ist im vorliegenden Beispiel jedoch nicht möglich, da der größte Heizleistungsbedarf zu Beginn des Fahrprofils vorliegt, die größte Abwärmeleistung jedoch erst zum Ende des Zyklus.

Dieser Problemstellung soll im Folgenden mit Optimierungsrechnungen begegnet werden, um ein Verbesserungspotential im Hybridantriebsstrang aufzuzeigen, in welchem der VM in gewissen Teilen entkoppelt von der Fahrenforderung betrieben wird. Somit kann der Betrieb an den Heizbedarf im Innenraum angepasst werden. Hierbei wird ausschließlich der CS-Betrieb betrachtet.

6.2 Optimierungsbasierte Potentialabschätzung

Im Rahmen der quasistationären Modellierung, bedingt durch das in Kapitel 4 gewählte und implementierte Optimierungsverfahren, werden an dieser Stelle Annahmen getroffen und vereinfachte Darstellungen verwendet. Außerdem soll gewährleistet sein, dass für die folgenden Betrachtungen die Qualität der Innenraumaufheizung unverändert bleibt, um einen identi-

⁵⁸⁾Zur Bestimmung der verbrennungsmotorischen Abwärme wird die Temperaturdifferenz am Motor gemessen und analog zu Gleichung (6.1) die Abwärmeleistung \dot{Q}_{Abw} bestimmt.

schen Heizkomfort sicherzustellen und eine objektive Bewertung des Kraftstoffpotentials zu ermöglichen. Durch eine anschließende, experimentelle Validierung soll diesen Vereinfachungen Rechnung getragen werden.

In Anlehnung an die thermische Vermessung des Fahrzyklus in Abbildung 6.3 wird angenommen, dass der HKL auf ein gewisses Temperaturniveau eingeregelt wird, um die entsprechende Temperierung des Innenraums zu erzielen. Dieses Temperaturniveau entspricht $70^\circ C$ bei einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$ und $55^\circ C$ bei $\vartheta_{Umg} = 10^\circ C$. Solange die Temperatur im HT-Kreislauf unterhalb dieser Schwelle liegt, wird dieses Temperaturniveau durch den HV-PTC bei geschlossenem HSV sichergestellt. Überschreitet die HT-Temperatur die eingeregelt Temperatur im HKL, kann das HSV geöffnet und der PTC abgeschaltet werden. Wie bereits dargelegt sind für die Implementierung innerhalb der Dynamischen Programmierung einfache, rechenzeitoptimierte Modelle erforderlich. Für die bisherigen Untersuchungen war dabei die in Abschnitt 3.2.2.1 modellierte Motoröltemperatur für den Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch entscheidend. Für den hier betrachteten Vergleich der Temperaturdifferenz zwischen HT- und HKL-Kreislauf wird jedoch die Motorkühlwassertemperatur ϑ_{KW} benötigt. Zur vereinfachten Modellierung wird sich die Kopplung von Motoröl- und Motorkühlwasserkreislauf über den Motoröl-Wasser-Wärmetauscher (vgl. Abbildung 3.2) zunutze gemacht. Abbildung 6.4 zeigt die Korrelation zwischen der Motoröltemperatur ϑ_{VM} und

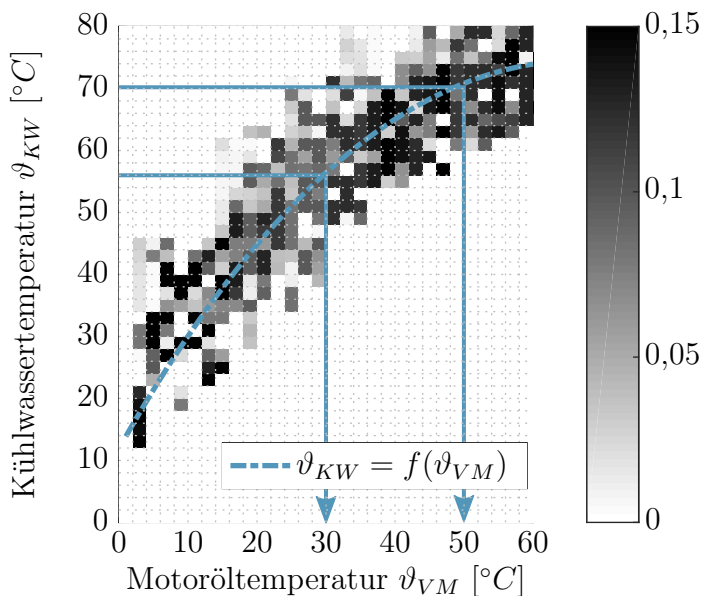


Abbildung 6.4: Korrelation $\vartheta_{KW} = f(\vartheta_{VM})$ zwischen der Motoröltemperatur ϑ_{VM} und der Kühlwassertemperatur ϑ_{KW} als Häufigkeitsverteilung normiert auf die jeweilige Motoröltemperatur

der Kühlwassertemperatur ϑ_{KW} für die zur Validierung im Rahmen von Kapitel 3 verwendeten, 20 Realfahrtmessungen bei verschiedensten Umgebungstemperaturen. Die gezeigten Häufigkeitsverteilungen sind jeweils auf die konstante Motoröltemperatur normiert, sodass die Legende die relative Häufigkeitsverteilung des Kühlwassers bei konstanter Motoröltemperatur zeigt. Aufgrund der eingezeichneten Korrelation $\vartheta_{KW} = f(\vartheta_{VM})$ soll im Folgenden

angenommen werden, dass der VM bei einer Motoröltemperatur von $\vartheta_{VM} = 30^\circ C$ eine Temperatur von $55^\circ C$ und respektive $70^\circ C$ bei einer Motoröltemperatur von $\vartheta_{VM} = 50^\circ C$ erreicht haben wird. Diese Grenztemperatur soll für die folgenden Betrachtungen somit wie folgt definiert werden:

$$\vartheta_{VM,Grenz} = \begin{cases} 50^\circ C, & \vartheta_{Umg} = 0^\circ C \\ 30^\circ C, & \vartheta_{Umg} = 10^\circ C \end{cases} \quad (6.2)$$

6.2.1 Simulationsrandbedingungen

Um das Kraftstoffpotential einer auf die Innenraumaufheizung im Warmlauf adaptierten Betriebsstrategie unabhängig von der Güte einer regelbasierten Strategie bewerten zu können, soll auch hier eine optimierte Betriebsstrategie als Referenz dienen. Des Weiteren wird wieder auf die Auswahl der in Tabelle 5.1 definierten, 13 repräsentativen Fahrprofile zurückgegriffen. Betrachtet werden die Umgebungstemperaturen von $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$ und $\vartheta_{Umg} = 10^\circ C$, sodass die Fahrprofile um die in Abbildung 6.2 gezeigten Heizleistungsbedarfe $\dot{Q}_{HWT}(t)$ erweitert werden. Solange die Motortemperatur unter der zuvor definierten Grenztemperatur $\vartheta_{VM,Grenz}$ liegt, wird die Heizleistung elektrisch durch den HV-PTC gedeckt. Übersteigt die Motoröltemperatur die Grenztemperatur ($\vartheta_{VM} > \vartheta_{VM,Grenz}$), wird der elektrische Zuheizenergieerzeuger ausgeschaltet und die Heizleistung entsprechend als Wärmesenke in der Energiebilanz des VM (vgl. Gleichung (3.2)) berücksichtigt.

Alle zuvor betrachteten Komponententemperaturen (VM, HV-Batterie, Automatikgetriebe) werden innerhalb des Warmlaufs mit berücksichtigt und dem individuellen Einfluss analog zur gesamtheitlichen Betrachtung des Warmlaufs (vgl. Abschnitt 5.4) Rechnung getragen. Zusätzlich werden die in Abschnitt 3.2 experimentell bestimmten Zustartkosten des VM berücksichtigt. Mit der *Referenz* und *Optimierung* werden im Folgenden die gewählten Ansätze der Berücksichtigung des Heizbedarfs innerhalb der Optimierung vorgestellt, die fortan verglichen werden:

Referenz: Es wird der Fall betrachtet, dass die Auslegung der Betriebsstrategie unter Vernachlässigung des Heizbedarfs stattfindet und sich dieser durch den Betrieb des Fahrzeugs bei kalten Temperaturen als zusätzliche NV-Last ergibt. Die NV-Last in Form des PTC-Heizbedarfs wird als Eingangsgröße für die Optimierung vorgegeben. Die Temperatur, bei der das HSV umgeschaltet wird ist jedoch unbekannt, da die Nebenverbraucherlast wiederum das Ergebnis der Optimierung beeinflusst. Somit wird zunächst ein initialer Zeitpunkt t_1 geschätzt, bei dem die Motoröltemperatur ϑ_{VM} die Grenztemperatur $\vartheta_{VM,Grenz}$ übersteigt haben sollte. Für $t < t_1$ wird dann das Profil $\dot{Q}_{HWT}(t)$ als elektrischer NV vorgegeben. Daraufhin wird die optimale Betriebsstrategie durch die Dy-

namische Programmierung bestimmt. Ab dem Zeitpunkt t_1 kann die Abwärme des VM zur Deckung des Heizbedarfs genutzt werden. Stellt sich heraus, dass der VM die Grenztemperatur zum Zeitpunkt t_1 noch nicht überschritten hat, so wird der Zeitschritt über ein Newton-Verfahren im Folgenden neu bestimmt. Dies wird solange wiederholt, bis schließlich derjenige Zeitpunkt t_n gewählt wurde, der mit dem Überschreiten der Grenztemperatur einhergeht. Auf diese Weise kann die optimierte Lösung den Zeitpunkt, ab dem der PTC abgeschaltet werden kann, nicht direkt beeinflussen.

Optimierung: In der Optimierung findet die Umschaltung zwischen HV-PTC und Motorabwärme zur Deckung des Heizbedarfs $\dot{Q}_{HWT}(t)$ über einen trivialen Temperaturvergleich zwischen ϑ_{VM} und $\vartheta_{VM,Grenz}$ statt. Auf diese Weise führt eine schnellere Aufheizung des VM durch höhere Motorlaufzeiten bzw. eine höhere LPV zu einer früheren Umschaltung des Heizschlussventils und somit zu einer früheren Nutzung der verbrennungsmotorischen Abwärme.

Bei der Betrachtung der kraftstoffoptimalen Betriebsstrategie hat sich bislang herausgestellt, dass es selbst unter Betrachtung des verbrennungsmotorischen Warmlaufs nicht effizient ist, den VM im Stand zu betreiben. Vereinzelt, sehr kurze Rekuperationsphasen in Verbindung mit den Kosten für ein erneutes Zustraten des VM können darüber hinaus genutzt werden, um durch einen befeuerten Schub mit LPV die HV-Batterie zu laden (vgl. Abbildung 5.13). Bei der Betrachtung der Innenraumaufheizung ist diese Thematik neu zu bewerten. Dies wird jedoch gesondert betrachtet, sodass im Folgenden zunächst ein Motorlauf im Stand bzw. während der Rekuperation über die Randbedingungen der Dynamischen Programmierung ausgeschlossen wird. In Abschnitt 6.2.3 wird dann die LPV im Stand bzw. im Schubbetrieb bei gleichzeitiger Rekuperation abgebildet und bewertet.

6.2.2 Ergebnisse der Potentialbewertung

Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.5 individuell für jedes Fahrprofil und die betrachteten Umgebungstemperaturen von $0^\circ C$ sowie $10^\circ C$ dargestellt. Zu sehen ist jeweils die Differenz des Kraftstoffverbrauchs $\Delta m_{KS,norm}$ zwischen der Referenz und der Optimierung normiert auf den Kraftstoffverbrauch im Warmlauf des VM. Die Normierung wurde auch hier gewählt, um eine Vergleichbarkeit zwischen den Fahrzyklen, unabhängig von der Länge des Fahrprofils, zu erreichen. Die höchsten Potentiale ergeben sich für die Zertifizierungszyklen WLTC und NEFZ mit 10 – 13 % bei einer Umgebungstemperatur von $0^\circ C$ sowie mit 8 – 10 % bei $\vartheta_{Umg} = 10^\circ C$. Über die Stadt- und Überlandprofile sowie Autobahnzyklen hinweg stellen sich normierte Kraftstoffeinsparpotentiale von 3 – 7 % bei Temperaturen um den Gefrierpunkt und 1 – 3 % für $\vartheta_{Umg} = 10^\circ C$ ein. Im unteren Bereich der Grafik wird dem Verbrauchspotential die Einsparung im elektrischen Energiebedarf am HV-PTC ΔE_{PTC} gegenübergestellt.

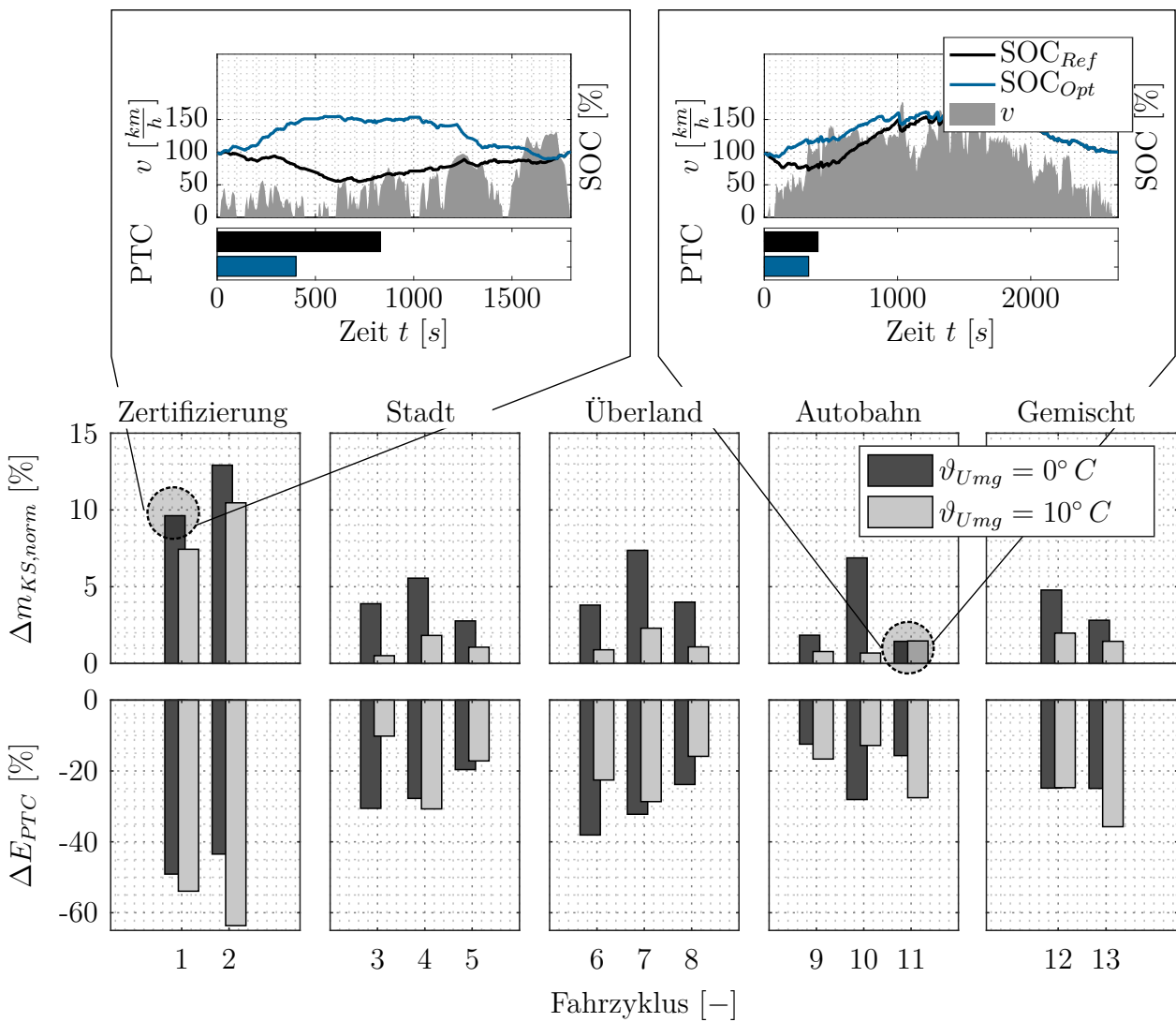


Abbildung 6.5: Fahrzyklusindividuelle Darstellung des Kraftstoffeinsparpotentials $\Delta m_{KS,norm}$ zwischen Referenz und Optimierung bei zwei verschiedenen Umgebungstemperaturen und die Korrelation zur Reduktion im Energiebedarf E_{PTC} . Die Detailansichten zeigen den Einfluss der jeweiligen Betriebsstrategie für Fahrprofil 1 (links) und Fahrprofil 10 (rechts)

Hier zeigt sich erwartungsgemäß ein Zusammenhang - je mehr Heizenergie E_{HWT} im Vergleich zur Referenz über verbrennungsmotorische Abwärme gedeckt und folglich nicht über den HV-PTC bereitgestellt werden muss, desto höher ist auch das Einsparpotential im Kraftstoffverbrauch.

Um die deutlichen Potentiale der Zertifizierungszyklen näher zu betrachten zeigt Abbildung 6.5 zusätzlich für zwei verschiedene Fahrprofile die SOC-Trajektorien und die Phasen, in denen der HV-PTC zur Deckung des Heizbedarfs dient. Fahrprofil 1 zeigt den WLTC, in dem der Anfangsbereich geringer Leistungsanforderung hauptsächlich elektrisch gefahren wird und der Ladezustand zusätzlich durch den HV-PTC deutlich abfällt (vgl. SOC_{Ref} in

der Detailansicht von Abbildung 6.5). Ab Sekunde 600 wird dann über eine stärkere LPV in der Überlandphase die HV-Batterie nachgeladen, sodass der Ladezustand steigt. Dieses Verhalten deckt sich mit der im Fahrzeug implementierten, regelbasierten Betriebsstrategie (vgl. Abbildung 6.3). Die blaue SOC-Trajektorie (SOC_{Opt}) gibt Aufschluss über die Betriebsstrategie der optimierten Lösung. Hier wird gerade zu Beginn des Fahrprofils der VM bereits bei geringen Anforderungsleistungen zugestartet und über eine erhöhte LPV der Ladezustand der HV-Batterie angehoben. Durch die hohen Leistungen am VM trägt dieser durch die damit einhergehenden, hohen Abwärmeleistungen signifikant mehr Energie ins Kühlmittel ein. Bereits nach ca. 400 s wird der elektrische Zuheizung nicht mehr zur Bereitstellung der Heizleistung $\dot{Q}_{HWT}(t)$ benötigt. Die Energie zur Innenraumaufheizung $\dot{Q}_{HWT}(t)$ wird im weiteren Verlauf effizient über den verbleibenden Fahrzyklus hinweg eingesetzt, wenn die eingeregelt Temperatur über deutlich weniger Abwärme gehalten werden kann. Mit Blick auf die Energiebilanzen für den WLTC (vgl. Abbildung 6.6) zeigt sich für die optimierte Strategie eine erhöhte Energiewandlung über den elektrischen Pfad. Bei gleichbleibendem Rekuperationsanteil wird der Anteil an elektrischer Energie durch LPV um etwa 10 % erhöht. Dadurch sinkt der den Verlusten zugeschriebene Energieanteil für den HV-PTC um ca. 50 %. Die zusätzlich zur Verfügung stehende Energie in der HV-Batterie kann gerade in der zweiten Hälfte des Fahrprofils für einen erhöhten EF-Anteil eingesetzt werden. Wie Abbildung 6.6b zu entnehmen ist wird sogar ein kleiner Anteil für eine Absenkung des verbrennungsmotorischen Lastpunkts eingesetzt, um über den Zyklus hinweg eine ausgeglichene Ladebilanz zu gewähren.

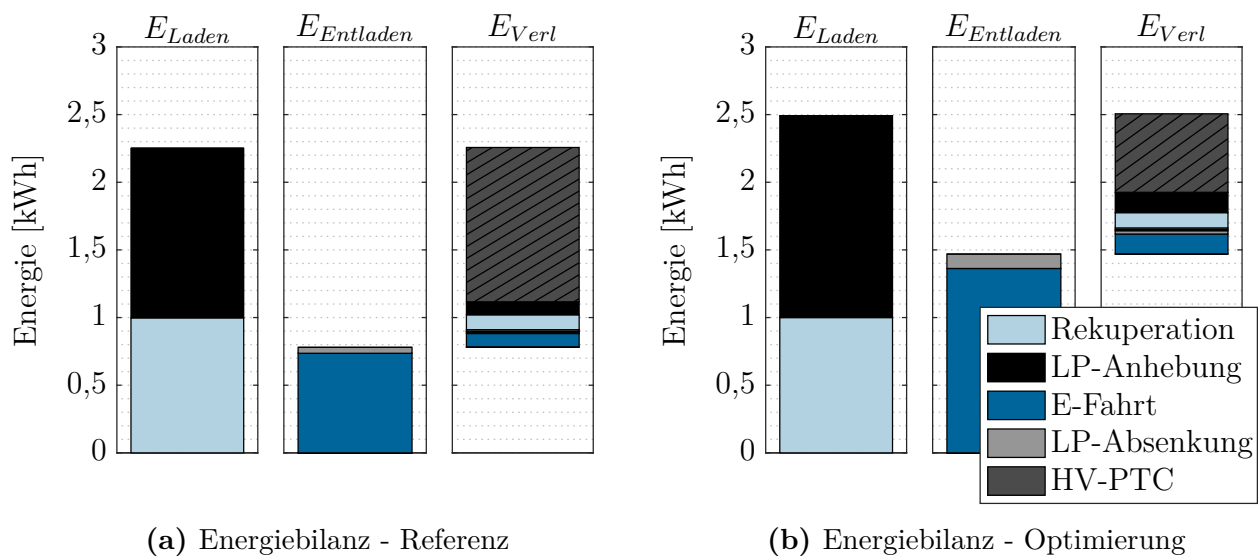


Abbildung 6.6: Energiebilanzen für die optimale Betriebsstrategie im WLTC für den Referenzfall (links) und die optimierte Strategie unter Einbezug des Einflusses der Betriebsstrategie auf die Aufheizung (rechts)

Der WLTC zeigt mit der zeitlichen Asynchronität zwischen Vortriebs- und Heizbedarf ein gutes Beispiel dafür, wie diese durch den Freiheitsgrad der Drehmomentaufteilung in Einklang gebracht werden können. Durch ein Puffern der überschüssigen Energie in der HV-Batterie kann dem Energiebedarf durch eine adäquate Abwärmebereitstellung nachgekommen werden und das Zusammenspiel der Antriebsaggregate im Vergleich zur Referenz deutlich verbessert werden. Dabei ist jedoch stets der optimale Kompromiss zwischen der zusätzlichen Wärmebereitstellung und den elektrischen Verlusten durch das Wandeln der hohen Energieströme zu finden.

Im Gegenteil dazu zeigt Abbildung 6.5 in der rechten Detailansicht ein weiteres Beispiel, bei dem das Potential durch eine optimierte Betriebsstrategie mit 2% wesentlich geringer ausfällt. Hier liegt gleich zu Beginn eine deutlich höhere Leistungsanforderung bei zugleich geringerer Stillstandszeit vor. Zwar gibt die Referenzstrategie in den ersten 200 – 300 s noch vermehrt elektrische Energie für EF frei, jedoch wird in den Phasen des VM-Betriebs im Vergleich zum WLTC schon deutlich mehr Abwärme produziert, sodass der HV-PTC bereits nach etwa 400 s nicht mehr zur Aufheizung benötigt wird. In diesem Fall sinkt das Potential der optimierten Strategie, da sich der hohe Energiebedarf zur Aufheizung mit dem der Fahraufgabe deckt. Durch eine gesteigerte LPV kann zwar zu Beginn des Profils eine schnellere Aufheizung erreicht werden, jedoch ist dem unteren Diagramm von Abbildung 6.5 zu entnehmen, dass nur mehr 20% des ohnehin deutlich geringeren Energiebedarfs E_{PTC} eingespart werden können. Es besteht also eine signifikante Abhängigkeit des Kraftstoffeinsparpotentials von der Fahraufgabe, wobei im Mittel Einsparungen von 3 – 7% für $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$ sowie 2 – 3% für $\vartheta_{Umg} = 10^\circ C$ bezogen auf den Warmlauf ausgewiesen werden können.

6.2.3 Laden im Stand & befeuerter Schub

In den vorangegangenen Untersuchungen zum Aufheizverhalten der verschiedenen Antriebskomponenten (Kapitel 5) hat sich herausgestellt, dass auch bei kalten Motoröltemperaturen ein Betrieb des VM im Stillstand oder während der Rekuperation innerhalb des hier betrachteten Antriebsstrangs nicht effizient ist (vgl. Abbildung 5.13). Erst bei der Berücksichtigung der verbrennungsmotorischen Startkosten werden kurze Schub- und Rekuperationsphasen für LPV genutzt, um den VM nicht erneut starten zu müssen (vgl. Abbildung 3.17a). Wird zusätzlich die Thematik der Innenraumaufheizung betrachtet, so hat sich im vorherigen Abschnitt gezeigt, dass das schnelle und zugleich effiziente Erreichen einer gewissen Grenztemperatur im Kühlmittel vorteilhaft ist um die Gesamteffizienz über das Fahrprofil hinweg zu steigern. Daher wird hier der Einfluss von VM-Laufzeiten im Stillstand sowie eines befeuerten Schubs mit zusätzlicher LPV während der Rekuperation gesondert untersucht. In Abhängigkeit des betrachteten Fahrprofils ist davon auszugehen, dass dies wesentlich dazu

beiträgt, den Wärmeeintrag ins Kühlmittel zu steigern. Hierfür wird angenommen, dass die LPV uneingeschränkt innerhalb der Drehmomentgrenzen der Antriebskomponenten realisiert werden kann. In Bezug auf den motorischen Betrieb im Stillstand wird die Annahme getroffen, dass das Automatikgetriebe kraftfrei geschaltet werden kann, sodass die Verluste im Drehmomentwandler bei geschlossener KÜB minimal ausfallen. Aus Komfort- und NVH-Gründen wird im Stillstand eine Drehzahlanhebung auf maximal $1200 \frac{1}{min}$ zugelassen und die LPV auf $80 Nm$ beschränkt.

Abbildung 6.7 zeigt in grau den zuvor herausgestellten Vorteil einer optimierten Betriebsstrategie unter Einbezug der Innenraumaufheizung für den Fall einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$. Der schwarze Rahmen verdeutlicht individuell für jeden der betrachte-

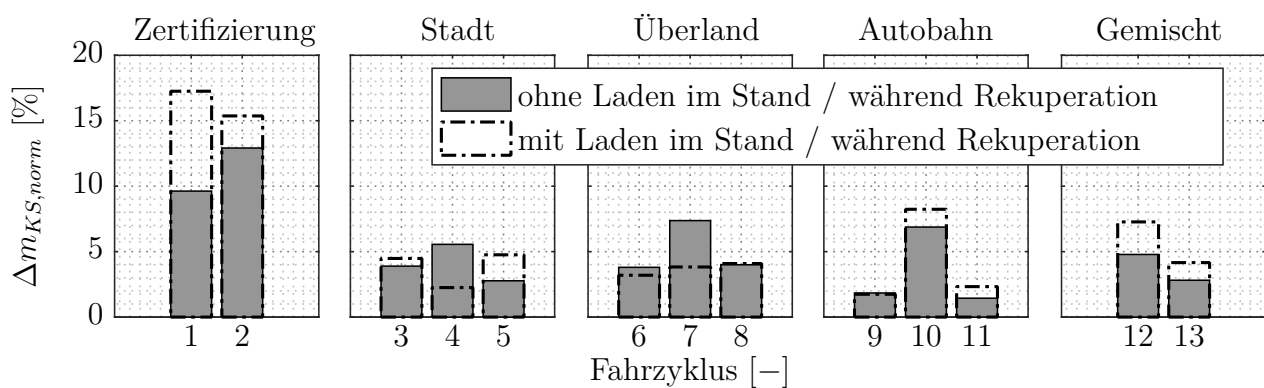
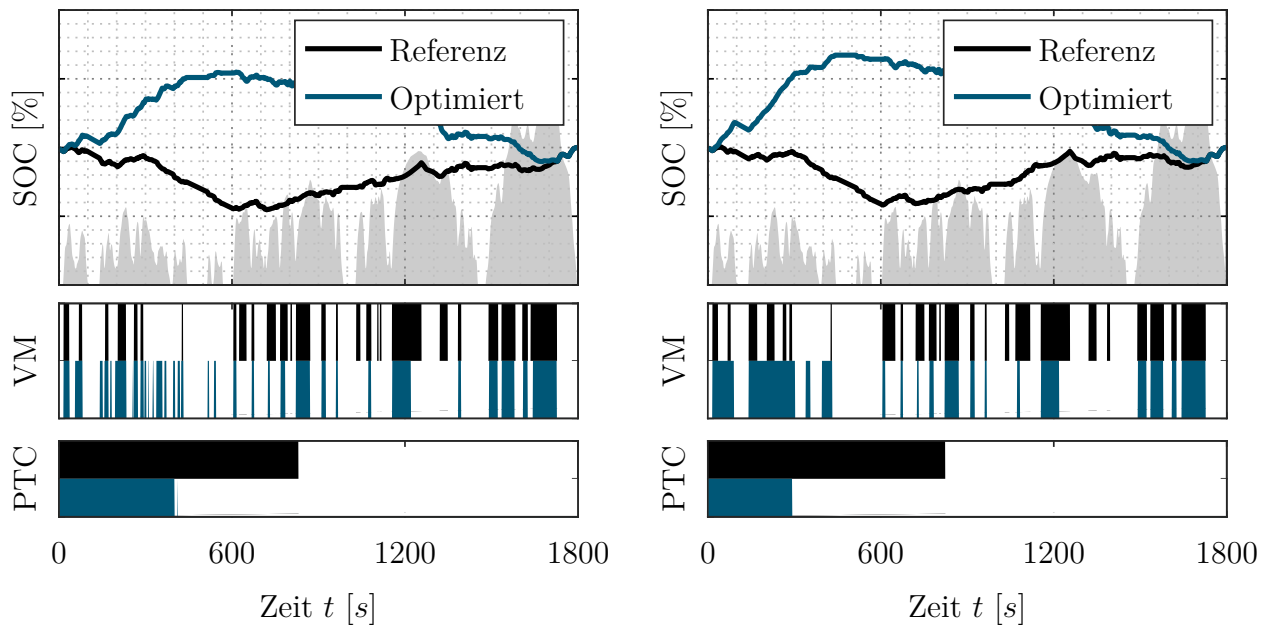


Abbildung 6.7: Fahrzyklusindividuelle Darstellung des Vorteils einer Betriebsstrategieanpassung im Warmlauf $\Delta m_{KS,norm}$ mit und ohne Berücksichtigung einer LPV in Stillstandszeiten sowie während Schub- und Rekuperationsphasen

ten Fahrzyklen den normierten Verbrauchsvorteil bei einer Berücksichtigung der LPV im Stillstand sowie während einer Schub- oder Rekuperationsphase. Mit dem Fokus auf den Zertifizierungszyklen zeigt sich, dass die Gesamteffizienz, normiert auf die Warmlaufphase des VM, nochmals signifikant angehoben werden kann. Während der Vorteil mit 18% im WLTC fast verdoppelt werden kann, zeigt sich im NEFZ eine Steigerung des Potentials von etwa 13% auf 15%. Über die weiteren Fahrzyklen hinweg fällt der Vorteil zumeist deutlich geringer aus. Konträr zeigen sich die Fahrprofile 8 und 9, in denen es zu keiner weiteren Steigerung kommt. Auffällig sind bei dieser Betrachtung das Stadtprofil 4, sowie die Überlandprofile 6 und 7, in denen die zusätzliche Modellierung gar zu einer Verschlechterung des gezeigten Verbrauchspotentials führt. Dies ist damit zu begründen, dass auch die Referenz mit der zusätzlichen Berücksichtigung einer LPV im Stand sowie während Rekuperationsphasen bestimmt wird. Wie zuvor angedeutet, ist es in diesen Fällen unter der Berücksichtigung von Zustartkosten für das Starten des VM effizient solche Phasen, in denen der Motor aufgrund von kurzen Schub- und Rekuperationsphasen nicht ausgeschaltet wird,

zum Laden der HV-Batterie über LPV zu nutzen. Insgesamt ergeben sich die zusätzlichen Potentiale zur Reduzierung des Gesamtverbrauchs in erster Linie durch die zusätzliche LPV während der Rekuperationsphasen, wodurch der zur Abschaltung des HV-PTCs erforderliche Wärmeeintrag viel früher bereitgestellt werden kann. Eine LPV im Leerlauf wird durch die Optimierung ausschließlich im NEFZ gewählt, der aufgrund des niedrigen Lastprofils gekoppelt mit langen Stillstandsphasen zu Beginn des Zyklus die größten Nachteile zeigt. Hier wird der VM in den ersten zwei Stillstandsphasen betrieben, um die Grenztemperatur so viel früher erreichen zu können, dass die dadurch eingesparte Energie des elektrischen Zuheizers den Kraftstoffaufwand für die zusätzliche LPV im Stillstand übersteigt.

Die Änderung der Betriebsstrategie soll anhand des WLTC-Profiles in Abbildung 6.8 veranschaulicht werden. In der oberen Grafik sind die optimalen SOC-Trajektorien aufgezeigt, die



(a) Ohne Berücksichtigung von LPV im Stand und während Schub/Rekuperation

(b) Mit Berücksichtigung von LPV im Stand und während Schub/Rekuperation

Abbildung 6.8: Optimierte Betriebsstrategie im Vergleich zur Referenz mit/ohne Berücksichtigung einer LPV während der Stillstandsphasen sowie während Schub- und Rekuperationsphasen - SOC-Trajektorien, VM-Laufzeiten und Betrieb des elektrischen Zuheizers

einen Aufschluss über die Ladestrategie geben. Es zeigt sich, dass die Referenzlösung nahezu unverändert bleibt. Besonders im Bereich zwischen 300 s und 600 s ist zu erkennen, dass der VM während dem Stillstand und der Rekuperation nicht zugeschaltet wird. Mit Blick auf die blauen SOC-Trajektorien der optimierten Strategie wird bereits während der Fahrt bis zum ersten Stillstand deutlich, dass hier auch während der beiden kurzen Rekuperationsphasen über LPV die HV-Batterie geladen wird. Im Stand wird der VM in beiden Fällen ausgeschaltet, sodass der SOC-Verlauf aufgrund des elektrischen Zuheizers abfällt. In der

nächsten Fahrsituation kann dann erneut durch die zusätzliche LPV während der Rekupe-
ration deutlich stärker nachgeladen und somit mehr Abwärme ins Kühlmittel eingetragen
werden (vgl. Abbildung 6.8b). In den mittleren und unteren Grafiken ist zu erkennen, dass
der VM erst abgeschaltet wird, sobald die Grenztemperatur im Kühlwasser erreicht ist und
der PTC ausgeschaltet werden kann. Durch den kontinuierlichen VM-Lauf mit LPV kann
die Zeitspanne des elektrischen Zuheizers nochmals um 27,5 % von 400 s auf 290 s verkürzt
werden, was mit einem um 24 % reduzierten Energiebedarf einhergeht.

6.3 Experimentelle Validierung

Die in Abbildung 6.5 gezeigten Potentiale unterliegen, übertragen auf eine Umsetzung im
Fahrzeug, gewissen Einschränkungen, welche einerseits durch die Modellgüte und anderer-
seits durch das verwendete Optimierungsverfahren gegeben sind. In Hinblick auf die Model-
lierung wird über die Längsdynamik (vgl. Kapitel 3) hinaus auf die Abbildung von moto-
rischen Eingriffen wie Katalysatorheizen oder Drehzahl-/Drehmomentgradienten verzichtet.
Bedingt durch das gewählte Optimierungsverfahren wird in Abbildung 6.5 das Potential
einer global optimalen Lösung unter der Prämisse bestimmt, dass der gesamte Fahrzyklus
bekannt ist. Aus diesem Grund wird geprüft, wie die im Fahrzeug implementierte, regel-
basierte Betriebsstrategie verändert werden muss, um solche Potentiale umzusetzen sowie
mögliche Differenzen zwischen der Optimierungsrechnung und der Umsetzung in die Real-
tät bewerten zu können.

Im Folgenden wird dazu ein Zusammenhang beschrieben, der Rückschlüsse auf die Anpas-
sungen einer regelbasierten Betriebsstrategie zulässt. Nach einer Implementierung in der
Fahrzeugsteuerung wird die auf die Aufheizung des Fahrgastinnenraums adaptierte Betriebs-
strategie exemplarisch anhand von zwei verschiedenen Fahrprofilen auf dem Klimarollen-
prüfstand getestet und der Referenzstrategie (Serienstand) gegenübergestellt. Auftretende
Abweichungen werden anschließend aufgezeigt und diskutiert.

6.3.1 Anwendung in einer regelbasierten Betriebsstrategie

In Abschnitt 5.1.3 wurde mit Gleichung (5.6) bereits ein Zusammenhang zwischen dem Äqui-
valenzfaktor λ und dem Kraftstoffkorrekturterm f_{KS} im verbrennungsmotorischen Warmlauf
hergeleitet. Gleichmaßen sind in Abbildung 6.9 die Verläufe des Äquivalenzfaktors λ unter
Berücksichtigung der Innenraumaufheizung dem Korrekturterm f_{KS} (graue Fläche) für drei
verschiedene Fahrzyklen entsprechend einer Stadt-, einer Überland- und einer Autobahnfahrt
gegenübergestellt. Die Ergebnisse zeigen das Verhalten für eine Umgebungstemperatur von
 $\vartheta_{Umg} = 0^\circ\text{C}$, bei der sich die definierte Grenztemperatur $\vartheta_{VM,Grenz}$ nach Gleichung (6.2)

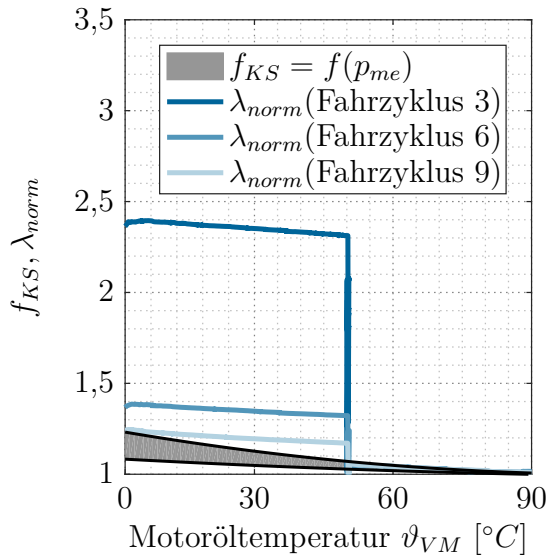


Abbildung 6.9: Zusammenhang zwischen dem Kraftstoffkorrekturfaktor f_{KS} und dem normierten Äquivalenzfaktor λ_{norm} für ein Stadt-, Überland- und Autobahnfahrprofil

zu $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ergibt. Hier ist zu sehen, dass der sich durch die Optimierungsrechnung nach Gleichung (5.4) ergebende Äquivalenzfaktor für Motoröltemperaturen unterhalb dieser Temperaturschwelle $\vartheta_{VM,Grenz}$ zunächst deutlich höher ist. Dabei wird λ umso höher, je niedriger die durchschnittliche Anforderungsleistung im Fahrprofil ist. Diese Wahl des Äquivalenzfaktors weit über den Bereich der Erhöhung des f_{KS} -Terms im Warmlauf hinausgehende Anstieg führt dazu, dass die Zustartschwelle (Grenze optimaler EF T_{EF}°) zu sehr geringen Leistungen abfällt und durch die Kennfelder T_{LPV}° eine entsprechend hohe LPV gewählt wird. Wie zuvor beschrieben und in Abbildung 6.8 dargestellt führt dies zu erhöhten VM-Laufzeiten und zur Anhebung des Ladezustands der HV-Batterie, um die zur Innenraumaufheizung benötigte Energie zu Beginn des Fahrprofils bereitzustellen. Das Überschreiten der Grenzttemperatur durch $\vartheta_{VM} > \vartheta_{VM,Grenz}$ ist in Abbildung 6.9 durch einen diskreten Sprung auf die ursprüngliche Korrelation von $\lambda \propto f_{KS}$ zu sehen. Für die anschließende Umsetzung einer daraus resultierenden Betriebsstrategie im Versuchsträger soll diese zunächst anhand des Simulationsmodells und einer sehr einfachen Form der im Fahrzeug hinterlegten Steuerung über die Kennfelder optimaler EF T_{EF}° und optimaler LPV T_{LPV}° nachgebildet und veranschaulicht werden. Wie in Abbildung 6.10 dargestellt, geht neben der Drehzahl n , den Komponententemperaturen ϑ_i sowie dem Anforderungsmoment T_{Anf} der Äquivalenzfaktor λ in die Steuerung ein. Letzterer soll in einem ersten Schritt aus der Optimierung gemäß Abbildung 6.9 vorgegeben werden. Dabei wird das WLTC-Fahrprofil gewählt, welches auch später am Rollenprüfstand exemplarisch zur Validierung vermessen wird. In Phase ① befindet sich die Motortemperatur ϑ_{VM} unterhalb der Grenzttemperatur, sodass der Äquivalenzfaktor signifikant angehoben wird (vgl. obere Grafik in Abbildung 6.11). Wie der unteren Grafik von Abbildung 6.11 zu entnehmen ist, wird dadurch die Zustartschwelle T_{EF}° soweit abgesenkt, das der VM, abgesehen von der Stillstandsphase, durchgehend betrieben wird. Zusätzlich

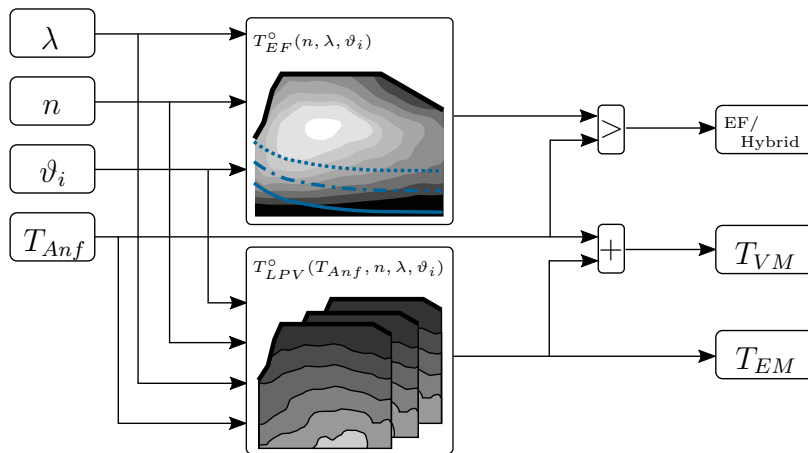


Abbildung 6.10: Schematische Darstellung einer umgesetzten, regelbasierten Betriebsstrategie mit Kennfeldern optimaler EF und LPV

führt eine signifikante LPV zu einem deutlichen Anstieg des Ladezustands (mittlere Grafik). Nach etwa 300 s überschreitet die Motortemperatur die Grenztemperaturschwelle $\vartheta_{VM,Grenz}$, was den Übergang zu Phase ② bildet. Gemäß Abbildung 6.9 wird der Parameter λ abgesenkt, sodass ab 600 s nur noch die Leistungsspitzen während der Beschleunigungen durch den VM abgedeckt werden.

6.3.2 Umsetzung im Fahrzeug

Die im vorherigen Abschnitt dargestellte Betriebsstrategie ist maßgeblich von der Wahl des Äquivalenzfaktors λ abhängig, welcher bisher zur Veranschaulichung der Funktionsweise durch die Optimierung vorgegeben wurde. Im Rahmen einer regelbasierten Betriebsstrategie wird dieser Wert häufig durch die Abweichung des Ladezustands zum Arbeitspunkt eingestellt (vgl. Abbildung 2.8). Im vorliegenden Fall wird durch den diskreten Wechsel zwischen Phase ① und Phase ② eine Änderung der Antriebssteuerung notwendig. Um für den Zweck der Validierung der Optimierungsrechnungen eine aufwendige Änderung der Fahrzeugsoftware/-steuerung zu umgehen, wurde auf die Verwendung der Arbeits- und Referenzseite der Mess-, Kalibrier- und Diagnosesoftware ETAS INCA zurückgegriffen. Dadurch ist es möglich, zeitdiskret zwischen zwei verschiedenen Datenständen umzuschalten. Somit konnten auf die Arbeitsseite EF-Grenzen und LPV-Kennfelder für ein signifikant erhöhtes λ appliziert werden, um Phase ① abzubilden. Die Referenzseite stellt eine modifizierte Form der Basisstrategie (Phase ②) bereit.

Phase ①: Wird der Wert für λ derart hoch gewählt, wie es für die verschiedenen Fahrprofile in Abbildung 6.9 dargestellt ist, führt dies immer dazu, dass die Drehmoment-schwelle T_{EF}^o auf 0 Nm absinkt. Um ein elektrisches Kriechen und ein Ausgehen des VM im Stillstand zu ermöglichen, wird die EF-Grenze hier so appliziert, dass eine Leistung von $P_{EF} = 5 kW$ für elektrisches Fahren freigegeben wird, bis es zu einem Zustart des VM kommt. Des Weiteren sind die Kennfelder der LPV im Steuergerät mit abweichenden

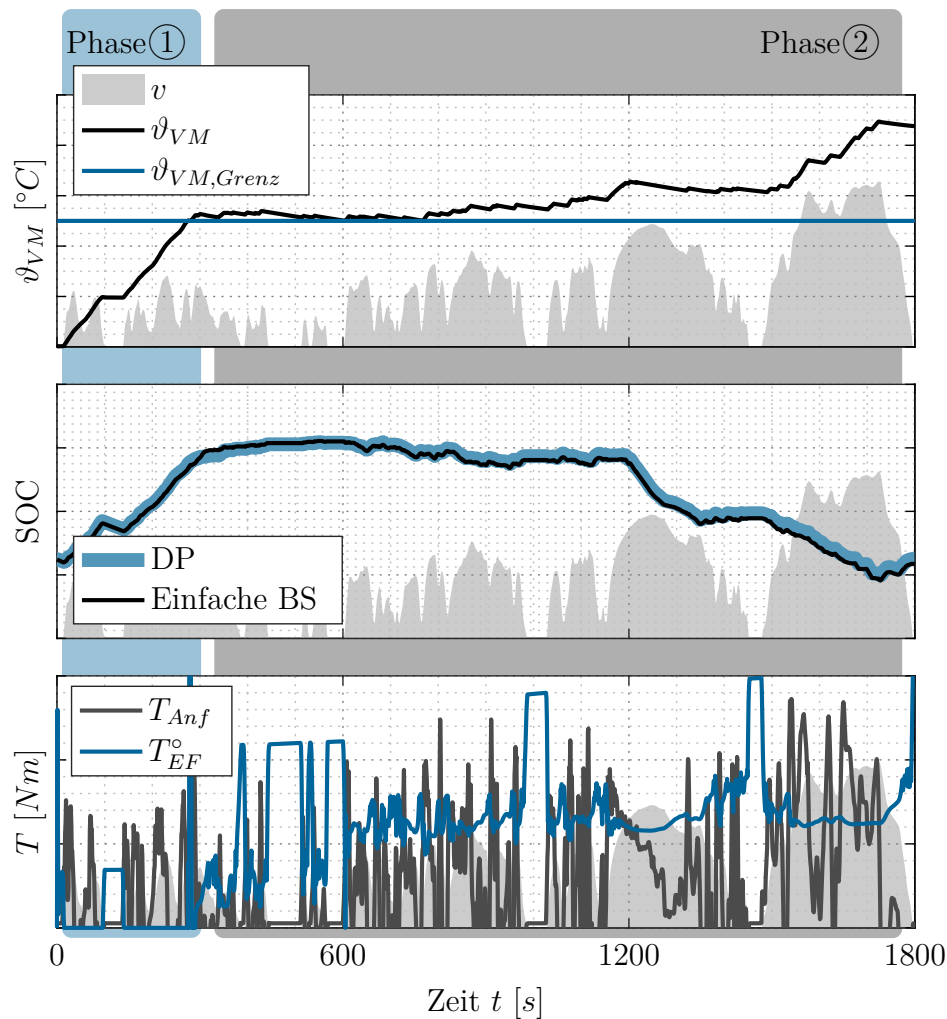


Abbildung 6.11: Auf die Innenraumaufheizung adaptierte Betriebsstrategie anhand einer einfachen Umsetzung und der Vergleich zur Optimierungsrechnung mittels dynamischer Programmierung für das WLTC-Fahrprofil

Stützstellen hinterlegt. Daher werden die LPV-Kennfelder in der ersten Phase unabhängig vom SOC und von den Komponententemperaturen entsprechend eines hohen Äquivalenzfaktors λ appliziert (vgl. rechte Grafik von Abbildung 5.6), sodass die aus der LPV resultierenden VM-Betriebspunkte, abhängig von der Drehzahl, im Bereich von 14–18 bar p_{me} liegen.

Phase ②: In Phase ② wird auf die Basisapplikation gewechselt. Dabei wird durch die entstandene Differenz zwischen dem Ladezustand der Batterie und dem Arbeitspunkt (hier zu 15 % SOC gewählt) eine hohe Leistung für EF freigegeben und nur wenig LPV im Hybridbetrieb eingestellt, was mit einem geringen Äquivalenzfaktor λ korreliert. Dadurch kann die in Phase ① in der HV-Batterie zwischengespeicherte, elektrische Energie über das verbleibende Fahrprofil hinweg kraftstoffeffizient eingesetzt werden.

Das Umschalten zwischen der Arbeits- und Referenzseite erfolgt genau zu dem Zeitpunkt, wenn die Kühlmitteltemperatur des HT-Kreislaufs die eingeregelt Temperatur $\vartheta_{VM,Grenz} \approx 70^\circ C$ überschreitet und das HSV öffnet. Das Umschalten wurde manuell durch eine entsprechende Umschaltung zwischen Arbeits- und Referenzseite am Fahrzeug vorgenommen.

6.3.3 Ergebnisse vom Klimarollenprüfstand

In diesem Abschnitt wird die soeben beschriebene, aus den Untersuchungen und Optimierungsrechnungen abgeleitete Betriebsstrategie der im Versuchsfahrzeug serienmäßig implementierten Referenz-Betriebsstrategie gegenübergestellt. Auf diese Weise sollen die aus der Optimierung gewonnenen Einsparpotentiale bezogen auf den Kraftstoffverbrauch validiert und auftretende Einschränkungen und Abweichungen abschließend diskutiert werden. Die Validierung erfolgte auf dem Klimarollenprüfstand des AIZ der Daimler AG bei einer Umgebungstemperatur von $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$. Mit Blick auf die genannten Potentiale für die untersuchten Fahrprofile (vgl. Abbildung 6.7) sollen hier die Extrema aus den vorherigen Untersuchungen verglichen werden, wobei die Auswahl der Fahrprofile an die zur Verfügung stehenden Fahrkurven des Prüfstands gebunden war. Zum einen wird mit dem WLTC derjenige Zyklus herangezogen, der neben dem NEFZ die höchsten Einsparpotentiale verspricht. Zum anderen wird ein Vergleichsprofil gewählt, welches zu Beginn ein dynamisches Stadtprofil aufweist und somit der Betrachtung des Fahrprofils 4 nahe kommt. Zusätzlich werden die Fahrprofile ausreichend lang gewählt, sodass sichergestellt wird, dass der Warmlauf durchfahren wird und sich der Ladezustand der HV-Batterie bedingt durch die jeweiligen Betriebsstrategien auf dasselbe Niveau einregelt. Das Fahrzeug wurde vor jedem Test ausreichend lange vorkonditioniert, um alle Antriebsstrangkomponenten auf die Umgebungstemperatur von $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$ einzuregeln. Der Start-SOC wurde zu 15 % gewählt, was dem hier definierten Arbeitspunkt entspricht und somit zwangsläufig zu einem CS-Betrieb führt. Analog zur thermischen Fahrzeugvermessung wurde für die Klimaregelung die Standardeinstellung (Klimaautomatik) mit einer Soll-Innenraumtemperatur von $\vartheta_{In,soll} = 22^\circ C$ gewählt. Um eine vergleichbare Aufheizung der Fahrgastzelle zu gewährleisten wurden keinerlei Eingriffe in die Klimaregelung vorgenommen. Jegliche, zuvor beschriebenen applikativen Eingriffe beziehen sich auf die Betriebsstrategie. Um die Reproduzierbarkeit der Fahrprofile zu erhöhen wurden die Fahrkurven automatisiert von einem Geschwindigkeitsregler gefahren. Für eine repräsentative Innenraumaufheizung, die maßgeblich von den Insassen im Fahrzeug beeinflusst wird, war bei jedem Test ein Fahrer im Versuchsträger. Die Ergebnisse sind für den doppelten WLTC in Abbildung 6.12 und für das dynamische Realprofil in Abbildung 6.13 dargestellt. Die Referenzstrategie ist in schwarz, die adaptierte Betriebsstrategie in blau gekennzeichnet.

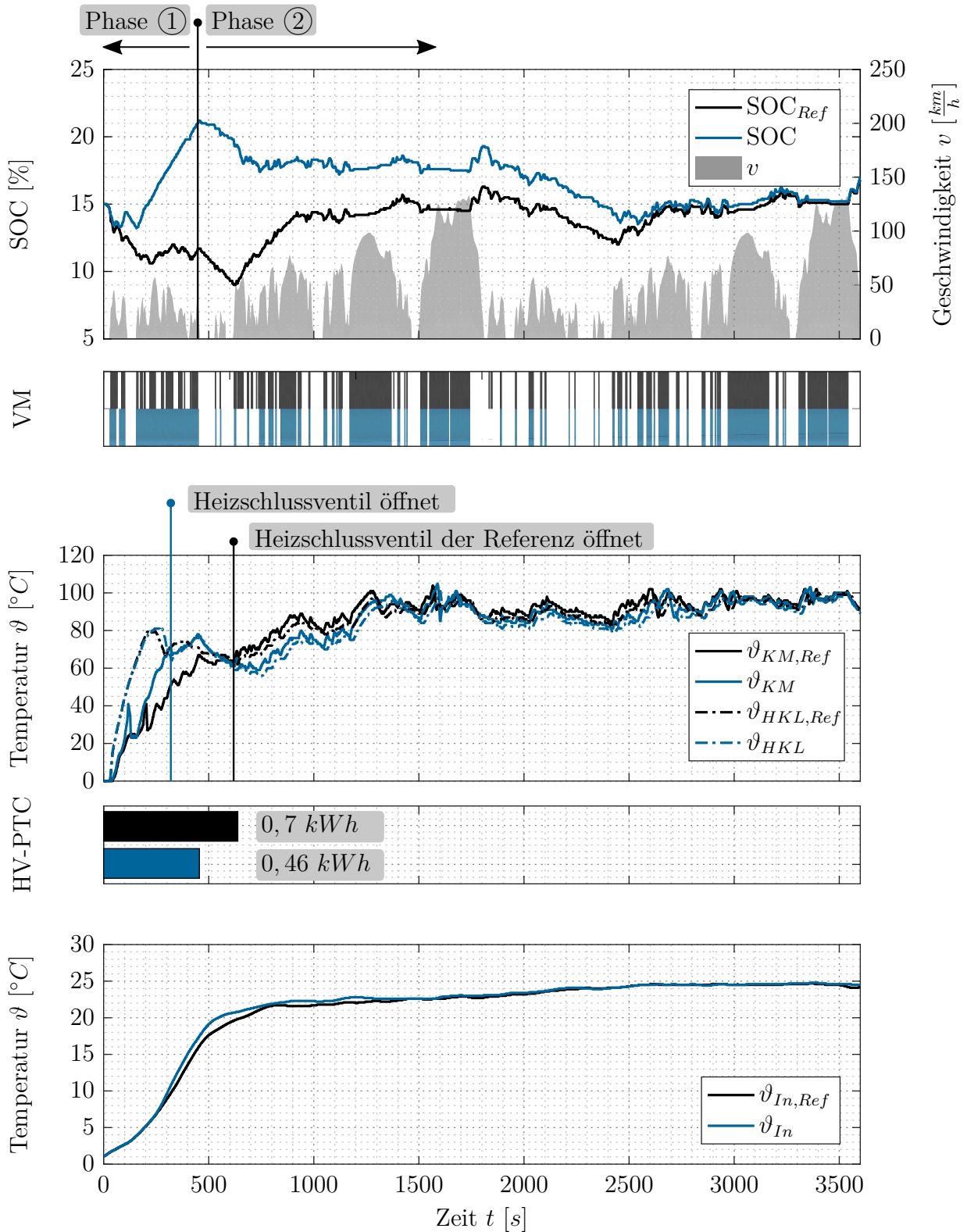


Abbildung 6.12: Vergleich der Referenz-Betriebsstrategie mit einer, basierend auf den Optimierungsergebnissen, abgeleiteten Betriebsstrategie für einen doppelten WLTC auf dem Klimarollenprüfstand bei $\vartheta_{Umg} = 0^\circ$ - Geschwindigkeitsprofil und Vergleich der SOC-Trajektorien, VM-Laufzeiten, Vergleich der Temperaturen im HKL- und HT-Kreislauf, PTC-Laufzeiten und abgegebene Energie sowie gemessene Innenraumtemperaturen ϑ_{In}

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

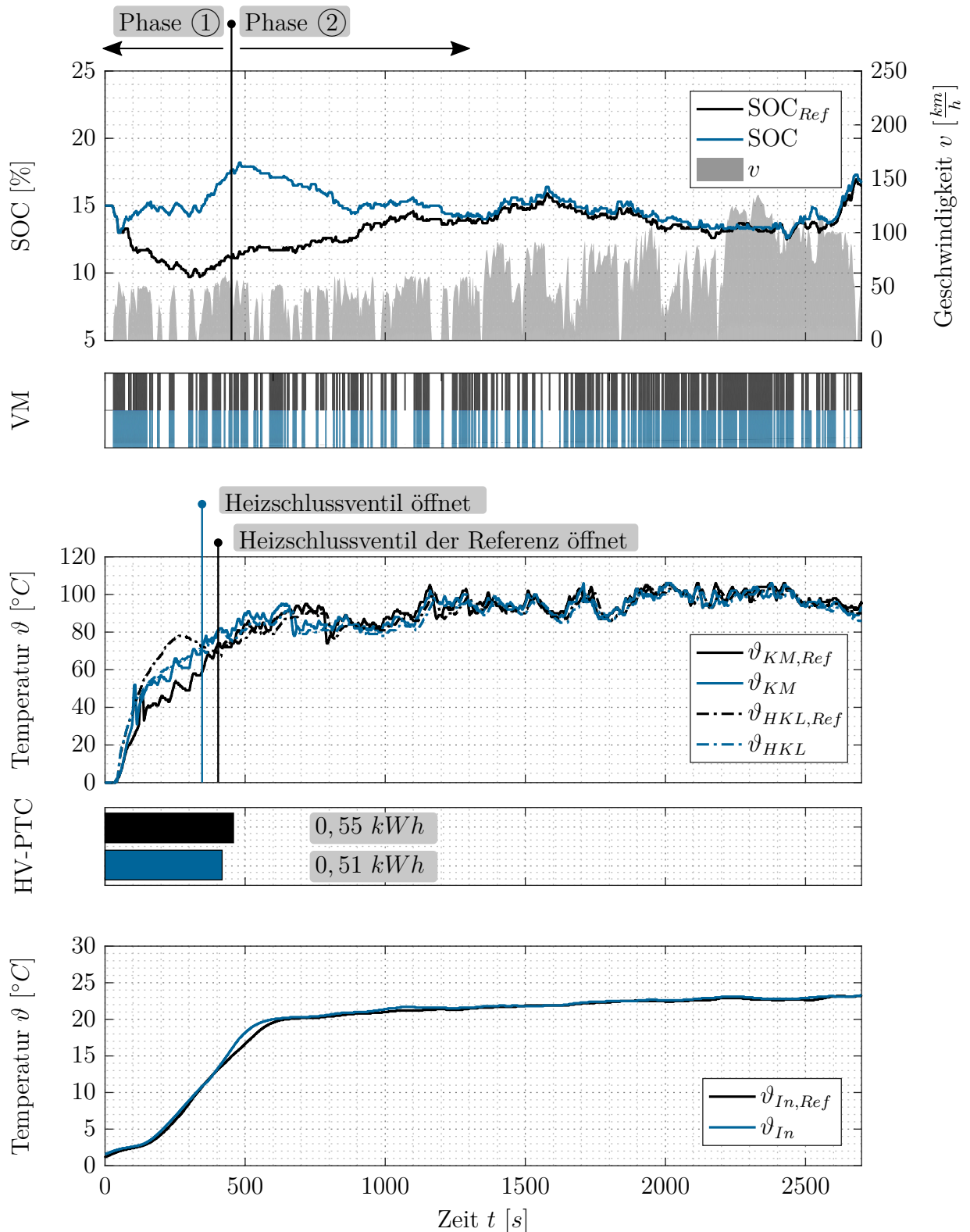


Abbildung 6.13: Vergleich der Referenz-Betriebsstrategie mit einer, basierend auf den Optimierungsergebnissen, abgeleiteten Betriebsstrategie für ein dynamisches Realfahrtprofil auf dem Klimarollenprüfstand bei $\vartheta_{Umg} = 0^\circ$ - Geschwindigkeitsprofil und Vergleich der SOC-Trajektorien, VM-Laufzeiten, Vergleich der Temperaturen im HKL- und HT-Kreislauf, PTC-Laufzeiten und abgegebene Energie sowie gemessene Innenraumtemperaturen ϑ_{In}

Den beiden oberen Grafiken von Abbildung 6.12 ist zu entnehmen, dass die Referenzstrategie gerade in der Anfangsphase bis Sekunde 500 zwar den VM in Beschleunigungsphasen zu- startet, jedoch durch eine geringe LPV und die zusätzlichen, intermittierenden EF-Anteile in Kombination mit der hohen PTC-Last etwa 5 % des Ladezustands der HV-Batterie einbüßt. Im Gegensatz dazu wird der VM in der adaptierten Betriebsstrategie durch ein appliziertes Stoppverbot zwischen Sekunde 200 und 500 kontinuierlich betrieben. Darüber hinaus impliziert der Ladezustand, dass die HV-Batterie über eine progressive LPV sowohl in Zug- als auch in Schubphasen stark geladen wird. Dies äußert sich in der Entwicklung der Kühlmittel-temperaturen (3. Grafik). Während der Anstieg im HKL-Kreislauf unverändert bleibt, steigt die Temperatur ϑ_{KM} im Vergleich zu $\vartheta_{KM,Ref}$ deutlich schneller an. Dies führt dazu, dass das HSV bereits nach etwa 300 s geöffnet wird. Nach etwa 495 s wird der HV-PTC abgeschaltet und es wird auf die Basisstrategie gewechselt. Dieser Zeitpunkt wird in der Referenzstrategie erst nach etwa 650 s erreicht, sodass sich die am PTC abgegebene Energie von 0,7 kWh um nahezu 35 % auf 0,46 kWh reduziert. Die über LPV geladene Energie in der HV-Batterie wird im weiteren Verlauf eingesetzt, bis sich beide Ladezustände nach etwa 2600 s angleichen. Die untere Grafik zeigt die im Kopfraum der Fahrgastzelle gemessene Innenraumtemperatur und bestätigt, dass in beiden Fällen eine vergleichbare Aufheizung des Fahrzeuginnenraums erzielt wird.

Abbildung 6.13 zeigt gleichermaßen die Ergebnisse für das dynamische Realfahrtprofil. Für die Referenz ist ein vergleichbarer Verlauf des HV-Batterie Ladezustands zu sehen. Insbesondere durch die längeren Stillstandszeiten fällt auch hier der SOC in den ersten 300 s um 5 % ab. Allerdings ergibt sich durch das höhere Fahr Anforderungsprofil ein deutlich schnellerer Anstieg der Temperatur im HT-Kreislauf (vgl. 3. Grafik), sodass auch im Referenzfall bereits nach etwa 400 s das HSV öffnet und kurz später der PTC nicht weiter für die Innenraum- aufheizung benötigt wird. Im Gegensatz dazu kann gerade in den Anfangsphasen durch das Katalysatorheizen und die längeren Stillstandszeiten nicht viel mehr Wärmeeintrag durch eine erhöhte LPV generiert werden. Erst zwischen Sekunde 300 und 500 kommt es zu einer signifikanten Anhebung des Ladezustands. Betrachtet man die Laufzeiten des HV-PTC, so ist zu erkennen, dass diese im vorliegenden Fall lediglich um 40 s reduziert werden kann. Der elektrische Energiebedarf am Zuheizung sinkt damit um etwa 8 %.

Bei der Bewertung des Kraftstoffverbrauchs aus der Beutelanalyse des Prüfstands zeigt sich in beiden, auf dem Klimarollenprüfstand durchgeführten Vergleichstests eine Verbesserung durch die angepasste Betriebsstrategie. Die Ergebnisse sind in Form der prozentualen Kraftstoff- einsparung über den gesamten Zyklus hinweg Δm_{KS} , der Einsparung normiert auf die

Warmlaufphase⁵⁹⁾ $\Delta m_{KS,norm}$ und der prozentualen Reduzierung des elektrischen Energiebedarfs am PTC ΔE_{PTC} in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Bezogen auf die Gesamtstrecke lässt sich durch die gezeigte Betriebsstrategie eine Kraftstoffeinsparung von 3,21 % erzielen, was einem prozentualen Anteil von 11,05 % bezogen auf den Warmlauf entspricht. Erwartungsgemäß fällt der Stellhebel für das dynamische Realfahrtprofil mit 0,85 % (4,25 % bezogen auf den Warmlauf) deutlich kleiner aus.

Tabelle 6.1: Zusammenfassung der Vergleichstests zwischen der Referenz-Betriebsstrategie und einer auf die Innenraumaufheizung adaptierten Betriebsstrategie auf dem Klimarollenprüfstand für zwei exemplarische Fahrprofile bei $\vartheta_{Umg} = 0^\circ C$

	Δm_{KS}	$\Delta m_{KS,norm}$	ΔE_{PTC}
2 x WLTC	3,21 %	11,05 %	34,29 %
Dyn. Realfahrtprofil	0,85 %	4,25 %	7,27 %

Um im Folgenden eine abschließende Bewertung der Ergebnisse in Bezug zur durchgeführten Potentialabschätzung mittels Optimierungsrechnungen vorzunehmen, wurde die Potentialanalyse nachträglich um die beiden in der Rollenmessung verwendeten Fahrprofile (2 x WLTC, dynamisches Realfahrtprofil) erweitert. In der linken Hälfte von Abbildung 6.14 sind die Optimierungsergebnisse (dunkelblau) denen der zuvor betrachteten Fahrprofilen (grau) gegenübergestellt. Zusätzlich sind die am Klimarollenprüfstand nachgewiesenen Differenzen zwischen den Strategien in hellblau überlagert dargestellt. Mit Blick auf die Optimierungsergebnisse zeigt sich, dass die zu erwartenden Kraftstoffeinsparungen mit etwa 15 % für einen doppelt gefahrenen WLTC nahezu jenen des einfachen WLTC entsprechen. Die Optimierungsergebnisse des dynamischen Realfahrtprofils sind wie zu erwarten mit denen der Fahrprofile 4 und 5 (städtische Fahrprofile) vergleichbar. Im Vergleich mit den erzielten Resultaten in den Rollenmessungen (hellblau) fällt auf, dass die Potentiale in den Optimierungsrechnungen tendenziell überschätzt werden. Grundsätzlich sind die Gründe für auftretende Abweichungen zwischen Optimierung und Realität vielschichtig und liegen zum Teil auf der Hand:

- Im Rahmen der Optimierungsrechnung werden zwei optimale Betriebsstrategien mit und ohne Optimierung auf das Aufheizverhalten verglichen, wohingegen der Vergleich im Rahmen der Rollenmessung zu einer im Fahrzeug applizierten, regelbasierten Betriebsstrategie angestellt wird, die per Definition eine suboptimale Lösung widerspiegelt.

⁵⁹⁾ Als Warmlauf wird auch hier die Zeitspanne bezeichnet, bis der VM eine Motoröltemperatur von $\vartheta_{VM} > 80^\circ C$ erreicht hat. Auf diese Weise soll eine Bewertung unabhängig von der Länge des Fahrprofils und ein Vergleich zur Potentialbewertung aus Abschnitt 6.2.2 ermöglicht werden.

- Die Güte der optimierten Lösung ist beschränkt auf die Modellgüte, die aus den in Kapitel 3 behandelten Gründen leichte Abweichungen zur Realität aufweist.
- Bedingt durch Toleranzen am Klimarollenprüfstand kann es zu einer leichten Abweichung der Ausrollkurve kommen, die einen gewissen Einfluss auf die Anforderungsleistung haben kann.
- Eingriffe des VM in die Momentenstruktur durch bspw. Katalysatorheizen oder Mindestlaufzeiten des VM werden in der Optimierung nicht abgebildet.
- Zusätzlich am DCDC-Wandler anfallende Leistungen zur Deckung der Nebenverbraucher wurden in der Optimierung vernachlässigt, da diese sehr stark von der Fahrzeugausstattung sowie den Umgebungsbedingungen abhängig sind. Der erhöhten Leistungsanforderung wurde durch die Verwendung entsprechend hoher Ausrollkoeffizienten Rechnung getragen. In der Realität liegt am DCDC-Wandler ein dynamisches Leistungsprofil vor.
- Auch wenn der Fahrereinfluss durch die automatisierte Durchführung eliminiert werden konnte, sind aufgrund der hinterlegten Schaltlinien leichte Abweichungen in der Gangwahl zu erwarten, die wiederum einen Einfluss auf die Lösung haben.

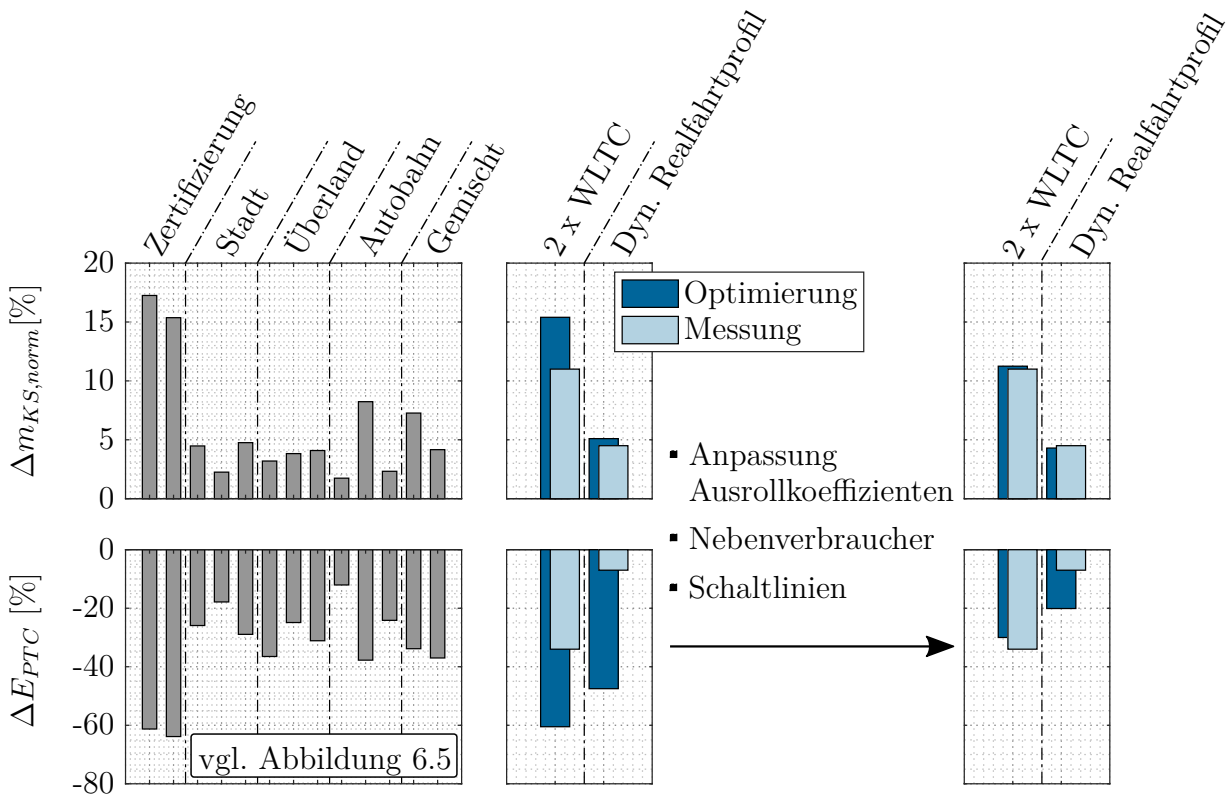


Abbildung 6.14: Vergleich des Kraftstoffeinsparpotentials der definierten Fahrprofile verglichen mit denen für den doppelten WLTC und das dynamische Realfahrprofil sowie den erzielten Potentialen in der Messung (links). Annäherung der Potentiale an die Rollenmessungen durch auf die Messungen angepasste Simulationsrandbedingungen (rechts)

Um die offensichtlichen Differenzen zu minimieren wurde daher die Optimierung um eine Anpassung der Simulationsrandbedingungen auf die jeweilige Messung erweitert. So können beispielsweise die Ausrollkurven exakt auf eine durchgeführte Lastanpassung des Versuchsträgers auf dem Klimarollenprüfstand korrigiert werden. Zusätzlich werden hierzu die im Test auftretenden, über den HV-PTC hinausgehenden Nebenverbraucherlasten aus der Messung vorgegeben werden. Gleichermaßen kann auch der jeweilige Gang aus der Messung vorgegeben werden. Die Ergebnisse der angepassten Optimierungsrechnung sind auf der rechten Seite der Abbildung 6.14 den jeweiligen Ergebnissen der experimentellen Validierung gegenübergestellt. Es ist zu sehen, wie insbesondere die NV-Last das Verbrauchspotential reduziert, da die Grundlast im Fahrzyklus erhöht wird. Dadurch nähert sich das anzugebende Potential tendenziell den geringeren Werten der Fahrprofile mit dynamischerem Leistungsprofil an. Auch wenn es bedingt durch die oben genannten Punkte noch weitere Abweichungen gibt, konnten mithilfe der exemplarischen Tests am Klimarollenprüfstand die Ergebnisse aus der Potentialabschätzung mit einer auf die Erkenntnisse aus den Optimierungsrechnungen adaptierten Betriebsstrategie nachgewiesen werden.

Im Vergleich zu den in Kapitel 5 aufgeführten Analysen zum optimierten Warmlaufverhalten der Antriebskomponenten im P2-Antriebsstrang hat sich in diesem Kapitel ein deutliches Potential zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch eine entsprechende Berücksichtigung des Heizbedarfs zur Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums in der Auslegung von Betriebsstrategien gezeigt. Basierend auf dem in Kapitel 4 entwickelten Optimierungsverfahren konnte dieser Sachverhalt in diesem Kapitel abgebildet und analysiert werden. Darüber hinaus konnte eine Anpassung der Betriebsstrategie vorgeschlagen und die Güte der Potentialabschätzung bestätigt werden.

Die Methodik zur Ermittlung der kraftstoffoptimalen Betriebsstrategie unter Einbezug der Energieeffizienz des Thermomanagements, lässt sich im Allgemeinen auf weitere Hybridfahrzeuge übertragen. Dabei ist die Formulierung des Optimalsteuerungsproblems und damit einhergehend das Optimierungsverfahren auf die jeweilige Antriebskonfiguration anzupassen. Während die Methodik und Vorgehensweise im Rahmen dieser Arbeit exemplarisch für einen Versuchsträger, ausgeführt als Plug-In-Hybridfahrzeug in paralleler Antriebskonfiguration, gezeigt wurde, sind die ausgewiesenen Potentiale stark vom Grad der Hybridisierung abhängig. Je höher der für den Charge-Sustaining-Betrieb zur Verfügung stehende Energieinhalt sowie die installierte elektrische Leistung, desto ausgeprägter ist der intermittierender Betrieb des Verbrennungsmotors mit längeren Stillstandszeiten. Damit steigt potentiell die Zeit, in welcher der Heizbedarf zur Innenraumaufheizung zu Beginn des Fahrzyklus anderweitig gedeckt werden muss. Im Umkehrschluss sind für beispielsweise Mild-Hybride mit geringem Hybridisierungsgrad deutlich geringere Potentiale zu erwarten.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

7 Kapitel 7

Zusammenfassung & Ausblick

Hybridfahrzeuge ermöglichen durch die Kombination von Verbrennungsmotor und E-Maschine eine Effizienzsteigerung im Vergleich zu konventionellen Antrieben. Die Ausprägung des sich ergebenden Kraftstoffeinsparpotentials richtet sich dabei maßgeblich nach der im Fahrzeug hinterlegten Betriebsstrategie. Das optimale Zusammenspiel der Antriebskomponenten bestimmt sich im Wesentlichen durch die jeweiligen Wirkungsgrade und wurde bereits hinreichend für den betriebswarmen Antriebsstrang in vielen früheren Publikationen veröffentlicht und abgehandelt. Mit Blick auf den Individualverkehr zeigt sich allerdings die Relevanz des Warmlaufverhaltens, das sich zusätzlich durch die Auslegung der Betriebsstrategie beeinflussen lässt.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit lag daher in der Untersuchung des Beitrags einer auf den Warmlauf optimierten Betriebsstrategie zur Steigerung der Gesamteffizienz eines Parallelhybridfahrzeugs. Hierbei steht eine Minimierung des Kraftstoffverbrauchs im Vordergrund - eine Bewertung des resultierenden Emissionsverhaltens sowie eine Analyse des Fahrkomforts ist nicht erfolgt. Zunächst wurden die physikalischen Wirkzusammenhänge der einzelnen Antriebskomponenten im Warmlauf untersucht, deren Einfluss auf die optimale Betriebsstrategie analysiert und allgemeine Zusammenhänge für die Auslegung der Betriebsstrategie aufgezeigt. Zusätzlich konnte neben dem Warmlauf das Potential zur Effizienzsteigerung durch eine Berücksichtigung der Innenraumklimatisierung des Fahrzeugs bei kalten Umgebungstemperatur aufgezeigt werden.

In einem ersten Schritt wurde die vorliegende Problemstellung der Betriebsstrategieoptimierung als gemischt diskret-kontinuierliches Optimalsteuerungsproblem identifiziert. Die Dynamische Programmierung wurde als geeignetes Optimierungsverfahren für dessen Lösung gewählt. Die Weiterentwicklung der Dynamischen Programmierung im Rahmen dieser Arbeit bildete die Basis für die anschließend durchgeführten Untersuchungen. Es wurden zwei Ansätze vorgestellt, mit denen das thermische Verhalten einzelner Antriebskomponenten innerhalb der Optimierung berücksichtigt werden kann. Es konnte eine Methodik vorgestellt werden, mit Hilfe derer sich nahezu optimale Ergebnisse unter Berücksichtigung diverser Temperatu-

ren in einer vertretbaren Rechenzeit erzielen lassen. Während dieses Optimierungsverfahren im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit genutzt wurde, um die Betriebsstrategie eines Parallelhybridfahrzeugs mit Ottomotor im Warmlauf zu optimieren, kann es grundsätzlich auf jede weitere Antriebsstrangkonfiguration angewendet werden.

Bei den Untersuchungen zum kraftstoffoptimalen Warmlauf wurden die Analysen zunächst individuell für verschiedene Komponenten des Antriebsstrangs durchgeführt und anschließend auf eine gesamtheitliche Betrachtung ausgeweitet. Durch einen Vergleich von Optimierungsrechnungen bezogen auf den betriebswarmen Zustand einerseits, sowie auf den Warmlauf andererseits, konnte auf das Kraftstoffeinsparpotential einer optimierten Betriebsstrategie geschlossen werden. Parallel dazu wurde gezeigt, wie sich analytische Ansätze zur Auslegung von Grenzen optimaler elektrischer Fahrt und Kennfelder optimaler Lastpunktverschiebung bezogen auf den Kraftstoffverbrauch um thermische Belange erweitern lassen und zur Auslegung einer regelbasierten Betriebsstrategie verwendet werden können. Die Analysen wurden jeweils für 13 repräsentative Fahrprofile durchgeführt.

Mit Blick auf den VM wurde zunächst analysiert, wie sich das motorische Wirkungsgradkennfeld innerhalb der Warmlaufphase in Abhängigkeit der Motoröltemperatur verändert. Maßgeblich trägt die Erhöhung der Motorreibung durch die mit sinkender Temperatur ansteigende Ölviskosität zur Reduktion des motorischen Wirkungsgrads bei. Überlagert wird dies, insbesondere bei Motortemperaturen unterhalb von $50^\circ C$, durch den thermodynamischen Arbeitsprozess und die Gemischbildung. Da diese Effekte im Teillastbereich stärker zum Tragen kommen, verschiebt sich der Bestpunkt des verbrennungsmotorischen Wirkungsgrads bei kalten Motortemperaturen zu einem höheren effektiven Mitteldruck p_{me} . Auf Basis dessen konnte gezeigt werden, dass sich die kraftstoffoptimale Betriebsstrategie dahingehend verändert, dass höhere Fahrleistungen elektrisch gefahren werden und die dazu benötigte Energie mit einer höheren Lastpunktverschiebung bereitgestellt wird. In den Untersuchungen wurde nachgewiesen, dass der verbrennungsmotorische Warmlauf des betrachteten 4-Zylinder, 2,0 l-Ottomotors ausgehend von einer Umgebungstemperatur von $0^\circ C$ mit einer Steigerung von 3 – 8 % signifikant den Kraftstoffverbrauch beeinflusst. Allerdings hat sich das Einsparpotential einer auf den motorischen Warmlauf optimierten Strategie mit maximal 0,7 % als vergleichsweise gering erwiesen. Dennoch Bedarf die Ausschöpfung dieses Potentials lediglich einer Anpassung der kennfeldbasierten Hybridsteuerung, die über eine Korrelation des Äquivalenzfaktors λ mit dem Kraftstoffmehrverbrauch im Warmlauf hergeleitet werden konnte.

Die Effizienz der HV-Batterie nimmt bei kalten Temperaturen aufgrund der ansteigenden Innenwiderstände ab. Durch die deutlich höheren Wirkungsgrade der elektrischen Komponenten verglichen mit dem Verbrennungsmotor fällt der Mehrverbrauch des Warmlaufs der

HV-Batterie im Charge-Sustaining-Betrieb mit ca. 1 % gering aus. Eine optimale Betriebsstrategie zielt auf die Reduzierung hoher elektrischer Leistungen ab. Daher wird der VM bereits bei geringeren Anforderungsleistungen zugestartet und die Lastpunktverschiebung wird zugunsten geringerer, durchgesetzter Leistungen im elektrischen Pfad reduziert. Das erreichbare Einsparpotential einer auf den Warmlauf optimierten Strategie fällt hier mit $\leq 0,05\%$ nochmals deutlich geringer aus.

Das Automatikgetriebe trägt aufgrund der Reibungserhöhung bei niedrigen Getriebeöltemperaturen innerhalb eines Parallelhybridfahrzeugs in erster Linie zur Anhebung des Grundlastbetriebspunkts am Getriebeeingang bei. Dies äußert sich im Rahmen der betrachteten Fahrprofile in einer Steigerung des Kraftstoffverbrauchs um 1 – 4 % durch den Warmlauf mit einer Starttemperatur von $0^\circ C$. Da auch die hydraulische Lamellenkupplung durch das Getriebeöl geschmiert wird, erhöht sich das Schleppmoment bei geöffneter Kupplung - elektrisches Fahren wird ineffizienter. Bei geschlossener Kupplung ist dieser Effekt vernachlässigbar, sodass das Zusammenspiel von Verbrennungsmotor und E-Maschine während der Lastpunktverschiebung von der Getriebeöltemperatur unbeeinflusst bleibt. Folglich bietet die optimierte Betriebsstrategie mit $< 0,05\%$ auch hier wenig Potential zur Steigerung der Gesamteffizienz im Warmlauf.

Im Rahmen der Untersuchungen zum kraftstoffoptimalen Warmlauf wurde folglich gezeigt, dass der VM am deutlichsten zur Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs im Warmlauf beiträgt, gefolgt von Automatikgetriebe und HV-Batterie. Eine gesamtheitliche Betrachtung zeigte abschließend, in Abhängigkeit des jeweiligen Fahrprofils, einen Mehrverbrauch von 2 – 15 % normiert auf den Kraftstoffverbrauch der Warmlaufphase, um eine vom Fahrprofil unabhängige Bewertung zu gewährleisten. Während das Potential einer Anpassung der Betriebsstrategie auf den Warmlauf einzelner Komponenten vernachlässigbar gering ist, zeigen sich bei der gesamtheitlichen Betrachtung zusätzlich Dyssynergien, die den Hebel einer warmlaufoptimierten Betriebsstrategie nochmals reduzieren.

Nach den Analysen zum optimalen Warmlauf der Antriebskomponenten wurden die Untersuchungen in einem zweiten Teil der Arbeit unter Einbezug des Energiebedarfs zur Innenraumaufheizung auf das Thermomanagement ausgeweitet. Durch eine thermische Vermessung des Versuchsträgers wurde der Energiebedarf zur Innenraumaufheizung für verschiedene Umgebungstemperaturen quantifiziert. Die Lücke der verbrennungsmotorischen Abwärme bei niedrigen Anforderungsleistungen oder längeren elektrischen Fahrten wird dabei durch einen elektrischen Zuheizung gedeckt. Mit dem entwickelten Optimierungsverfahren konnte auch hier eine Potentialabschätzung zur Effizienzsteigerung durch eine optimierte Betriebsstrategie durchgeführt werden. Den Ergebnissen zur Folge kann die Betriebsstrategie wesentlich dazu beitragen, den Verbrennungsmotor so zu betreiben, dass ein Großteil der Abwärme

zur Aufheizung des Innenraums beitragen kann. Hierdurch kann die Gesamteffizienz über den Fahrzyklus hinweg deutlich gesteigert werden. Für Umgebungstemperaturen unterhalb von 10°C konnten für einen Charge-Sustaining-Betrieb unabhängig vom Fahrprofil deutliche Kraftstoffeinsparpotentiale ermittelt werden. Durch ein Absenken der Zustartschwelle und ein Anheben der Lastpunktverschiebung kann gezielt Abwärme bereitgestellt werden. Dies erfolgt solange, bis ein Temperaturniveau erreicht ist, bei dem das Heizschlussventil öffnet und die verbrennungsmotorische Abwärme die Wärmebereitstellung über den elektrischen Zuheizung ablöst. Die durch Lastpunktverschiebung bereitgestellte Energie wird in der HV-Batterie zwischengespeichert und über den Fahrzyklus hinweg effizient für elektrisches Fahren oder eine Lastpunktabsenkung eingesetzt. Dabei ist die Ausprägung des Potentials umso größer, je geringer die Fahranforderung zu Beginn des Fahrprofils bei einem zugleich hohen Heizleistungsbedarf ist. Insbesondere bei Plug-In-Hybridfahrzeugen geht dieser Strategie die Entscheidung voraus, ob die Fahranforderungsleistung inklusive Heizleistungsbedarf elektrisch gedeckt werden kann, oder der Verbrennungsmotor zur Erfüllung der Fahranforderung benötigt wird. In letzterem Fall kann auch hier der Verbrennungsmotor frühzeitig genutzt werden, um die motorische Abwärme für die dynamische Innenraumaufheizung zu nutzen. Hier sind nochmals höhere Potential durch die Kopplung an eine vorausschauende Betriebsstrategie unter Einbezug von Navigationsdaten denkbar. Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass sich das Potential im Charge-Sustaining-Betrieb durch den befeuerten Schubetrieb während Rekuperationsphasen nochmals steigern lässt. In Abhängigkeit des Fahrprofils konnten Einsparpotentiale von bis zu 15 % bezogen auf die Warmlaufzeit prognostiziert werden. In Hinblick auf die Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien konnte ein allgemeiner Zusammenhang identifiziert werden, der eine Anhebung des Äquivalenzfaktors λ als Regelparameter an eine zu erreichende Grenztemperatur im Kühlmittelkreislauf indiziert. Durch eine entsprechende Implementierung der Strategie in einen Versuchsträger wurden die Potentiale durch eine Reduktion der benötigten, elektrischen Heizleistung um bis zu 35 % exemplarisch am Klimarollenprüfstand bei einer Umgebungstemperatur von 0°C bestätigt.

In dieser Arbeit konnte gestützt durch Optimierungsrechnungen gezeigt werden, dass der Einfluss einer auf den Warmlauf der Antriebskomponenten optimierten Betriebsstrategie gering ist. Unter Einbezug des Energiebedarfs zur Innenraumaufheizung, der bei kalten Umgebungstemperaturen schnell die Vortriebsenergie übertreffen kann, wurde im Gegensatz dazu ein signifikantes Kraftstoffeinsparpotential aufgezeigt. Über eine exemplarische Implementierung einer adaptierten Betriebsstrategie im Versuchsträger konnte dieses experimentell nachgewiesen werden. Während im Rahmen dieser Arbeit allein der Einfluss der Betriebsstrategie als Hybridsteuerung im Fokus stand, können weitere Untersuchungen zur Steigerung der Gesamteffizienz durch Thermomanagementmaßnahmen wie beispielsweise die Verwen-

dung eines Abgaswärmetauschers, einer Wärmepumpe oder eines luftseitigen Zuheizers in Erwägung gezogen werden.

Während die Ergebnisse exemplarisch für einen Versuchsträger, ausgeführt als Plug-In-Hybridfahrzeug in paralleler Antriebskonfiguration, ermittelt wurden, lässt sich insbesondere die Anwendung der Methodik sowie die Vorgehensweise zur Ermittlung des Kraftstoffeinsparpotentials auf weitere Hybridfahrzeuge übertragen. In diesem Zuge ist die Formulierung des Optimalsteuerungsproblems in Bezug auf die sich ergebenden Freiheitsgrade auf die jeweilige Antriebskonfiguration anzupassen. Die beschriebenen Temperaturmodellierungen lassen sich entsprechend übertragen und auf den jeweiligen Antrieb parametrieren. Während die ausgewiesenen Potentiale in Bezug auf den kraftstoffoptimalen Warmlauf für Parallelhybridfahrzeuge mit Ottomotor und ähnlichem Hybridisierungsgrad in einer vergleichbaren Größenordnung liegen werden, ist dieses Potential für Antriebe in serieller oder leistungsverzweigter Variante aufgrund des abweichenden Freiheitsgrads neu zu bewerten. Die Analysen zum energieeffizienten Thermomanagement sind hingegen maßgeblich abhängig vom Grad der Hybridisierung in Bezug auf die elektrische Leistung und den Energieinhalt der HV-Batterie, sowie der zusätzlich zur Verfügung stehenden Heizkonzepte wie beispielsweise elektrische Zuheizter, Wärmepumpen oder Abgaswärmetauscher. So wächst das Potential mit der im Charge-Sustaining-Betrieb zur Verfügung stehenden Energie für elektrisches Fahren und der elektrisch zur Verfügung stehenden Antriebsleistung, da die Dauer des verbrennungsmotorischen Warmlaufs und damit einhergehend der zusätzlich elektrisch zu deckende Heizbedarf für die Innenraumklimatisierung nochmals deutlich ausgeprägter ist.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

A Anhang A Appendix

A.1 Fahrzeugdaten und Komponentenparameter

A.1.1 Verwendeter Versuchsträger

Tabelle A.1: Fahrzeugdaten des verwendeten Versuchsträgers


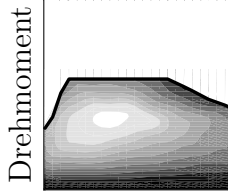
E-Klasse [110, 111]	
	
Antrieb	
Verbrennungsmotor	
Max. Leistung	155 kW
Max. Drehmoment	350 Nm
E-Maschine	
Max. Leistung	90 kW
Max. Drehmoment	440 Nm
Gesamt	
Max. Leistung	245 kW
Max. Drehmoment	700 Nm
Hochvolt-System	
Zellmaterial	Lithium-Ionen
Kapazität	13,5 kWh
Konfiguration	
Motorlage	Frontmotor
Antrieb	Heckantrieb
Getriebe	9-Gang Automatikgetriebe
Fahrleistung	
Elektrische Reichweite	ungefähr 50 km

Tabelle A.2: Kenndaten des untersuchten Verbrennungsmotors M274 mit 155 kW Nennleistung von Mercedes-Benz [117]

M274	
	
Anordnung/Zylinderzahl	R/4
Zylinderabstand	90 mm
Bohrung x Hub	83 x 92
Hub/Bohrung	1,11
Hubvolumen	1991 cm ³
Pleuellänge	138,7 mm
Pleuelstangenverhältnis	0,33
Verdichtung	9,8
Nennleistung	155 kW bei 5500 $\frac{1}{min}$
Maximales Drehmoment	350 Nm bei 1200-4000 $\frac{1}{min}$
Motorgewicht <i>DIN70020GZ</i>	135,5 kg
Abgasvariante	EU6

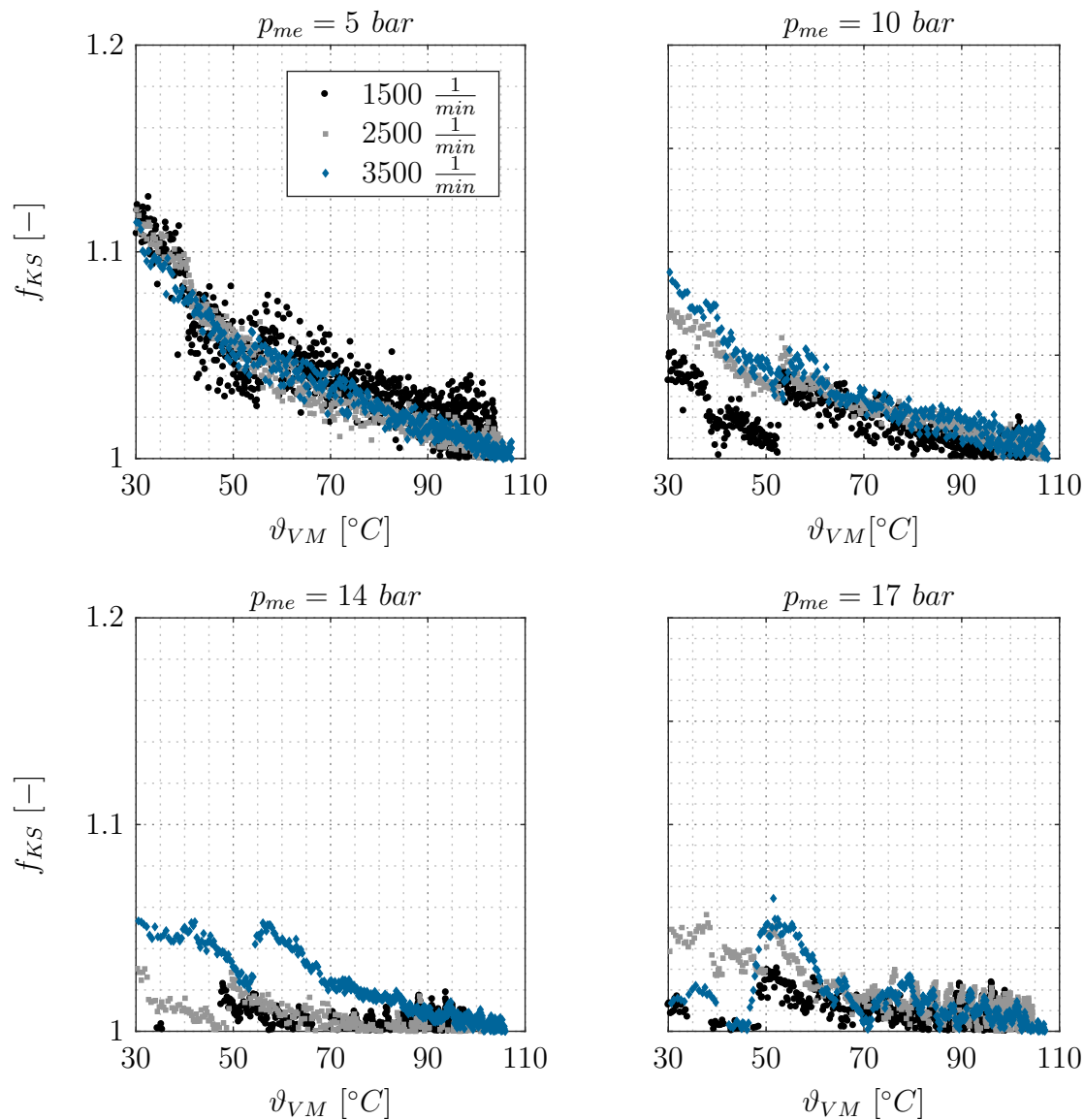


Abbildung A.1: Temperaturabhängiger Kraftstoffkorrekturfaktor f_{KS} als Funktion des effektiven Mitteldrucks p_{me} sowie der Motoröltemperatur ϑ_{VM} für verschiedene Motordrehzahlen zwischen $n = 1500 \frac{1}{min}$ und $n = 3500 \frac{1}{min}$. Die Vermessung des betriebspunktbezogenen Einflusses der Motoröltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch wurde im Rahmen des Kooperationsprojektes an der TU Wien durchgeführt [105]. Im Verlauf auftretende Sprünge sind auf die Einstellung des Öldrucks zurückzuführen.

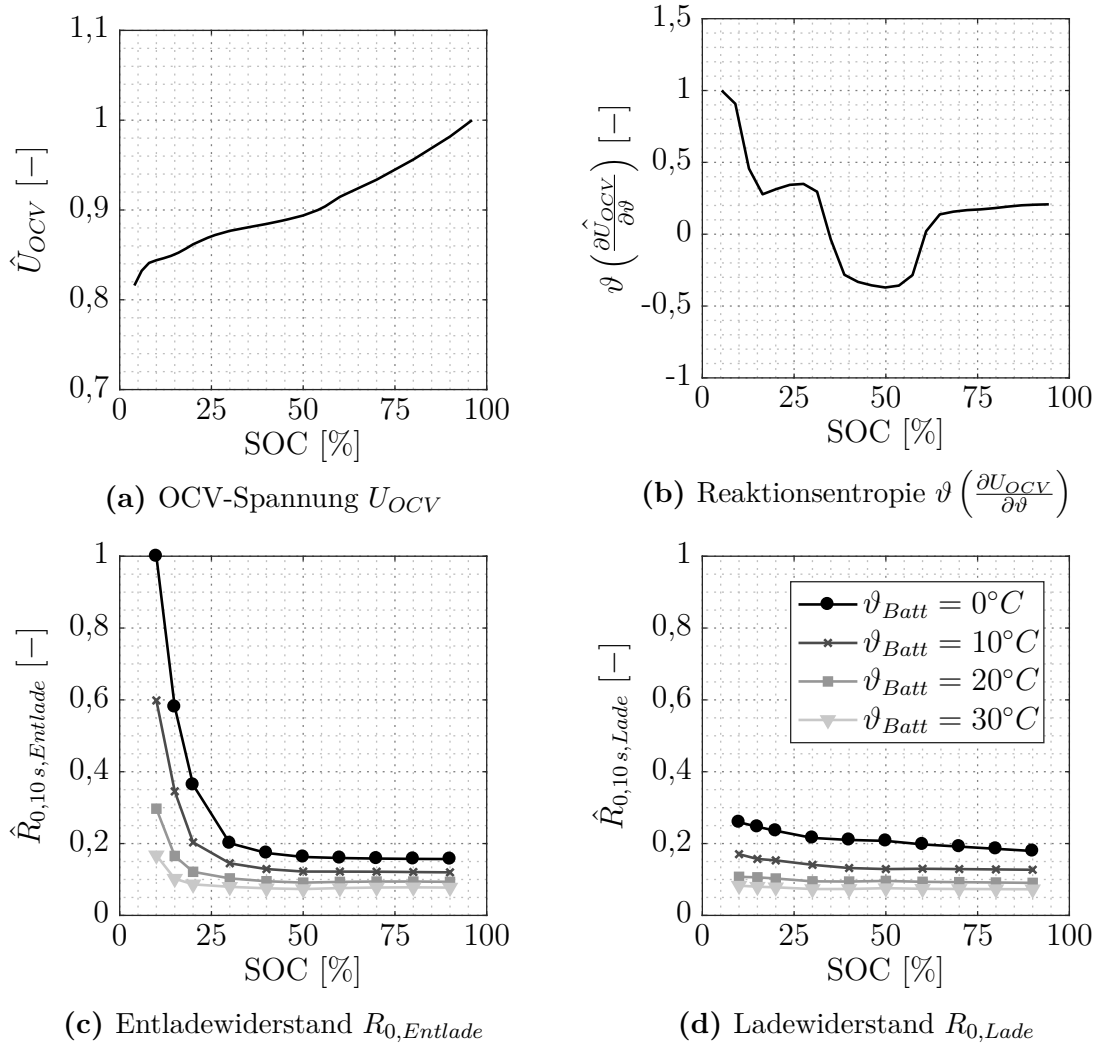


Abbildung A.2: Batterieparameter für das betrachtete quasi-statische Ersatzmodell - OCV-Spannung U_{OCV} , Reaktionsentropie $\vartheta \left(\frac{\partial U_{OCV}}{\partial \vartheta} \right)$ zur Verwendung im thermischen Batteriemodell und Lade- sowie Entladewiderstände $R_{0,Lade}$ und $R_{0,Entlade}$

A.1.2 Kältekreislauf & Entfeuchten der Luft

Während bei hohen Außentemperaturen ausschließlich gekühlt wird, kann es bei Umgebungstemperaturen von ca. 5°C bis 15°C zur Vermeidung einer beschlagenen Frontscheibe notwendig sein, einen *Reheat*-Betrieb zu fahren, der die Luft vor dem Aufwärmen entfeuchtet. In diesem Falle wird Luft durch einen Verdampfer abgekühlt und das anfallende Kondensat abgezogen. Anschließend wird die Luft in Abhängigkeit der Mischluftklappenstellung teilweise oder gänzlich erwärmt. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung A.3 in Form eines Mollier-h,x-Diagramms dargestellt.

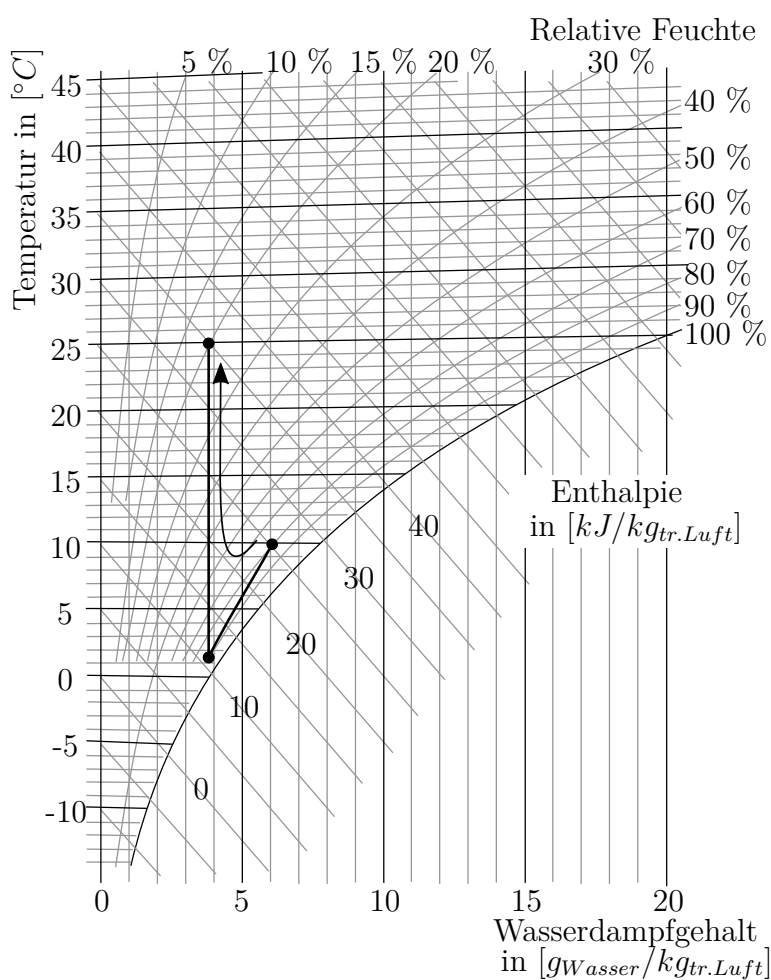


Abbildung A.3: Zustandsänderung im h,x-Diagramm für feuchte Luft bei 1000 mbar bei Kühlung mit Entfeuchtung [160]

Der Verdampfer ist an den Kältekreislauf angebunden. Durch die Verdampfung des verwendeten Kältemittels Tetrafluorpropen (R1234yf) bei niedrigem Druck sowie niedriger Temperatur wird der Luft Wärme entzogen. Durch den eKMV wird das Kältemittel anschließend komprimiert und im Kondensator unter Wärmeabgabe auf die ursprüngliche Temperatur abgekühlt. Über ein Expansionsventil wird das flüssige Kältemittel auf den notwendigen niedrigen Druck bei niedriger Temperatur entspannt. Dieser Kompressionskälteprozess ist zur Veranschaulichung im pV-Diagramm in Abbildung A.4 dargestellt.

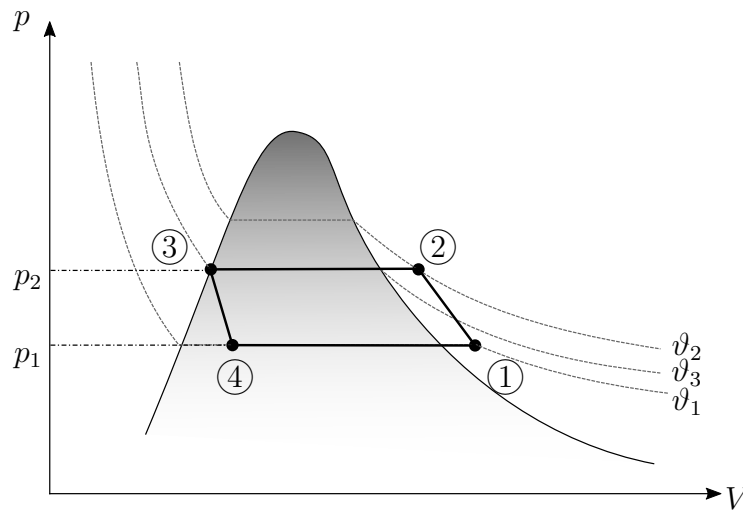


Abbildung A.4: ① → ②: Adiabate Kompression, ② → ③: Verflüssigung, ③ → ④: Gedrosselte Entspannung, ④ → ①: Verdampfung

A.2 Herleitungen

A.2.1 Kraftstoffeffizienter Hybridbetrieb

Die analytische Herleitung von Kennfeldern zum kraftstoffoptimalen Betrieb von Parallelhybridfahrzeugen nach [19] stellt eine wichtige Grundlage für die Kapitel 5 und 6 dar. Während für ein tiefgreifendes Verständnis auf die angegebene Literatur verwiesen werden soll, wird im Folgenden der Ansatz in seinen Grundzügen beschrieben.

Dem Ansatz geht eine Betrachtung der spezifischen Ersparnisse für elektrisches Fahren sowie der spezifischen Kosten/Ersparnisse für Lastpunktanhebung bzw. -absenkung voraus (vgl. [45]). Dabei wird im Falle der EF der eingesparte Kraftstoffmassenstrom ins Verhältnis zur dafür erforderlichen Leistung bezogen auf die HV-Batterie gesetzt. Für die LPV ist der zusätzliche Kraftstoffverbrauch gegenüber dem zur Deckung der Fahranforderung im Verhältnis zur eingespeisten/genutzten Batterieleistung maßgebend:

Spezifische Ersparnisse für EF:

$$b_{EF} = \frac{\Delta \dot{m}'_{KS}}{\Delta P_{Batt}} = \frac{\dot{m}_{KS}(T_{Anf}, n)}{P_{Batt}(T=0, n) - P_{Batt}(T_{Anf} + T_{Reib}, n)} \quad (\text{A.1})$$

Spezifische Ersparnisse/Kosten für LPV:

$$b_{LPV} = \frac{\Delta \dot{m}'_{KS}}{\Delta P_{Batt}} = \frac{\dot{m}_{KS}(T_{Anf} + T_{LPV}, n) - \dot{m}_{KS}(T_{Anf}, n)}{P_{Batt}(-T_{LPV}, n) - P_{Batt}(T=0, n)} \quad (\text{A.2})$$

Dabei kann gezeigt werden, dass die kraftstoffoptimale LPV über alle Betriebspunkte so einzustellen ist, dass die Ableitung der Änderung im Kraftstoffverbrauch nach der Änderung der Leistung in der HV-Batterie, definiert als Kraftstoffäquivalenzfaktor λ , konstant ist (vgl. Abbildung 2.7a). Aus diesem Zusammenhang heraus lassen sich unter Verwendung von Gleichung (A.2) iterativ Kennfelder für die optimale Lastpunktverschiebung in Abhängigkeit von Drehzahl, Drehmoment und Kraftstoffäquivalenzfaktor bestimmen [19]:

$$\frac{d\dot{m}'_{KS}}{dP_{Batt}} = \lambda = \text{konst.} \rightarrow T_{LPV}^{\circ}(T_{Anf}, n, \lambda). \quad (\text{A.3})$$

Um nun die Betriebsstrategieentscheidungen kraftstoffeffizienter EF und optimaler LPV im Falle des Hybridbetriebs in Einklang zu bringen wird Gleichung (A.1) modifiziert. Dabei werden die spezifischen Ersparnisse b_{EF-LPV} nicht mehr auf das Anforderungsmoment T_{Anf} bezogen sondern auf dasjenige, was sich für einen optimalen Betrieb über LPV einstellen würde ($T_{Anf} + T_{LPV}(\lambda)$):

$$b_{EF-LPV} = \frac{\Delta \dot{m}_{KS}}{\Delta P_{Batt}} = \frac{\dot{m}_{KS}(T_{Anf} + T_{LPV}(\lambda), n)}{P_{Batt}(-T_{LPV}(\lambda), n) - P_{Batt}(T_{Anf} + T_{Reib}, n)}. \quad (A.4)$$

In [19] konnte nun darüber hinaus gezeigt werden, das für einen kraftstoffeffizienten Betrieb genau dann elektrisch gefahren werden sollte, wenn die spezifischen Ersparnisse größer als λ sind, sodass mit Gleichung (A.4) ein Grenzdrehmoment T_{EF}° effizienten elektrischen Fahrens in Abhängigkeit von Drehzahl n und λ bestimmt werden kann

$$b_{EF-LPV} = \lambda \rightarrow T_{EF}^\circ(n, \lambda) \quad (A.5)$$

Aus diesen lässt sich eine kennfeldbasierte BS auslegen, die unter gewissen Vereinfachungen⁶⁰⁾ exakt die optimale Betriebsstrategie abbildet. Abbildung A.5 zeigt die Referenz einer optimalen Betriebsstrategie in einem WLTC Fahrprofil, ausgelegt für den hier betrachteten, betriebswarmen Antriebsstrang. Der obere Teil zeigt mit SOC^o die SOC-Trajektorie der optimalen Lösung⁶¹⁾ für einen CS-Betrieb mit ausgeglichener Ladebilanz der HV-Batterie. Eine kennfeldbasierte BS lässt sich durch die analytisch bestimmten Kennfelder T_{EF}° und T_{LPV}° in Abhängigkeit des Äquivalenzfaktors λ bestimmen, dessen optimaler Wert λ° sich auf Basis der Randbedingungen (Fahrzeug, Fahrprofil, Temperaturen, etc.) individuell einstellt. Wird der Äquivalenzfaktor zu hoch angesetzt ($\lambda > \lambda^\circ$), wird wenig elektrische Leistung freigegeben und zusätzlich durch eine hohe LPV die HV-Batterie geladen. Folglich stellt sich keine ausgeglichene Ladebilanz ein. Wird λ hingegen zu gering angesetzt, wird durch einen hohen EF-Anteil überlagert von geringer LPV die HV-Batterie stark entladen. Wird der optimale Wert λ° gefunden, stellt sich die optimale Lösung mit der SOC-Trajektorie $SOC(\lambda^\circ)$ ein, die auch durch das Optimierungsverfahren gefunden wird. Die unteren Abbildungen vergleichen zusätzlich die sich in der optimierten Strategie einstellenden Lastpunkte mit der kennfeldbasierten BS definiert durch $T_{EF}^\circ(\lambda^\circ)$ und $T_{LPV}^\circ(\lambda^\circ)$. Die Betriebspunkte in der Teillast werden rein elektrisch gefahren (T_{EF}), während die Anforderungsmomente T_{Anf} oberhalb einer gewissen Schwelle über die Lastpunktverschiebung T_{LPV} zu T_{VM} verschoben werden. Diese Schwelle entspricht dabei genau der analytisch berechneten Grenze $T_{EF}^\circ(\lambda^\circ)$.

⁶⁰⁾Die zusätzlichen Kosten für einen Zustart des Verbrennungsmotors lassen sich nur unzureichend in diese Methodik implementieren.

⁶¹⁾Die optimale Betriebsstrategie als Lösung des in Abschnitt 2.3.2 definierten OCPs kann prinzipiell mit einem beliebigen, der im selben Kapitel vorgestellten Optimierungsverfahren bestimmt werden. Im vorliegenden Fall wurde die Dynamische Programmierung verwendet.

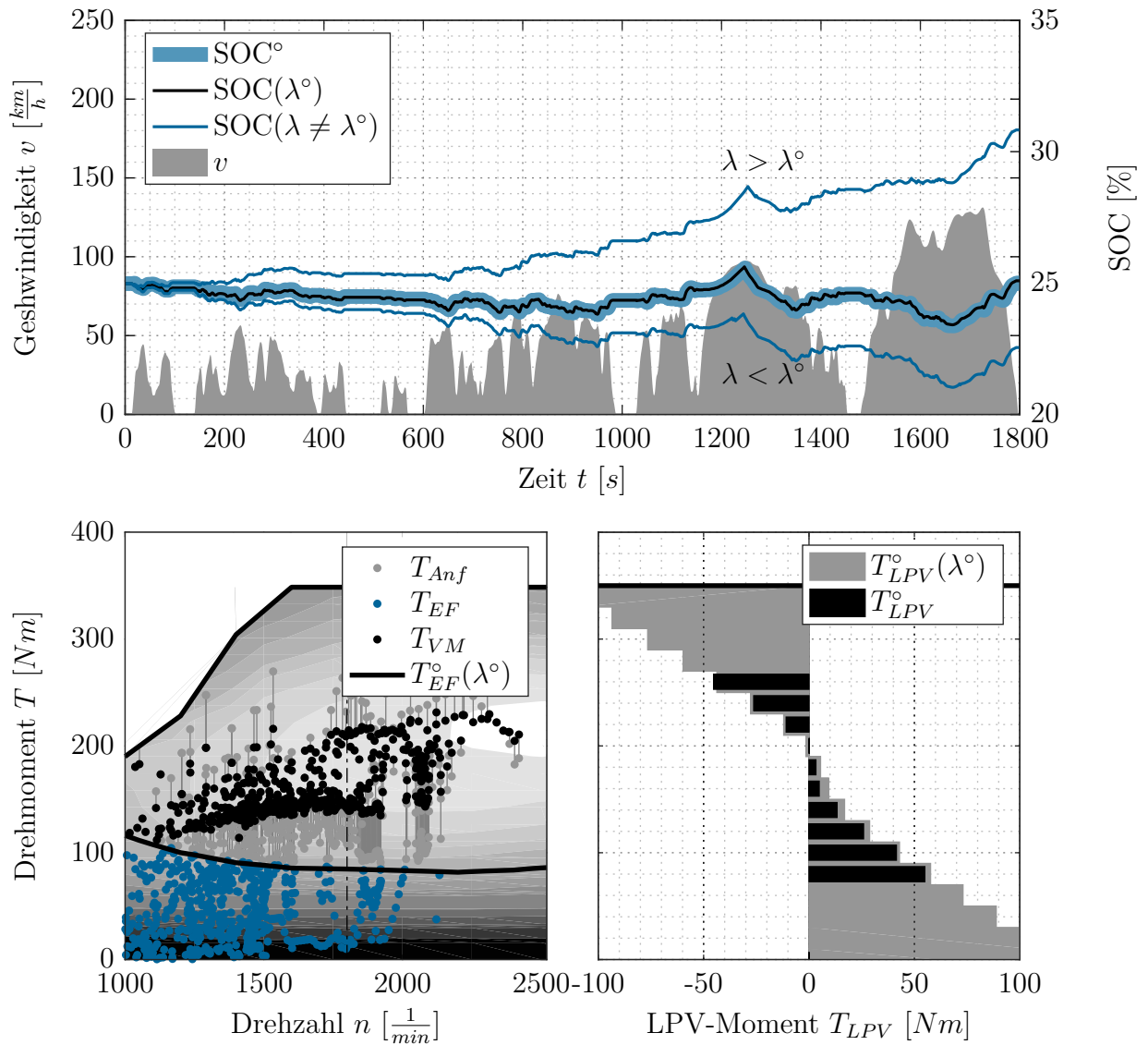


Abbildung A.5: Vergleich einer optimierungsbasierten Betriebsstrategie (DP) mit einer regelbasierten Betriebsstrategie basierend auf analytisch hergeleiteten Kennfeldern optimaler EF und LPV. SOC-Trajektorie für verschiedene Äquivalenzfaktoren λ (oben) und Betriebspunkte im Verbrennungsmotorkennfeld (links) sowie die Lastpunktverschiebung für $n = 1800 \frac{1}{min}$ (rechts)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
 The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU WIEN Your knowledge hub

A.2.2 Thermische Abgasenthalpie nach Heywood [133]

Heywood gibt in seiner Arbeit Isentropenexponenten $\kappa(\vartheta, \lambda_{VM})$ an. Angenähert werden die Verläufe über einen quadratischen Ansatz in Abhängigkeit der Temperatur ϑ mit einer Verschiebung über das Verbrennungsluftverhältnis λ_{VM} [120]:

$$\begin{aligned} \kappa(\vartheta, \lambda_{VM}) &= a \cdot \vartheta^2 + b \cdot \vartheta + c + d \cdot \frac{|\lambda_{VM} - 1|}{\lambda_{VM}} \\ a &= 4,703 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{1}{K^2}, & b &= -1,704 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{K} \\ c &= 1,418, & d &= 3,148 \cdot 10^{-2} \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

Der Temperaturbereich wird dabei in [133] von 500 K bis 1500 K ausgewiesen und in [120] auf 300 K extrapoliert. Über die isobare Wärmekapazität c_p lässt sich die Abgasenthalpie zu Gleichung (A.7) bestimmen.

$$\Delta h_{Abg}(\vartheta, \lambda_{VM}) = \int_{\vartheta_{Ref}}^{\vartheta} c_{p,m}(\tilde{\vartheta}, \lambda_{VM}) d\tilde{\vartheta} = R_m \int_{\vartheta_{Ref}}^{\vartheta} \left(\frac{\kappa(\tilde{\vartheta}, \lambda_{VM})}{\kappa(\tilde{\vartheta}, \lambda_{VM}) - 1} \right) d\tilde{\vartheta} \quad (\text{A.7})$$

Durch Einsetzen des Polynomansatzes mit Gleichung (A.6) und Integration ergibt sich der folgende Zusammenhang, der zur Bestimmung der thermischen Abgasenthalpie herangezogen werden kann:

$$\Delta h_{Abg}(\vartheta, \lambda_{VM}) = R_m \left[\vartheta - \vartheta_{Ref} + \frac{2}{\Delta(\lambda_{VM})} \left(\arctan \left(\frac{2a\vartheta + b}{\Delta(\lambda_{VM})} \right) - \arctan \left(\frac{2a\vartheta_{Ref} + b}{\Delta(\lambda_{VM})} \right) \right) \right] \quad (\text{A.8})$$

Dabei ist

$$\Delta(\lambda_{VM}) = \sqrt{4 \cdot a \left(c - 1 + d \cdot \frac{|\lambda_{VM} - 1|}{\lambda_{VM}} \right) - b^2} \quad (\text{A.9})$$

A.3 Temperatureinfluss - Zustartkosten

Experimentelle Bestimmung der Verbrennungsmotorzustartkosten in Abhängigkeit des Betriebspunktes und der Motoröltemperatur und Abgleich mit der Ausgleichsfunktion über Polynome für die Einbindung in Optimierungsrechnungen.

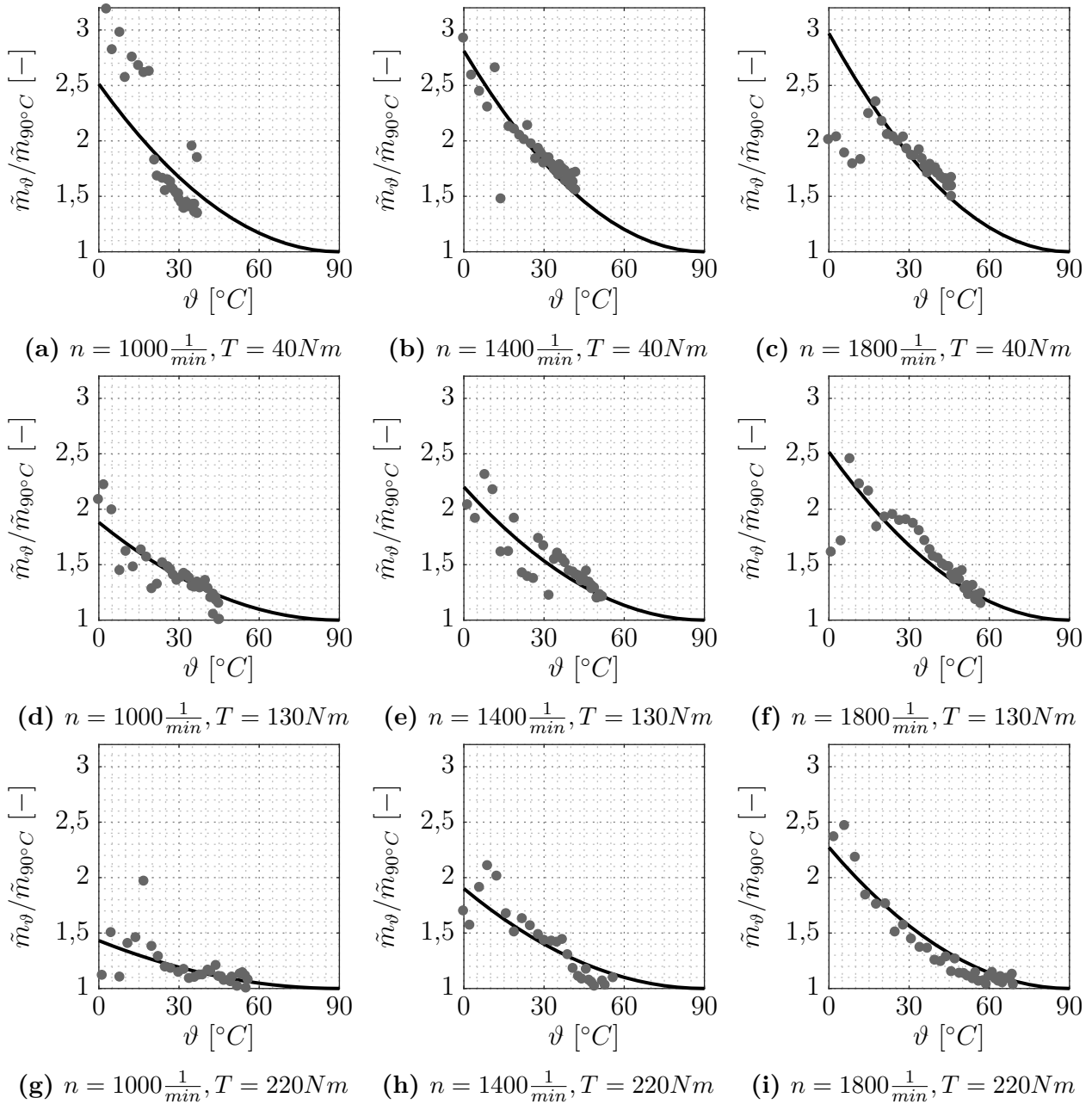


Abbildung A.6: Betriebspunktabhängiger Einfluss der Motoröltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch im Zustand des Verbrennungsmotors

A.4 Fahrprofile und Betriebspunkte

Tabelle A.3: Characteristic data for the a representative set of driving cycles

Nr. Fahrzyklus	s [km]	\bar{v} [$\frac{km}{h}$]	\bar{P} [kW]
1 WLTC	23,27	53,74	11,55
2 NEFZ	10,94	44,83	7,84
3 Stadt 1	18,57	25,28	4,82
4 Stadt 2	17,28	27,53	4,90
5 Stadt 3	26,55	41,60	6,91
6 Überland 1	40,72	73,45	15,41
7 Überland 2	21,90	52,01	10,21
8 Überland 3	14,66	59,38	11,79
9 Autobahn 1	109,03	99,19	22,28
10 Autobahn 2	129,30	84,97	20,20
11 Autobahn 3	69,88	98,71	25,82
12 Gemischt 1	121,97	94,22	24,51
13 Gemischt 2	23,68	72,66	17,18

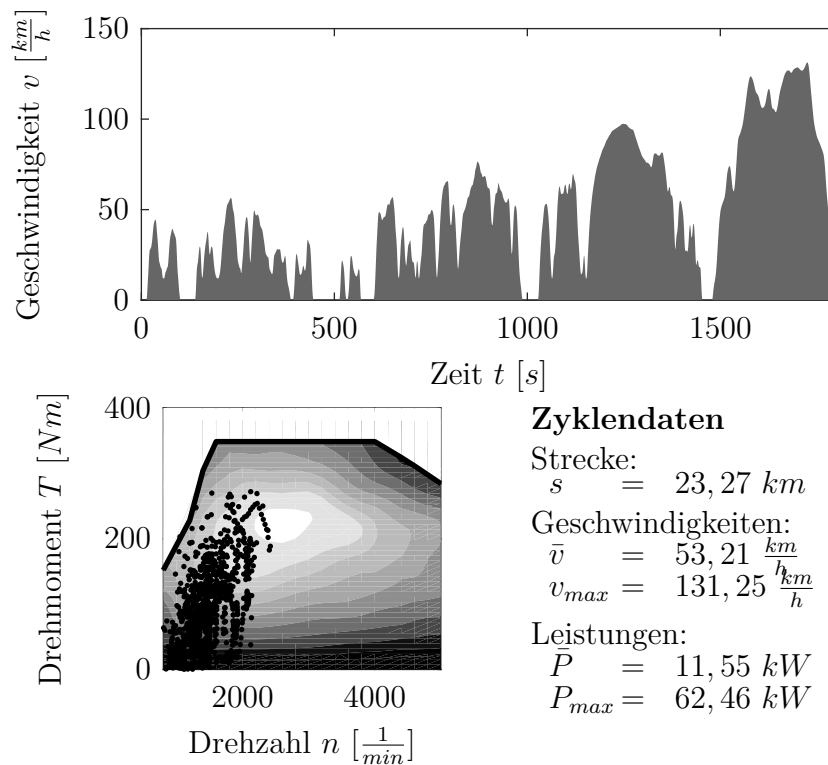


Abbildung A.7: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 1 (WLTC)

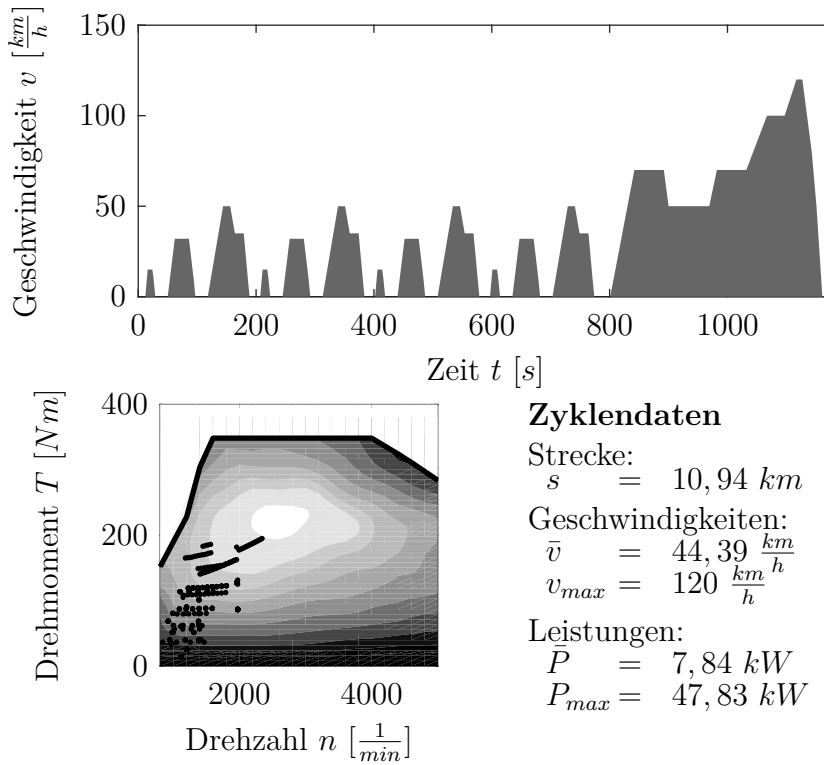


Abbildung A.8: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 2 (NEFZ)

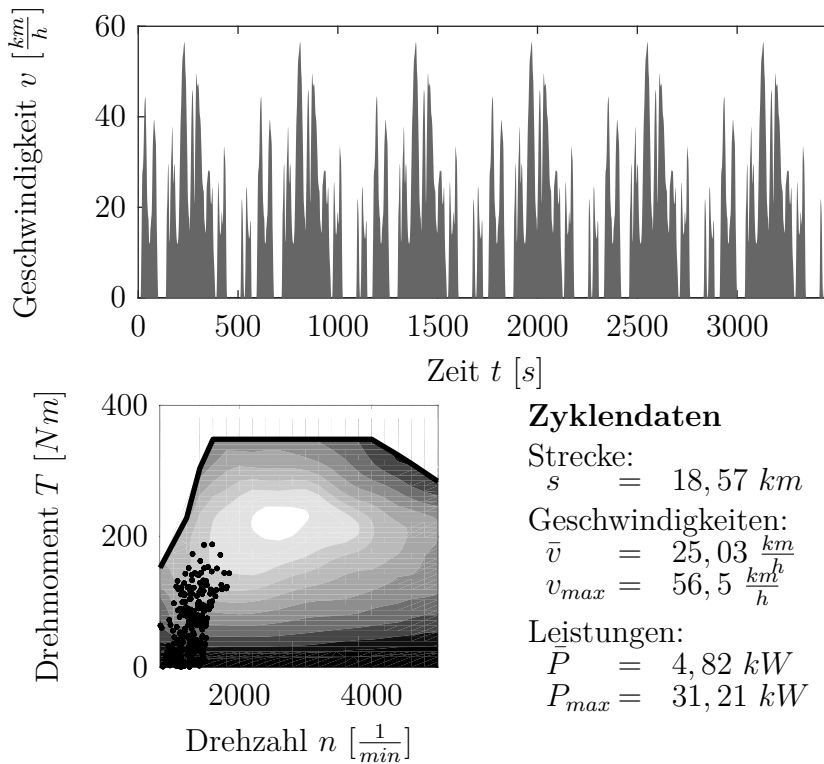


Abbildung A.9: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 3 (Stadt 1)

Abbildung A.10: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 4 (Stadt 2)

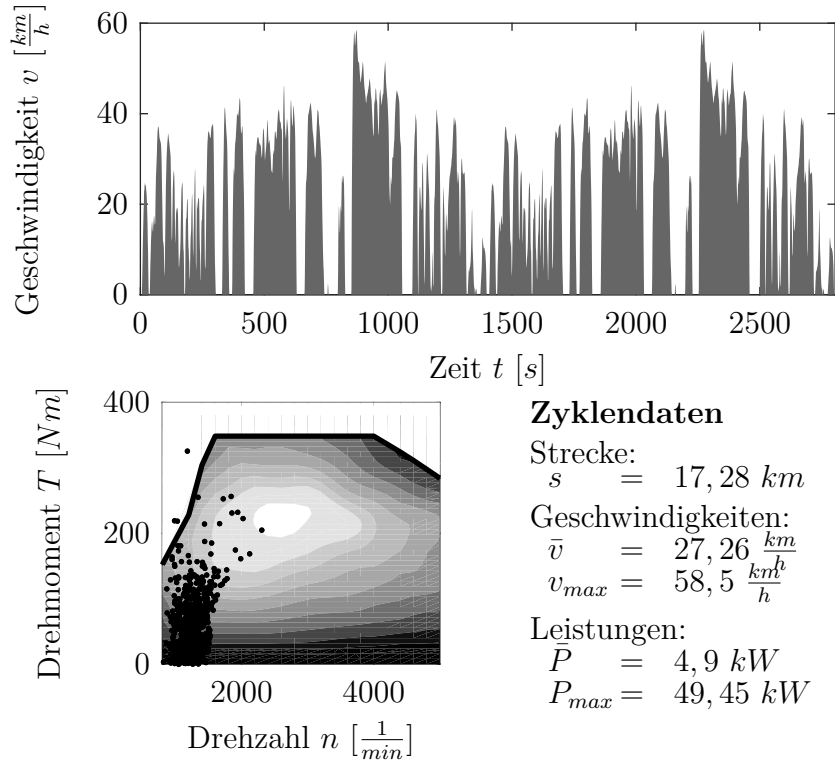
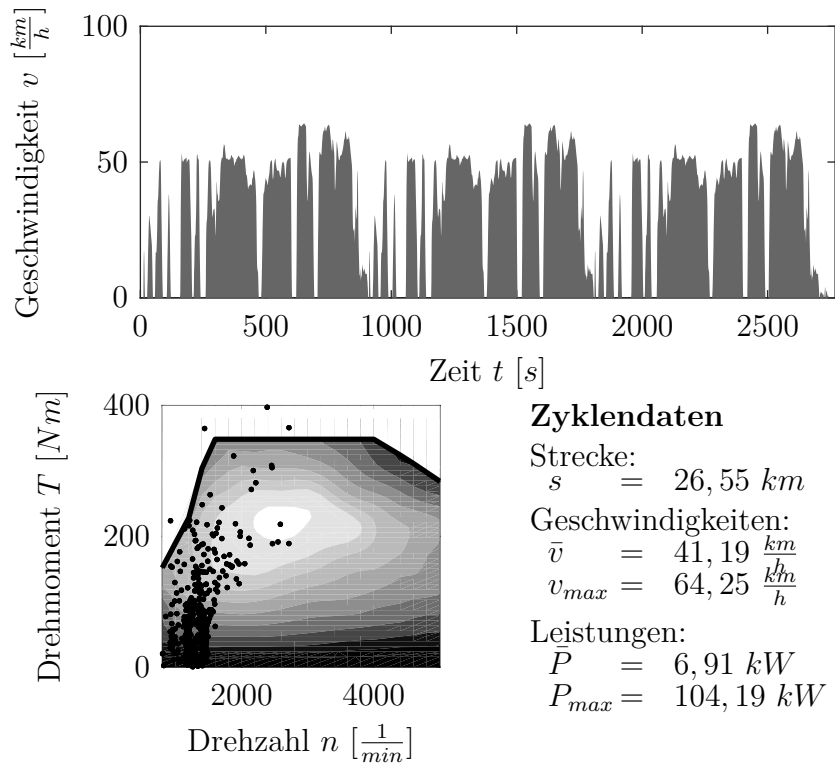


Abbildung A.11: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 5 (Stadt 3)



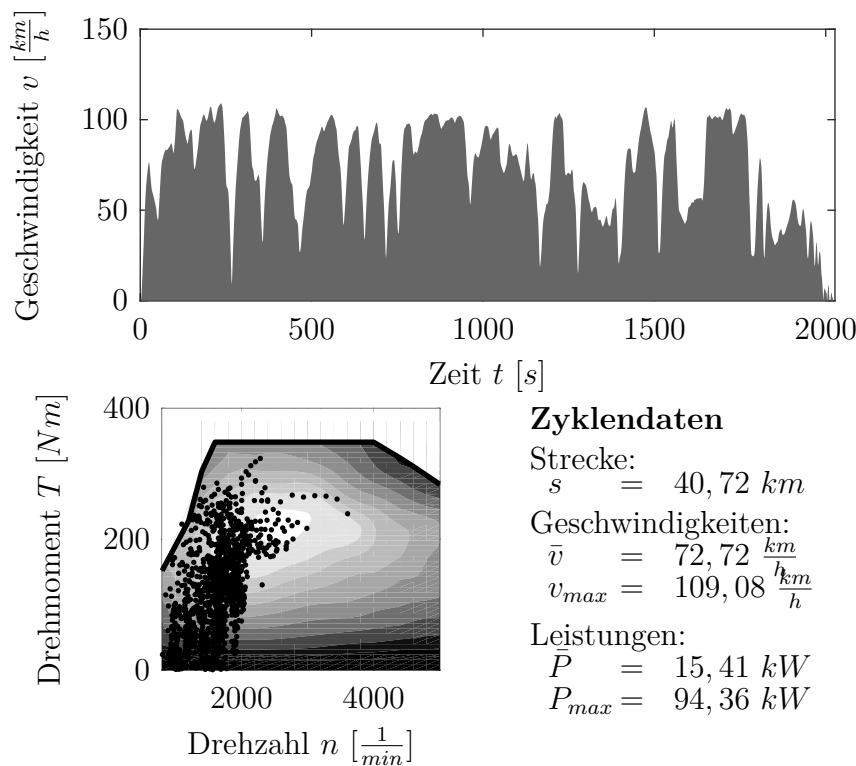


Abbildung A.12: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 6 (Überland 1)

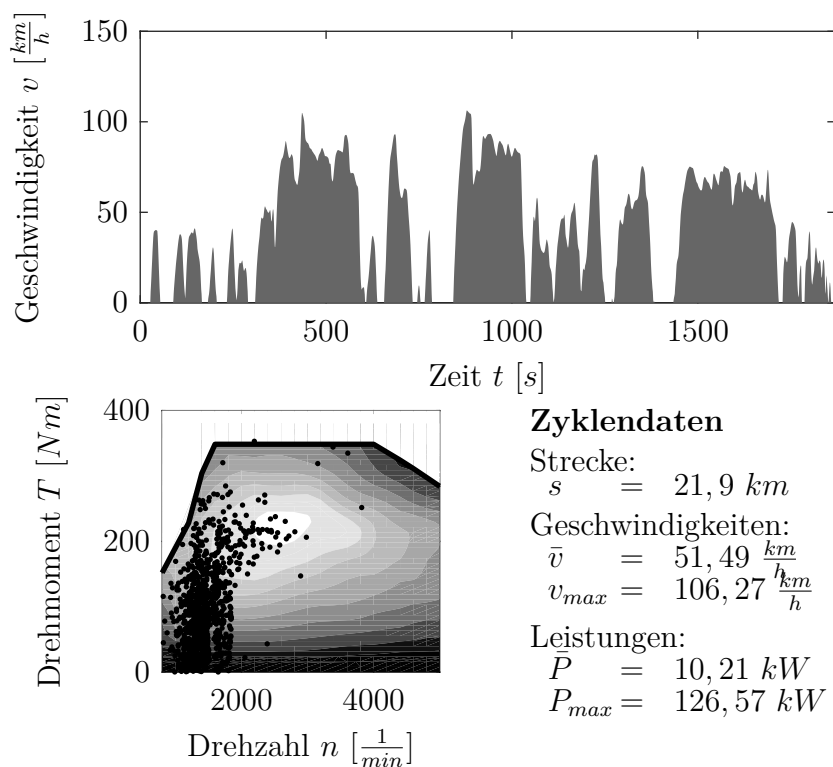


Abbildung A.13: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 7 (Überland 2)

Abbildung A.14: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 8 (Überland 3)

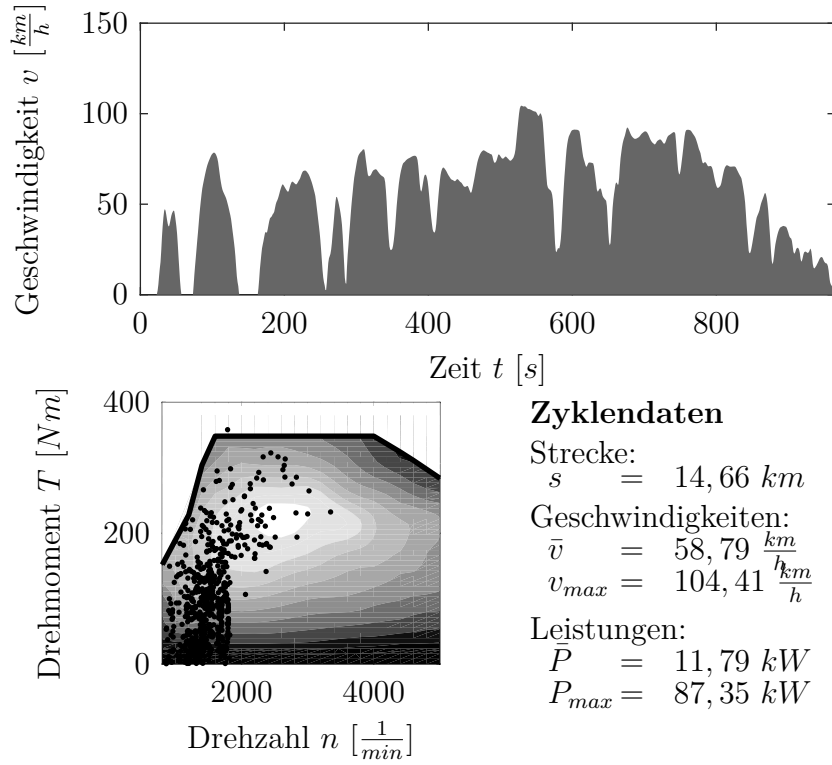
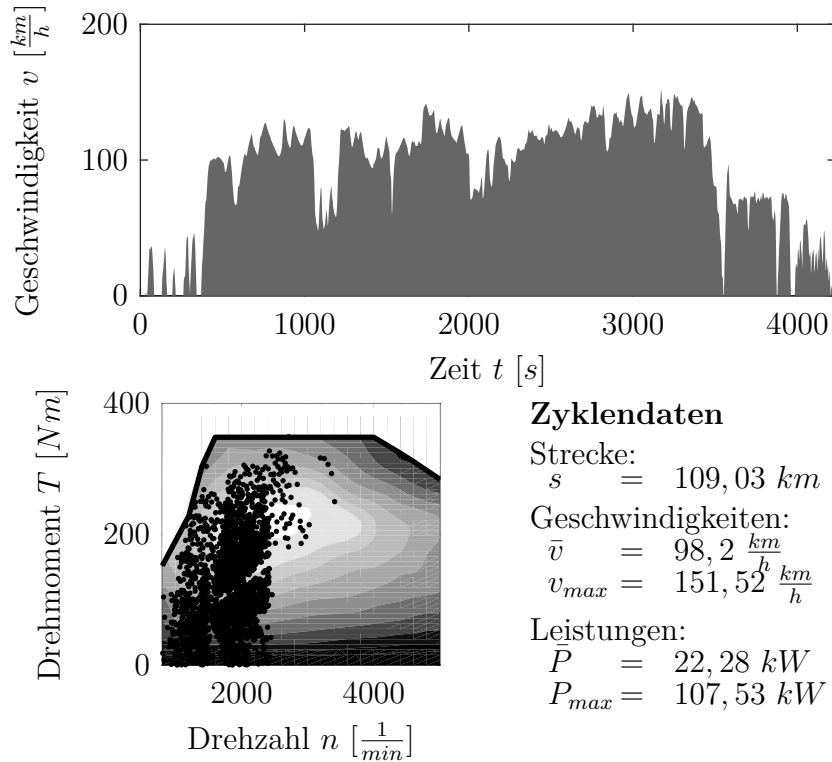


Abbildung A.15: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 9 (Autobahn 1)



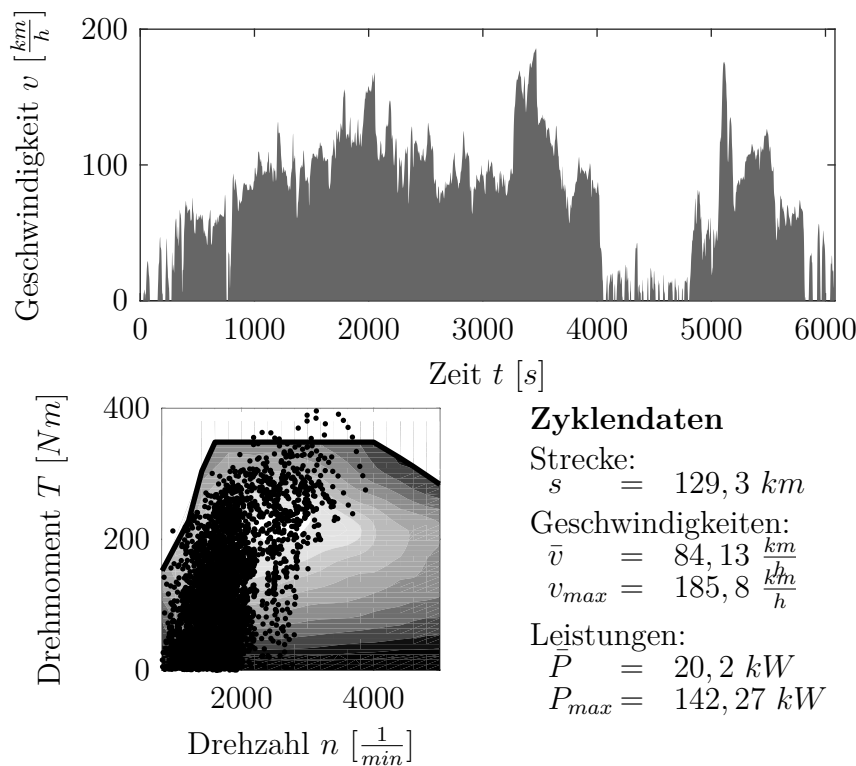


Abbildung A.16: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 10 (Autobahn 2)

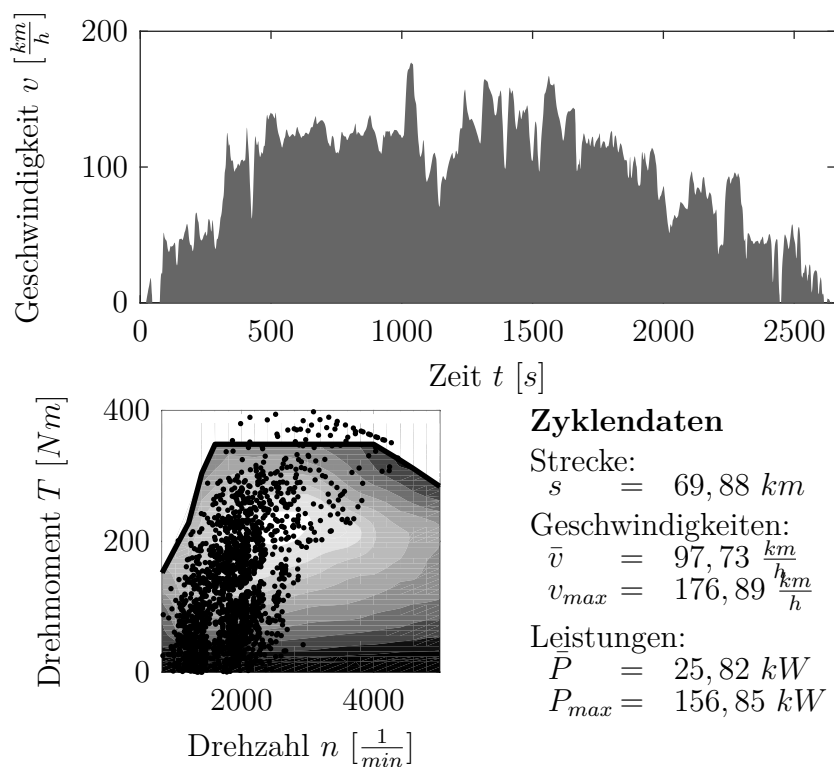


Abbildung A.17: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 11 (Autobahn 3)

Abbildung A.18: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 12 (Gemischt 1)

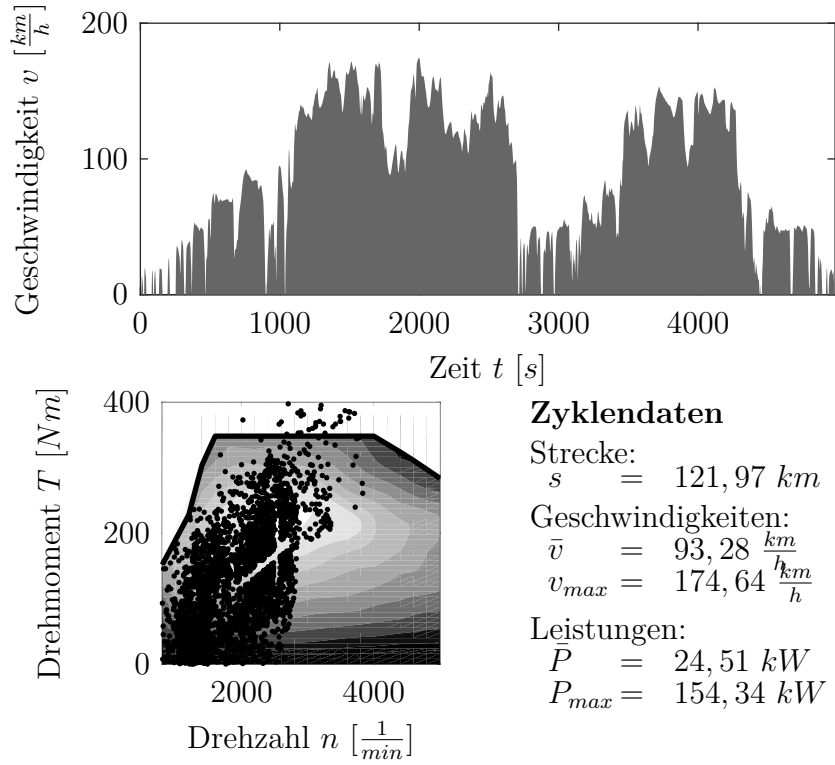
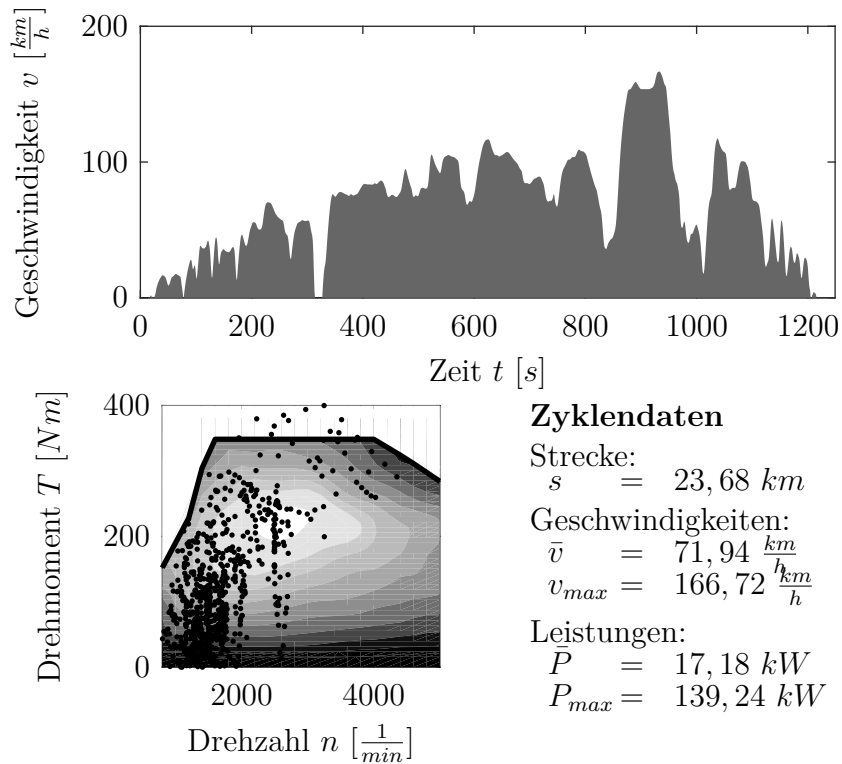


Abbildung A.19: Geschwindigkeitsprofil, Betriebspunkte im VM-Kennfeld sowie charakteristische Daten für Fahrzyklus 13 (Gemischt 2)



Literaturverzeichnis

- [1] GOLLOCH, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung. Berlin: Springer-Verlag, ISBN: 3540238832, 2005.
- [2] WITTLER, M.; NASE, A.; GLUSK, P.; DANIEL, M.: Future Engine Strategies - Survival of the ICE beyond 2025? 24. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik 5.-7. Oktober 2015, Aachen, Pischinger, S.; Eckstein, L. (Hrg.); Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Band 2, ISBN 978-3-00-049205-1, S. 1521-1532.
- [3] ANDREWS, G. E.; HARRIS, J.; OUNZAIN, A.: SI Engine Warm-Up: Water and Lubricating Oil Temperature Influences. SAE 1989-892103.
- [4] ROBERTS, A.; BROOKS, R.; SHIPWAY, P.: Internal combustion engine cold-start efficiency: A review of the problem, causes and potential solutions. Energy Conversion and Management, Jahrgang 82, S. 327–350, 2014.
- [5] GHEBRU, D.: Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug. Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [6] FOLLMER, R.; GRUSCHWITZ, D.: Mobilität in Deutschland - MiD Kurzreport - Studie von infas, DLR, IVT und infas 360 im Auftrag des Bundesministers für Verkehr und digitale Infrastruktur (FE-Nr. 70.904/15). Berlin, 2018.
- [7] MCGUCKIN, N.; FUCCI, A.: Summary of Travel Trends - 2017 National Household Travel Survey (FHWA-PL-18-019). Washington, 2018.
- [8] STRUPP, N. C.; LEMKE, N.: Klimatische Daten und Pkw-Nutzung - Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien. FAT-Schriftenreihe 224, Forschungsvereinigung für Automobiltechnik e.V. 2010.
- [9] PISCHINGER, S.; GENENDER, P.; KLOPSTEIN, S.; HEMKEMEYER, D.: Aufgaben beim Thermomanagement von Hybrid- und Elektrofahrzeugen. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift, 4/2014, Jahrgang 116, S. 54–59.

- [10] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: Meteorologische Grundlagen für die technische Gebäudeausrüstung - t,x-Korrelation der Jahre 1991 bis 2005 für 15 Klimazonen in Deutschland. VDI-Richtlinie 4710, Blatt 3, 2011.
- [11] DUDENREDAKTION: Das Fremdwörterbuch, 11., vollständig überarbeitete und aktualisierte Auflage. Berlin: Bibliographisches Institut, ISBN: 978-3-411-04061-2, 2015.
- [12] DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION, Hrsg.: Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zur Schaffung eines Rahmens für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge, 2007.
- [13] HOFMANN, P.: Hybridfahrzeuge - Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft. Wien: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-7091-1779-8, 2014.
- [14] REIF, K.; NOREIKAT, K.-E.; BORGEESE, K.: Kraftfahrzeug-Hybridantriebe - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, ISBN: 978-3834807229, 2012.
- [15] GUZZELLA, L.; SCIARRETTA, A.: Vehicle Propulsion Systems - Introduction to Modeling and Optimization. Berlin: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-642-35912-5, 2013.
- [16] WAGNER, U.; RAUCH, M.; ECKL, T.; SCHAMEL, A.; WEBER, C.; SPRINGER, M.; MAIWALD, O.; KNORR, T.; LAUER, S.: 48 V P2 Hybridisierung mit optimiertem Motorkonzept - bestmögliche Fahrbarkeit bei exzellenter Verbrauchs- und Kosteneffizienz. 37. Internationales Wiener Motorensymposium 28.- 29. April 2016, Wien, H. P. Lenz (Hrg.); VDI Verlag GmbH, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 799, ISBN 978-3-18-379912-1.
- [17] GÖRKE, D.: Untersuchungen zur kraftstoffoptimalen Betriebsweise von Parallelhybridfahrzeugen und darauf basierende Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien. Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart, 2016.
- [18] REIF, K.: Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe mit Brennstoffzellen und alternativen Kraftstoffen. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, ISBN: 978-3-8348-1303-9, 2010.
- [19] GÖRKE, D.; BARGENDE, M.; KELLER, U.; RUZICKA, N.; SCHMIEDLER, S.: Optimal Control based Calibration of Rule-Based Energy Management for Parallel Hybrid Electric Vehicles. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 1/2015, Jahrgang 4, S. 178–189.

- [20] ECKSTEIN, L.: Unkonventionelle Fahrzeugantriebe - Vorlesungsumdruck zur Vorlesung 'Unkonventionelle Fahrzeugantriebe'. Aachen: fka GmbH, ISBN: 978-3-940374-32-5, 2010.
- [21] HUSS, M.: Übertragung von Motoreigenschaften mit Hilfe charakteristischer Skalierfunktionen zur Simulation verschiedener Varianten von Ottomotoren. Dissertation, Institut für Energietechnik, TU München, 2013.
- [22] KORTE, V.; FRASER, N.; TAYLOR, J.; DINGELSTADT, R.: Effizientes Downsizing für zukünftige Ottomotoren. MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 5/2011, Jahrgang 72, S. 386–393.
- [23] LANGWIESNER, M.: Konzepte für bestpunktoptimierte Verbrennungsmotoren innerhalb von Hybridantriebssträngen. Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart, 2018.
- [24] RIEMER, T.: Vorausschauende Betriebsstrategie für ein Erdgas hybridfahrzeug. Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart, 2012.
- [25] KEHREN, C.; PLETTENBERG, M.; UHLMANN, T.; HERMSEN, F.-G.; YADLA, S.: Hybridantriebe – Kalte Herausforderung für die Reibungsreduzierung von Verbrennungsmotoren. Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2018, S. 1–19, 2018.
- [26] KELLER, P.; WENZEL, W.; BECKER, M.; ROBY, J.: Hybrid-Kühlmittelpumpe mit elektrischem und mechanischem Antrieb. MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 11/2010, Jahrgang 71, S. 794–798.
- [27] PFAFFELHUBER, K.; UHL, F.: Motorkapselungen für weniger Kaltstarts. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 12/2015, Jahrgang 117, S. 38–43.
- [28] WAHL, H.-G.: Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen. Dissertation, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Karlsruher Institut für Technologie, 2015.
- [29] JUNG, M.; KEMLE, A.; STRAUSS, T.; WAWZYNIAK, M.: Innenraumheizung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift, 5/2011, Jahrgang 113, S. 396–402.
- [30] GROSSMANN, H.: Pkw-Klimatisierung - Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung. Berlin, Heidelberg: Springer-Vieweg, ISBN: 978-3-642-39840-7, 2013.
- [31] MAAMRIA, D.: Dynamic optimization in multi-states systems for automobile energy efficiency. Dissertation, Centre Automatique et Systèmes, Mathématiques et Systèmes, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2015.

- [32] SILVAS, E.; HOFMAN, T.; MURGOVSKI, N.; ETMAN, P.; STEINBUCH, M.: Review of Optimization Strategies for System-Level Design in Hybrid Electric Vehicles. *IEEE - Transactions on Vehicular Technology*, 1/2016, Jahrgang 66, S. 57–70.
- [33] EBBESEN, S. B.: Optimal sizing and control of hybrid electric vehicles. Dissertation, Institute for Dynamic Systems und Control, ETH Zürich, 2012.
- [34] POURABDOLLAH, M.; SILVAS, E.; MURGOVSKI, N.; STEINBUCH, M.; EGARDT, B.: Optimal Sizing of a Series PHEV - Comparison between Convex Optimization and Particle Swarm Optimization. *IFAC-PapersOnLine*, 15/2015, Jahrgang 48, S. 16–22.
- [35] SITTING, A.: Optimierung und Applikation von Betriebsstrategien in Hybridfahrzeugen. Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, TU München, 2013.
- [36] BACK, M.: Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen. Dissertation, Institut für Regelungs- und Steuerungstechnik, Universität Karlsruhe, 2006.
- [37] HOFMAN, T.; STEINBUCH, M.; VAN DRUTEN, R.; SERRARENS, A.: Rule-based energy management strategies for hybrid vehicles. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*, 1/2007, Jahrgang 1, S. 71–94.
- [38] SERRAO, L.; ONORI, S.; RIZZONI, G.: A comparative analysis of energy management strategies for hybrid electric vehicles. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 3/2011, Jahrgang 133.
- [39] DEXTREIT, C.; ASSADIAN, F.; KOLMANOVSKY, I. V.; MAHTANI, J.; BURNHAM, K.: Hybrid Electric Vehicle Energy Management Using Game Theory. SAE 2008-01-1317.
- [40] MORENO, J.; ORTÚZAR, M. E.; DIXON, J. W.: Energy-management system for a hybrid electric vehicle, using ultracapacitors and neural networks. *IEEE - Transactions on Industrial Electronics*, 2/2006, Jahrgang 53, S. 614–623.
- [41] HU, Y.; LI, W.; XU, K.; ZAHID, T.; QIN, F.; LI, C.: Energy management strategy for a hybrid electric vehicle based on deep reinforcement learning. *Applied Sciences*, 2/2018, Jahrgang 8, S. 187.
- [42] ONORI, S.; SERRAO, L.; RIZZONI, G.: Hybrid Electric Vehicles - Energy Management Strategies. London: Springer-Verlag, ISBN: 978-1-4471-6779-2, 2016.
- [43] BIANCHI, D.; ROLANDO, L.; SERRAO, L.; ONORI, S.; RIZZONI, G.; AL-KHAYAT, N.; HSIEH, T.-M.; KANG, P.: Layered control strategies for hybrid electric vehicles based on optimal control. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*, 2/2011, Jahrgang 3, S. 191–217.

- [44] FLECKNER, M.: Strategien zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs für ein Vollhybridfahrzeug. Dissertation, Institut für Kraftfahrzeuge (IKA), RWTH Aachen University, 2010.
- [45] MERTINS, F.: Energetische Bewertung von Betriebsstrategien im Hybrid - Antriebsstrang. Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe, Isermann, R. (Hrg.); Vieweg + Teubner, ATZ/MTZ-Fachbuch, ISBN 978-3-18-373512-9; S. 308-327.
- [46] RUF, M.: Potentiale des Dieselhybrids durch optimierte Betriebsstrategie. Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart, 2013.
- [47] FATHY, H. K.; REYER, J. A.; PAPALAMBROS, P. Y.; ULSOV, A. G.: On the coupling between the plant and controller optimization problems. Proceedings of the 2001 American Control Conference, Jahrgang 3, S. 1864–1869, 2001.
- [48] SAGER, S.: Numerical methods for mixed-integer optimal control problems. Dissertation, Interdisziplinäres Zentrum für Wissenschaftliches Rechnen, Universität Heidelberg, 2006.
- [49] KNUT GRAICHEN: Methoden der Optimierung und optimalen Steuerung. Vorlesungsmanuskript, Institut für Mess-, Regel- und Mikrotechnik, Universität Ulm, 2012.
- [50] SCHNABEL, M.: Diskret-kontinuierliche dynamische Systeme: optimale Steuerung und Beobachtung. Düsseldorf: VDI-Verlag, ISBN: 978-3-18-390008-4, 2001.
- [51] BIRAL, F.; BERTOLAZZI, E.; BOSETTI, P.: Notes on numerical methods for solving optimal control problems. IEEJ Journal of Industry Applications, 2/2016, Jahrgang 5, S. 154–166.
- [52] ALI, A. M.; SÖFFKER, D.: Towards Optimal Power Management of Hybrid Electric Vehicles in Real-Time: A Review on Methods, Challenges, and State-Of-The-Art Solutions. Energies, 3/2018, Jahrgang 11, S. 476.
- [53] DREYFUS, S.: Richard Bellman on the Birth of Dynamic Programming. Operations Research, 1/2002, Jahrgang 50, S. 48–51.
- [54] EDDY, S. R.: What is dynamic programming? Nature biotechnology, 7/2004, Jahrgang 22, S. 909.
- [55] BERTSEKAS, D. P.: Dynamic programming and optimal control. Belmont: Athena Scientific, ISBN: 978-1-886529-43-4, 2005.
- [56] BELLMAN, R. E.; DREYFUS, S.: Dynamic programming. Princeton: Princeton University Press, ISBN: 9780691146683, 1957.

- [57] PAPAGEORGIOU, M.; LEIBOLD, M.; BUSS, M.: Optimierung - Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-540-34012-6, 2012.
- [58] SUNDSTRÖM, O.; GUZZELLA, L.: A generic dynamic programming Matlab function. IEEE - Control Applications & Intelligent Control, S. 1625–1630, 2009.
- [59] SUNDSTRÖM, O.; AMBÜHL, D.; GUZZELLA, L.: On Implementation of Dynamic Programming for Optimal Control Problems with Final State Constraints. Oil & Gas Science and Technology, 1/2010, Jahrgang 65, S. 91–102.
- [60] AMBÜHL, D.: Energy management strategies for hybrid electric vehicles. Dissertation, Institute for Dynamic Systems und Control, ETH Zürich, 2009.
- [61] WANG, R.; LUKIC, S. M.: Dynamic programming technique in hybrid electric vehicle optimization. IEEE - International Electric Vehicle Conference, S. 1–8, 2012.
- [62] TSCHOPP, F.; NÜESCH, T.; WANG, M.; ONDER, C.: Optimal Energy and Emission Management of a Diesel Hybrid Electric Vehicle Equipped with a Selective Catalytic Reduction System. SAE 2015-24-2548.
- [63] ELBERT, P.; EBBESEN, S.; GUZZELLA, L.: Implementation of Dynamic Programming for n-Dimensional Optimal Control Problems With Final State Constraints. IEEE - Transactions on Control Systems Technology, 3/2013, Jahrgang 21, S. 924–931.
- [64] LI, W.; XU, G.; WANG, Z.; XU, Y.: Dynamic energy management for hybrid electric vehicle based on adaptive dynamic programming. IEEE - International Conference on Industrial Technology, S. 1–6, 2008.
- [65] JOHANNESSON, L.; EGARDT, B.: Approximate dynamic programming applied to parallel hybrid powertrains. IFAC Proceedings Volumes, 2/2008, Jahrgang 41, S. 3374–3379.
- [66] WAHL, H.-G.; GAUTERIN, F.: An iterative dynamic programming approach for the global optimal control of hybrid electric vehicles under real-time constraints. IEEE - Intelligent Vehicles Symposium, S. 592–597, 2013.
- [67] TATE, E. D.; GRIZZLE, J. W.; PENG, H.: SP-SDP for Fuel Consumption and Tailpipe Emissions Minimization in an EVT Hybrid. IEEE - Transactions on Control Systems Technology, 3/2010, Jahrgang 18, S. 673–687.
- [68] PONTRJAGIN, L. S.; BOLTJANSKIJ, V. G.; GAMKRELIDZE, R. V.; MISČENKO, E. F.: Mathematische Theorie optimaler Prozesse. München: Oldenbourg, 1965.
- [69] KIM, N.; CHA, S.; PENG, H.: Optimal Control of Hybrid Electric Vehicles Based on Pontryagin's Minimum Principle. IEEE - Transactions on Control Systems Technology, 5/2011, Jahrgang 19, S. 1279–1287.

- [70] SCHORI, M.; BÖHME, T. J.; BECKER, U.; SCHULTALBERS, M.: Verfahren zur Lösung von hybriden Optimalsteuerungsproblemen und deren Anwendung auf den Betrieb von Hybridfahrzeugen. *Automatisierungstechnik*, 12/2013, Jahrgang 61, S. 831–840.
- [71] PAGANELLI, G.; ERCOLE, G.; BRAHMA, A.; GUEZENNEC, Y.; RIZZONI, G.: General supervisory control policy for the energy optimization of charge-sustaining hybrid electric vehicles. *JSAE Review*, 4/2001, Jahrgang 22, S. 511–518.
- [72] SCIARRETTA, A.; BACK, M.; GUZZELLA, L.: Optimal Control of Parallel Hybrid Electric Vehicles. *IEEE - Transactions on Control Systems Technology*, 3/2004, Jahrgang 12, S. 352–363.
- [73] SERRAO, L.; ONORI, S.; RIZZONI, G.: ECMS as a realization of Pontryagin’s minimum principle for HEV control. *American control conference*, S. 3964–3969, 2009.
- [74] RAO, A. V.: A Survey of Numerical Methods for Optimal Control. *Advances in the Astronautical Sciences*, 1/2009, Jahrgang 135, S. 497–528.
- [75] DOSTHOSSEINI, R.; KOUZANI, A. Z.; SHEIKHOLESLAM, F.: Direct method for optimal power management in hybrid electric vehicles. *International Journal of Automotive Technology*, 6/2011, Jahrgang 12, S. 943–950.
- [76] KLEIMAIER, A.: Optimale Betriebsführung von Hybridfahrzeugen. Dissertation, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, TU München, 2004.
- [77] STRYK, O. von: Numerische Lösung optimaler Steuerungsprobleme. Diskretisierung, Paraameteroptimierung und Berechnung der adjungierten Variablen. Dissertation, Mathematisches Institut, TU München, 1994.
- [78] WOLPERT, D. H.; MACREADY, W. G.: Coevolutionary Free Lunches. *IEEE - Transactions on Evolutionary Computation*, 6/2005, Jahrgang 9, S. 721–735.
- [79] SCIARRETTA, A.; GUZZELLA, L.: Control of hybrid electric vehicles. *IEEE - Control Systems Magazine*, 2/2007, Jahrgang 27, S. 60–70.
- [80] EGARDT, B.; MURGOVSKI, N.; POURABDOLLAH, M.; JOHANNESSON MARDH, L.: Electromobility Studies Based on Convex Optimization - Design and Control Issues Regarding Vehicle Electrification. *IEEE - Control Systems Magazine*, 2/2014, Jahrgang 34, S. 32–49.
- [81] MURGOVSKI, N.; JOHANNESSON, L.; HELLGREN, J.; EGARDT, B.; SJÖBERG, J.: Convex optimization of charging infrastructure design and component sizing of a plug-in series HEV powertrain. *IFAC Proceedings Volumes*, 1/2011, Jahrgang 44, S. 13052–13057.

- [82] MURGOVSKI, N.; JOHANNESON, L. M.; SJOBERG, J.: Engine On/Off Control for Dimensioning Hybrid Electric Powertrains via Convex Optimization. *IEEE - Transactions on Vehicular Technology*, 7/2013, Jahrgang 62, S. 2949–2962.
- [83] NÜESCH, T.; ELBERT, P.; FLANKL, M.; ONDER, C.; GUZZELLA, L.: Convex Optimization for the Energy Management of Hybrid Electric Vehicles Considering Engine Start and Gearshift Costs. *Energies*, 2/2014, Jahrgang 7, S. 834–856.
- [84] WANG, Z.; HUANG, B.; LI, W.; XU, Y.: Particle Swarm Optimization for Operational Parameters of Series Hybrid Electric Vehicle. *IEEE - International Conference on Robotics and Biomimetics*, S. 682–688, 2006.
- [85] NÜESCH, T.; OTT, T.; EBBESEN, S.; GUZZELLA, L.: Cost and fuel-optimal selection of HEV topologies using Particle Swarm Optimization and Dynamic Programming. *IEEE - American Control Conference (ACC)*, S. 1302–1307, 2012.
- [86] EBBESEN, S.; KIWITZ, P.; GUZZELLA, L.: A generic particle swarm optimization Matlab function. *IEEE - American Control Conference (ACC)*, S. 1519–1524, 2012.
- [87] KRENEK, T.; RUTHMAIR, M.; RAIDL, G. R.; PLANER, M.: Applying (hybrid) metaheuristics to fuel consumption optimization of hybrid electric vehicles. *European Conference on the Applications of Evolutionary Computation*, S. 376–385, 2012.
- [88] WIMALENDRA, R. S.; UDAWATTA, L.; EDIRISINGHE, E. M. C. P.; KARUNARATHNA, S.: Determination of Maximum Possible Fuel Economy of HEV for Known Drive Cycle - Genetic Algorithm Based Approach. *IEEE - 4th International Conference on Information and Automation for Sustainability*, S. 289–294, 2008.
- [89] FANG, L.; QIN, S.; XU, G.; LI, T.; ZHU, K.: Simultaneous Optimization for Hybrid Electric Vehicle Parameters Based on Multi-Objective Genetic Algorithms. *Energies*, 12/2011, Jahrgang 4, S. 532–544.
- [90] BERTRAM, C.; BUECHERL, D.; THANHEISER, A.; HERZOG, H.-G.: Multi-objective optimization of a parallel hybrid electric drive train. *IEEE - Vehicle Power and Propulsion Conference*, S. 1–5, 2011.
- [91] CHEN, K.; DENG, Y.; ZHOU, F.; SUN, G.; YUAN YE: Control strategy optimization for hybrid electric vehicle based on particle swarm and simulated annealing algorithm. *IEEE - International Conference on Electric Information and Control Engineering*, S. 2054–2057, 2011.
- [92] KUTTER, S.; BAKER, B.: Predictive online control for hybrids: Resolving the conflict between global optimality, robustness and real-time capability. *IEEE - Vehicle Power and Propulsion Conference*, S. 1–7, 2010.

- [93] NGO, V.; HOFMAN, T.; STEINBUCH, M.; SERRARENS, A.: Optimal Control of the Gearshift Command for Hybrid Electric Vehicles. *IEEE - Transactions on Vehicular Technology*, 8/2012, Jahrgang 61, S. 3531–3543.
- [94] PÉREZ, L. V.; BOSSIO, G. R.; MOITRE, D.; GARCÍA, G. O.: Optimization of power management in an hybrid electric vehicle using dynamic programming. *Mathematics and Computers in Simulation*, 1-4/2006, Jahrgang 73, S. 244–254.
- [95] LESCOT, J.; SCJARRETTA, A.; CHAMAILLARD, Y.; CHARLET, A.: On the integration of optimal energy management and thermal management of hybrid electric vehicles. *IEEE - Vehicle Power and Propulsion Conference*, S. 1–6, 2010.
- [96] MAAMRIA, D.; CHAPLAIS, F.; PETIT, N.; SCJARRETTA, A.: Numerical optimal control as a method to evaluate the benefit of thermal management in hybrid electric vehicles. *IFAC Proceedings Volumes*, 3/2014, Jahrgang 47, S. 4807–4812.
- [97] POURHASHEMI, A. P. u. a.: Ant colony optimization applied to optimal energy management of fuel cell hybrid electric vehicle. *IEEE - International Congress on Ultra Modern Telecommunications and Control Systems*, S. 497–503, 2012.
- [98] TANG, L.; RIZZONI, G.: Energy management strategy including battery life optimization for a HEV with a CVT. *IEEE - Transportation Electrification Conference and Expo*, S. 549–554, 2016.
- [99] PADOVANI, T. M.; DEBERT, M.; COLIN, G.; CHAMAILLARD, Y.: Optimal Energy Management Strategy including Battery Health through Thermal Management for Hybrid Vehicles. *IFAC Proceedings Volumes*, 21/2013, Jahrgang 46, S. 384–389.
- [100] SERRAO, L.; SCJARRETTA, A.; GRONDIN, O.; CHASSE, A.; CREFF, Y.; DI DOMENICO, D.; POGNANT-GROS, P.; QUEREL, C.; THIBAUT, L.: Open Issues in Supervisory Control of Hybrid Electric Vehicles - A Unified Approach Using Optimal Control Methods. *Oil & Gas Science and Technology*, 1/2013, Jahrgang 68, S. 23–33.
- [101] MERZ, F.; SCJARRETTA, A.; DABADIE, J.-C.; SERRAO, L.: On the Optimal Thermal Management of Hybrid-Electric Vehicles with Heat Recovery Systems. *Oil & Gas Science and Technology*, 4/2012, Jahrgang 67, S. 601–612.
- [102] VAN BERKEL, K.; KLEMM, W.; HOFMAN, T.; VROEMEN, B.; STEINBUCH, M.: Optimal Energy Management for a Mechanical-Hybrid Vehicle with Cold Start Conditions. *IEEE - Transactions on Vehicular Technology*, 4/2013, Jahrgang 63, S. 1555–1566.
- [103] VAN BERKEL, K.; KLEMM, W.; HOFMAN, T.; VROEMEN, B.; STEINBUCH, M.: Optimal Control of a Mechanical Hybrid Powertrain With Cold-Start Conditions. *IEEE - Transactions on Vehicular Technology*, 4/2014, Jahrgang 63, S. 1555–1566.

- [104] VAN REEVEN, V.; HOFMAN, T.; WILLEMS, F.; HUISMAN, R.; STEINBUCH, M.: Optimal Control of Engine Warmup in Hybrid Vehicles. *Oil & Gas Science and Technology*, 1/2016, Jahrgang 71, S. 14.
- [105] BEYFUSS, B.: Entwicklung eines adaptiven Hybridfahrzeug-Betriebsstrategiekonzepts für Realfahrtbedingungen. Dissertation, Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, TU Wien, 2019.
- [106] SHAMS-ZAHRAEI, M.; KOUZANI, A. Z.; KUTTER, S.; BÄKER, B.: Integrated thermal and energy management of plug-in hybrid electric vehicles. *Journal of Power Sources*, Jahrgang 216, S. 237–248, 2012.
- [107] GISSING, J.; THEMANN, P.; BALTZER, S.; LICHIUS, T.; ECKSTEIN, L.: Optimal Control of Series Plug-In Hybrid Electric Vehicles Considering the Cabin Heat Demand. *IEEE - Transactions on Control Systems Technology*, 3/2016, Jahrgang 24, S. 1126–1133.
- [108] GONG, X.; WANG, H.; AMINI, M. R.; KOLMANOVSKY, I.; SUN, J.: Integrated Optimization of Power Split, Engine Thermal Management, and Cabin Heating for Hybrid Electric Vehicles. *IEEE - Conference on Control Technology and Applications*, 2019.
- [109] LIEBL, J., Hrsg.: Mercedes-Benz E-Klasse - Entwicklung und Technik des W213. *ATZ/MTZ-Typenbuch*. Wiesbaden: Springer-Vieweg. ISBN: 978-3-658-18442-1, 2017.
- [110] MÜRWARD, M.; KELLER, U.; STRENKERT, J.; MAISCH, M.; NIETFELD, F.; SCHMIEDLER, S.: Die neue Generation Hybrid-Antriebe von Mercedes-Benz. 37. Internationales Wiener Motorensymposium 28.- 29. April 2016, Wien, H. P. Lenz (Hrg.); VDI Verlag GmbH, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 799, ISBN 978-3-18-379912-1.
- [111] STRENKERT, J.; SCHILDHAUER, C.; RICHTER, M.; GÖRKE, D.; RUZICKA, N.: Der neue Plug-In Hybrid 4-Zylinder Diesel von Mercedes-Benz. 26. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 9.-11. Oktober 2017, Aachen, Pischinger, S.; Eckstein, L. (Hrg.); Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Band 1, ISBN 978-3-00-054182-7.
- [112] ARDEY; BOLLIG; JURASCHEK; KLUETING; LANDERL: Plug and Drive - das neue Plug-In-Hybrid System von BMW. 36. Internationales Wiener Motorensymposium 7.-8. Mai 2015, Wien, H. P. Lenz (Hrg.); VDI Verlag GmbH, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 783, ISBN 978-3-18-378312-0.
- [113] SCHMITZ, G.; PREUSS, F.; BILLIG, C.; MAU, D.; SITTIG, A.; WILDE, A.: Get Together at the Charging Station - The All New Plug-In Hybrid Family of BMW. 25. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 10.-12. Oktober 2016, Aachen,

- Pischinger, S.; Eckstein, L. (Hrg.); Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Band 1, ISBN 978-3-00-052110-2, S. 91-108.
- [114] JURASCHEK, S.; BILLIG, C.; BUCHNER, A.; PROSSER, T.; WILDE, A.: Elektromobilität @ BMW Group. Eine Flotte für alle Bedürfnisse. 38. Internationales Wiener Motorensymposium 27.-28. April 2017, Wien, H. P. Lenz (Hrg.); VDI Verlag GmbH, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 802, Band 2, ISBN 978-3-18-380212-8, S. 14-23.
- [115] KNIRSCH, S.; STRASSER, R.; SCHIELE, G.; MÖHN, S.; BINDER, W.; ENZINGER, M.: Der Antriebsstrang des neuen AUDI Q7 e-tron 3.0 TDI quattro. 36. Internationales Wiener Motorensymposium 7.-8. Mai 2015, Wien, H. P. Lenz (Hrg.); VDI Verlag GmbH, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 783, ISBN 978-3-18-378312-0.
- [116] EICHLER, F.; BENNEWITZ, K.; HELBING, C.; PHILIPP, K.; LÜCK, P.; WEISS, N.; FELSCH, C.: Volkswagen elektrifiziert den neuen Golf. 38. Internationales Wiener Motorensymposium 27.-28. April 2017, Wien, H. P. Lenz (Hrg.); VDI Verlag GmbH, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 802, Band1, ISBN 978-3-18-380212-8, S.14-40.
- [117] MÜRWARD, M.; KEMMLER, R.; WALTNER, A.; KREITMANN, F.: Die neuen Vier-zyli-
nder-Ottomotoren von Mercedes-Benz. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 11/2013,
Jahrgang 74, S. 832–841.
- [118] FRITZ, M.: Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeu-
gen. Dissertation, Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FATS), Karlsruher Institut für
Technologie, 2015.
- [119] KIENCKE, U.; NIELSEN, L.: Automotive Control Systems - For Engine, Driveline, and
Vehicle. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-540-26484-2, 2005.
- [120] BEULSHAUSEN, J.: Thermomanagement als Maßnahme zur Reibungsreduktion von
Verbrennungsmotoren. Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (VKA),
RWTH Aachen University, 2014.
- [121] VARGA, P.: Thermisches Modell eines Verbrennungsmotors zur Untersuchung des
Warmlaufverhaltens. Dissertation, Institut für Strömungstechnik und Thermodyna-
mik (ISUT), Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2014.
- [122] WEINRICH, M.: Ein Mittelwertmodell zur Thermomanagementoptimierung von Ver-
brennungsmotoren. Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwe-
sen, Universität Stuttgart, 2009.
- [123] REIF, K.: Ottomotor-Management im Überblick. Wiesbaden: Springer-Vieweg, ISBN:
978-3-658-09523-9, 2015.

- [124] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: DIN 5499 - Brennwert und Heizwert; Begriffe, 1972.
- [125] BEYFUSS, B.; HOFMANN, P.; GERINGER, B.; GRASSL, P.: Extended engine-in-the-loop simulation for development of HEV energy management strategies. 19. Internationales Stuttgarter Symposium, Stuttgart 2019.
- [126] BEYFUSS, B.; HOFMANN, P.; GERINGER, B.: Efficiency Prediction for Optimal Load Point Determination of Internal Combustion Engines in Hybrid Drives. SAE 2019-24-0204.
- [127] MCBRIDE, B. J.; ZEHE, M. J.; GORDON, S.: NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species, 2002.
- [128] MERKER, G. P.; TEICHMANN, R.: Grundlagen Verbrennungsmotoren - Funktionsweise, Simulation, Messtechnik. Wiesbaden: Springer-Vieweg, ISBN: 978-3-658-03194-7, 2014.
- [129] GRILL, M.: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren. Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart, 2006.
- [130] JUSTI, E.: Spezifische Wärme Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-642-98519-5, 1938.
- [131] ZACHARIAS, F.: Analytical Representation of the Thermodynamic Properties of Combustion Gases. SAE 670930.
- [132] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine - Der Fahrzeugantrieb. Wien: Springer-Verlag, ISBN: 978-3211992760, 2009.
- [133] HEYWOOD, J. B.: Alle 2 Bilder anzeigen Dem Autor folgen John B. Heywood + Folgen Internal Combustion Engine Fundamentals. London: McGraw-Hill, ISBN: 978-0071004992, 1988.
- [134] PETERS, N.: Technische Verbrennung - Vorlesungsumdruck zur Vorlesung 'Technische Verbrennung'. Aachen: Insitut für technische Verbrennung (ITV), 2009.
- [135] WEINRICH, M.: Development of an Enhanced Mean-Value-Model for Optimization of Measures of Thermal-Management. SAE 2008-01-1169.
- [136] BAEHR, H. D.; STEPHAN, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN: 978-3662584408, 2019.
- [137] HOPP, H.: Thermomanagement von Hochleistungsfahrzeug-Traktionsbatterien anhand gekoppelter Simulationsmodelle. Wiesbaden: Springer-Vieweg, ISBN: 978-3-658-14247-6, 2016.

- [138] BENDER, R.; WENZL, H.; BECK, H. P.; JIANG, M.; OHMS, D.; SCHAEDLICH, G.: Electrochemical and thermal modeling of lithium-ion cells for use in HEV or EV application. *World Electric Vehicle Journal*, 1/2009, Jahrgang 3, S. 342–351.
- [139] JOSSEN, A.; WEYDANZ, W.: *Moderne Akkumulatoren richtig einsetzen*. Wiesbaden: Reichardt Verlag, ISBN: 978-3939359111, 2006.
- [140] SCHMIDT, J. P.: *Verfahren zur Charakterisierung und Modellierung von Lithium-Ionen Zellen*. Dissertation, Institut für Angewandte Materialien - Werkstoffe der Elektrotechnik (IAM-WET), Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [141] BERNARDI, D.; PAWLIKOWSKI, E.; NEWMAN, J.: A General Energy Balance for Battery Systems. *Journal of The Electrochemical Society*, 1/1985, Jahrgang 132, S. 5–12.
- [142] THOMAS, K. E.; NEWMAN, J.: Thermal modeling of porous insertion electrodes. *Journal of the Electrochemical Society*, 2/2003, Jahrgang 150, S. 176–192.
- [143] LEFEBVRE, L.: Smart Battery Thermal Management for PHEV Efficiency. *Oil & Gas Science and Technology*, 1/2013, Jahrgang 68, S. 149–164.
- [144] BIRKHOLD, J.-M.: *Bewertung von Adaptionsmethoden einer trockenen Trennkupplung in einem parallelen Vollhybrid-Antriebsstrang*. Diplomarbeit, RWTH Aachen University, 2008.
- [145] NÜESCH, T.: *Energy Management of Hybrid Electric Vehicles*. Dissertation, Institute for Dynamic Systems und Control, ETH Zürich, 2014.
- [146] SALCHER, T.: *Optimierte Betriebsstrategie hybrider Antriebssysteme für den Serieneinsatz*. Dissertation, Lehrstuhl für Elektrische Energiespeichertechnik (EES), TU München, 2013.
- [147] FESSLER, D. K.: *Modellbasierte On-Board-Diagnoseverfahren für Drei-Wege-Katalysatoren*. Dissertation, Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme (IRS), Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [148] APPELT, C.: *Modellbasierte Optimalsteuerung im Energiemanagement des Kraftfahrzeugs*. Dissertation, Institut für Energietechnik, TU Berlin, 2014.
- [149] GISSING, J.; LICHIOUS, T.; SCHOLZ-STARKE, K.; BALTZER, S.; JECK, P.; ECKSTEIN, L.; BOUVY, C.: Operational strategy for a series hybrid city bus in consideration of the dynamic heat demand. 21. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik 8.-10. Oktober 2012, Aachen, Pischinger, S.; Eckstein, L. (Hrg.); Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Band 1, S. 827-848.

- [150] MALY, R.: Entwicklung eines vorwärtsgerichteten Ansatzes der Dynamischen Programmierung zur Optimierung der Betriebsstrategie von Hybridfahrzeugen. Diplomarbeit, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart, 2014.
- [151] DEUSSEN, N.: Einfluss der Starttemperatur auf den Kraftstoffverbrauch. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Jahrgang 5, S. 143–162, 2006.
- [152] GARDINER, R.; ZHAO, C.; ADDISON, J.; SHAYLER, P. J.: The effects of thermal state changes on friction during the warm up of a spark ignition engine. Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings, S. 307, 2013.
- [153] SHAYLER, P. J.; BAYLIS, W. S.; MURPHY, M.: Main bearing friction and thermal interaction during the early seconds of cold engine operation. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1/2005, Jahrgang 127, S. 197–205.
- [154] ZAMMIT, J.-P.; SHAYLER, P. J.; GARDINER, R.; PEGG, I.: Investigating the potential to reduce crankshaft main bearing friction during engine warm-up by raising oil feed temperature. SAE International Journal of Engines, 1/2012, Jahrgang 5, S. 1312–1319.
- [155] SHAYLER, P. J.; CHRISTIAN, S. J.; MA, T.: A model for the investigation of temperature, heat flow and friction characteristics during engine warm-up. SAE Transactions, S. 1588–1597, 1993.
- [156] LEONG, D. K.; SHAYLER, P. J.; PEGG, I.; MURPHY, M.: Characterizing the effect of viscosity on friction in the piston assembly of internal combustion engines. Journal of Engineering Tribology, 4/2007, Jahrgang 221, S. 469–478.
- [157] LUX, G.; WINTER, S.; HOFMANN, P.; GERINGER, B.: Thermomanagement zur Verbrauchsabsenkung in Hybridantriebssträngen. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, 2008.
- [158] YOLDJOU, C.-M.; TUSCHINSKI, G.; DEUSSEN, N.: 8 WarmUp-ein neues Tool zur Bewertung des Kundennutzens von Wärmemanagement-Maßnahmen. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs III, Jahrgang 19, S. 96, 2002.
- [159] WIRTH, M.: Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Lehrstuhl für Maschinenelemente - Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), TU München, 2012.
- [160] HAINBACH, C.; SCHÄDLICH, S.: Klimatechnik - In: Dubbel. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-642-38891-0, 2014.

Veröffentlichungen und betreute Abschlussarbeiten

- [161] ENGBROKS, L.; GÖRKE, D.; SCHMIEDLER, S.; STRENKERT, J.; GERINGER, B.: Applying forward dynamic programming to combined energy and thermal management optimization of hybrid electric vehicles. IFAC-PapersOnLine, 31/2018, Jahrgang 51, S. 383–389.
- [162] ENGBROKS, L.; GÖRKE, D.; SCHMIEDLER, S.; GÖDECKE, T.; BEYFUSS, B.; GERINGER, B.: Combined energy and thermal management for plug-in hybrid electric vehicles - analyses based on optimal control theory. IFAC-PapersOnLine, 5/2019, Jahrgang 52, S. 610–617.
- [163] ENGBROKS, L.; KNAPPE, P.; GOERKE, D.; SCHMIEDLER, S.; GOEDECKE, T.; GERINGER, B.: Energetic Costs of ICE Starts in (P)HEV – Experimental Evaluation and its Influence on Optimization Based Energy Management Strategies. SAE 2019-24-0203.
- [164] GÖDECKE, T.; ASCHER, F.; DICKGIESSER, D.; ENGBROKS, L.; SCHÜRMAN, T.; VOIGTLÄNDER, R.: EQ Power Plug-In Hybrid - Elektrifiziert von A bis S. 40. Internationales Wiener Motorensymposium 15.-17. Mai 2019, Wien, H. P. Lenz (Hrg.); VDI Verlag GmbH, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 811, Band1, ISBN 978-3-18-381112-0, Extraheft.
- [165] GÖRKE, D.; STRENKERT, J.; SCHMIEDLER, S.; SCHÜRMAN, T.; ENGBROKS, L.: The intelligent operating strategy of the Mercedes-Benz plug-in hybrid electric vehicles. Der Antrieb von morgen 2017, Hybride und elektrische Antriebssysteme 11. Internationale MTZ-Fachtagung Zukunftsantriebe 25.- 26. Januar 201, Wiesbaden, Leibl, J. (Hrg.); Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-19223-5; S. 107-120.
- [166] KNAPPE, P.: Untersuchung der treibenden Faktoren für die energetischen Kosten von Verbrennungsmotorstarts im Parallelhybridfahrzeug. Masterthesis, Institut für Kraftfahrzeuge Aachen (IKA), RWTH Aachen University, 2018.
- [167] MATTBERG, D.: Thermische Modellierung und Untersuchung eines effizienten Motorwarmlaufs in einem Parallelhybridfahrzeug. Masterthesis, Institut für Verbrennungskraftmaschinen Aachen (IKA), RWTH Aachen University, 2018.
- [168] SCHMIDT, B.: Untersuchung und Quantifizierung der energetischen Kosten für einen Zustart des Verbrennungsmotors im P2-Hybridantriebsstrang. Masterthesis, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart, 2017.
- [169] ZIRFASS, P.: Einflüsse von innermotorischen Effekten auf die Betriebsstrategie eines P2-Hybridantriebsstrangs. Masterthesis, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart, 2018.