

Moritz Vaillant

Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagen- antriebsstränge

Variation von Topologie und
Komponenteneigenschaften zur
Steigerung von Fahrleistungen
und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad

Moritz Vaillant

**Design Space Exploration zur multikriteriellen
Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge**

Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur
Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 45**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den eigenständigen Lehrstühlen für Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Design Space Exploration zur multi-kriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge

Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad

von
Moritz Vaillant

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Fakultät für Maschinenbau, 2015

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark of Karlsruhe
Institute of Technology. Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding the cover, pictures and graphs – is licensed
under the Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 DE License
(CC BY-SA 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/de/>*



*The cover page is licensed under the Creative Commons
Attribution-No Derivatives 3.0 DE License (CC BY-ND 3.0 DE):
<http://creativecommons.org/licenses/by-nd/3.0/de/>*

Print on Demand 2016

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0452-8

DOI: 10.5445/KSP/1000050618

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist gegenwärtig großen Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und Fahrzeugbetrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Elektrofahrzeuge müssen aufgrund der im Vergleich zu Flüssigkraftstoffen geringen Speicherdichte von Batterien und der daraus resultierenden geringen Reichweite besonders energieeffizient ausgelegt werden. Stellschrauben hierzu sind die Fahrwiderstände, die Wirkungsgrade der Antriebsstrangkomponenten, Nebenverbraucher, Systeme zum Heizen und Kühlen von Komponenten und Fahrzeuginnerem, die Routen- und Trajektorienplanung sowie die Steuerung des Antriebs und aller anderen Komponenten. Der Energiebedarf des Gesamtfahrzeugs wird nicht nur durch die Wirkungsgrade der Antriebskomponenten selbst sondern auch durch ihre Anordnung im Antriebssystem, also durch dessen Topologie bestimmt. Hier sind gerade bei Elektrofahrzeugen viele unterschiedliche Varianten denkbar, da mehrere Motoren unterschiedlicher Art und Dimensionierung an unterschiedlichen Achspositionen zusammen mit verschiedenen Getriebe und Kupplungen zum Einsatz

kommen können. Für unterschiedliche Einsatzfälle die beste Konfiguration zu finden ist eine komplexe Entwicklungsaufgabe.

Hier setzt die vorliegende Arbeit an, in der eine Vorgehensweise vorgeschlagen wird, automatisiert bezüglich Energiebedarf und Fahrleistung für gegebene Fahrzyklen pareto-optimale Topologien des Antriebssystems und Dimensionierungen dessen Komponenten zu ermitteln. Für diese multikriterielle Optimierungsaufgabe wird ein genetischer Ansatz genutzt und hinsichtlich kurzer Durchlaufzeiten weiterentwickelt. Dabei werden die Systemdesignvarianten zusammen mit einer mittels dynamischer Programmierung jeweils global optimierten Betriebsstrategie bewertet. Für das Segment der Sportfahrzeuge werden daraus Regeln für die vorteilhafte Gestaltung elektrischer Antriebsstränge abgeleitet.

Karlsruhe, im Oktober 2015

Frank Gauterin

Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge

Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur
Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Wi.-Ing., MBA Moritz Vaillant

Tag der mündlichen Prüfung: 08.10.2015
Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird der Einfluss der Antriebsstrangtopologie auf den Energieverbrauch und die Fahrleistungen eines elektrischen Sportwagens untersucht. Ziel ist es, die zusätzlichen Freiheitsgrade bei der Definition von elektrischen Antriebssträngen zu nutzen, um den Energieverbrauch zu senken. Hierbei wird nicht nur der Einfluss der Topologie selbst, also der der *Anordnung* von Elektromotor und Getriebe untersucht. Vielmehr werden die *Eigenschaften* dieser Komponenten simultan verändert, um so ein *Systemoptimum* anstelle eines *Komponentenoptimums* zu finden.

Zunächst werden die erforderlichen Komponentenmodelle erstellt. Insbesondere wird ein parametrierbares Elektromotormodell präsentiert, das sowohl eine Leistungsskalierung als auch eine Variation der Wirkungsgradcharakteristik zulässt. Mithilfe dynamischer Programmierung wird eine Methode zur Betriebsstrategiedefinition erarbeitet, die eine stets energieminimale Komponentensteuerung gewährleistet.

Als Alternative zur etablierten variantenbasierten Entwicklung technischer Systeme wird das Konzept der Design Space Exploration vorgestellt. Darauf aufbauend wird eine Methode zur Analyse mehrdimensionaler Designräume eingeführt. Zur schnellen und automatisierten Suche nach pareto-optimalen Lösungen wird ein genetischer Algorithmus entwickelt. Das präsentierte Verfahren erlaubt es, in kurzer Zeit aus einer Vielzahl möglicher Designalternativen jene herauszufiltern, die vorher definierte Entwicklungsziele bestmöglich erfüllen.

Der für das Sportwagensegment relevante Designraum wird anschließend für unterschiedliche Fahrzeuge und Bewertungszyklen untersucht, um bestehende Wechselwirkungen zwischen Topologie und Komponenteneigenschaften zu analysieren. Abschließend werden Auslegungsregeln für effiziente und performante Antriebsstrangtopologien formuliert.

Abstract

This dissertation analyzes the link between drivetrain topology and energy consumption for all electric sports cars. The objective is to reduce energy consumption by usage of additional degrees of freedom in electric drivetrain design. The drivetrain topology (the *arrangement* of the electric motor and the gearbox) is varied along with the *characteristics* of the used components to find a system optimum instead of a component optimum.

This approach requires the use of component models. In particular, a parameterisable electric motor model is presented which allows power scaling as well as a variation of the efficiency map. In addition, Dynamic Programming is used to generate a drivetrain operating strategy that minimizes losses.

Design Space Exploration is presented as an alternative approach to the established variant-based methods in systems design. Moreover, an analysis method for multidimensional design spaces is introduced. A genetic algorithm provides fast and automated identification of pareto-optimal solutions. The presented procedure detects design solutions which meet predetermined design objectives best out of all possible solutions.

Drivetrain topologies and component characteristics were explored for various sports cars and driving cycles to analyze the interactions. Finally, design rules for efficient and high-performing drivetrains were derived.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik des Karlsruher Instituts für Technologie und in enger Kooperation mit der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG. Die Arbeit war eingebettet in das vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderte Projekt *e-generation*.

Herzlich danken möchte ich meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin für die Unterstützung des Promotionsvorhabens, das mir entgegengebrachte Vertrauen und sein stetes Interesse für das bearbeitete Thema. Mein Dank gilt ebenfalls Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer für die Übernahme des Korreferats. Bei Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers bedanke ich mich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Mein besonderer Dank gilt auch meinen Betreuern innerhalb der Abteilung Energiemanagement der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG Herrn Dr.-Ing. Frank Weberbauer und Herrn Dr.-Ing. Matthias Lederer, die das Forschungsvorhaben ermöglicht und das Thema aktiv mitgestaltet haben. Meinen Kollegen Christian Vienken, Dr.-Ing. Michael Eckert und Dr.-Ing. Andreas Warkentin danke ich für ihre Unterstützung und die anregenden fachlichen Diskussionen.

Bei meinen Lehrstuhlkollegen Felix Bleimund und Stephan Rhode bedanke ich mich für die inspirierenden Diskussionen, die vielfältige Unterstützung und nicht zuletzt für die tolle gemeinsame Zeit. Mein Dank gilt ebenfalls Herrn Dr.-Ing. Michael Frey für die fachliche Betreuung meiner Arbeit und die Koordination des Forschungsprojekts.

Einen wichtigen Beitrag zu dieser Arbeit haben außerdem die von mir betreuten Studenten geleistet: Hannes Tonak, Daniel Böhm, Sebastian Fünfgeld, Nikolas Hülsmann, Julian Carl, und Manuel Schwarz - Vielen Dank für euer Engagement und die fruchtbare Zusammenarbeit.

Schließlich danke ich ganz herzlich meiner Frau Katharina Jacob für ihre Ermutigung zu dieser Arbeit und ihre beständige Unterstützung.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Zielsetzung	1
1.1	Bedeutung der Elektromobilität	1
1.2	Problemstellung	3
1.3	Hypothese und Forschungsfrage	4
1.4	Zielsetzung der Arbeit	5
1.5	Aufbau der Arbeit	6
2	Der Energiebedarf eines Elektrofahrzeugs	9
2.1	Die Fahrwiderstände	9
2.2	Antriebsstrangverluste mechanischer Komponenten . .	11
2.2.1	Getriebe und Differential	11
2.2.2	Wellen, Lager und Bremse	12
2.3	Antriebsstrangverluste elektrischer Komponenten . . .	12
2.3.1	Elektromotor	12
2.3.2	Leistungselektronik	15
2.3.3	Batterie	16
2.4	Energiebedarf der Nebenverbraucher	17
2.5	Beeinflussungsmöglichkeiten des Energiebedarfs	17
2.5.1	Tank-to-Wheel Wirkungsgrad	17
2.5.2	Lastkollektiv und EM-Charakteristik	18
2.5.3	Potenzialabschätzung einer Optimierung	18
3	Untersuchtes System und Analysemethode	21
3.1	Festlegung des zu untersuchenden Systems	21
3.2	Methoden zur Systemdefinition	22
3.2.1	Systems Engineering	22
3.2.2	Design Space Exploration (DSE)	23
3.3	Übertragung der Analysemethode	25
3.3.1	Darstellung von DSE im V-Modell	25
3.3.2	Anforderungen an die Analysemethode	26
3.3.3	Realisiertes Framework zur Systemanalyse	27
3.3.4	Systemvariablen zur Topologiebeschreibung	30

3.4	Untersuchungsumfang	31
3.5	Segmentspezifische Systemgrenzen	34
3.5.1	Antriebsleistung	34
3.5.2	Getriebe	35
4	Fahrzeug- und Komponentensimulation	37
4.1	Simulations- und Modellierungsmethoden	37
4.1.1	Dynamische Simulation	37
4.1.2	Quasistationäre Simulation	38
4.1.3	Auswahl einer geeigneten Simulationsmethode	40
4.2	Modellierung der Komponenten	41
4.2.1	Parametrierbares Elektromotor-Modell	41
4.2.2	Modellierung des Getriebes	47
4.2.3	Weitere Antriebsstrangkomponenten	48
4.3	Ermittlung des Energieverbrauchs	49
4.3.1	Modellierung des Fahrzeugs	49
4.3.2	Bewertungszyklen	49
4.3.3	Bedeutung der Betriebsstrategie	51
4.3.4	Verbrauchsminimale Betriebsstrategie	52
4.4	Ermittlung der Fahrleistungen	57
4.4.1	Aufbau und Komponenten des Modells	57
4.4.2	Beschleunigungsoptimale Betriebsstrategie	58
4.5	Validierung der Simulationsmodelle	59
4.5.1	Validierung des Verbrauchsmodells	59
4.5.2	Validierung des Fahrleistungsmodells	61
5	Bestimmung optimaler Topologien	63
5.1	Stand der Forschung	63
5.2	Methoden zur Designraumanalyse	64
5.3	Definition von Pareto-Optimalität	65
5.4	Versuchsplanung	67
5.4.1	Vollfaktorielle Designs	69
5.4.2	Raumfüllende Designs	70
5.5	Multikriterielle Optimierung	72
5.5.1	Definition des Optimierungsproblems	73
5.5.2	Optimierung durch genetische Algorithmen	76
5.6	Eingesetzter Optimierungsalgorithmus	78
5.6.1	Funktionsweise des NSGA-II	78

5.6.2	Modellassistierte Erweiterung des NSGA-II . . .	81
5.6.3	Automatisierung des DSE-Frameworks	82
6	Untersuchungsergebnisse	85
6.1	Einfluss von Topologie und Komponenteneigenschaften	85
6.1.1	Analyse der PSM-Topologien	89
6.1.2	Analyse der ASM-Topologien	106
6.1.3	Analyse der Misch-Topologien	114
6.2	Einfluss des Fahrzyklus auf die Analyseergebnisse . . .	115
6.2.1	Pareto-Front bei ASM-Topologien	120
6.2.2	EM-Auslegung im NEFZ	120
6.3	Einfluss des Fahrzeugtyps auf die Analyseergebnisse .	122
6.4	Aggregierte Ergebnisaussagen	125
7	Zusammenfassung und Ausblick	127
7.1	Zusammenfassung der Arbeitsschwerpunkte	127
7.2	Wissenschaftlicher Beitrag	128
7.3	Ausblick	129
A	Anhang	133
	Literaturverzeichnis	143
	Nomenklatur	157
	Glossar	163

1 Einleitung und Zielsetzung

Zur Einführung in die vorliegende Arbeit wird in Abschnitt 1.1 die Motivation zur Auseinandersetzung mit dem Thema Elektromobilität beleuchtet und Herausforderungen bei der Entwicklung von Elektrofahrzeugen dargestellt. Abschnitt 1.2 leitet die beiden Handlungsfelder dieser Arbeit, den Umgang mit großer Variantenvielfalt sowie hoher Systemkomplexität, her. Basierend auf bisherigen Forschungsergebnissen wird in Abschnitt 1.3 eine Hypothese zu Möglichkeiten der Wirkungsgradsteigerung in der Antriebsstrangentwicklung aufgestellt und eine Forschungsfrage formuliert. Die Zielsetzung der Arbeit wird in Abschnitt 1.4 weiter präzisiert. In Abschnitt 1.5 wird abschließend der Aufbau der Arbeit vorgestellt.

1.1 Bedeutung der Elektromobilität

Seit den Anfängen der Automobilentwicklung im 19. Jahrhundert werden neben den heute etablierten Verbrennungsmotoren ebenfalls Elektromotoren als mögliche Traktionsmaschinen berücksichtigt. Aus technischer Perspektive ist die hohe Energiedichte fossiler Energieträger wie Benzin oder Diesel ein großer Vorteil bei der Verwendung von Verbrennungsmotoren. Die gravimetrische Energiedichte einer aktuellen Lithium-Ionen Batterie ist etwa um den Faktor 100 niedriger als jene von Diesel [62], [76]. Dieser Nachteil kann durch den höheren Wirkungsgrad elektrischer Antriebsstränge nicht ausgeglichen werden.

Ausgelöst durch die Ölkrisen in den 70er und 90er Jahren des letzten Jahrhunderts, ist das Elektrofahrzeug trotz dieser Problematik zumindest zeitweise wieder in den Fokus von Politik und Fahrzeugherstellern gerückt. Seit der Jahrtausendwende wird diese Entwicklung durch die Erkenntnis unterstützt, dass einer fortschreitenden Klimaerwärmung nur mit einer spürbaren Reduktion des globalen CO_2 -Ausstoßes begegnet werden kann, zu der auch der Verkehrssektor einen Beitrag zu leisten hat [58]. Zusätzlich verstärkt wird das Interesse an Elektrofahrzeugen durch das von der Bundesregierung formulierte Ziel, politische und wirtschaftliche Abhängigkeiten als Folge einer

Erdölverknappung zu reduzieren [22]. Auf politischer Ebene wurde in den letzten Jahren entsprechend der zulässige CO_2 -Ausstoß für Neufahrzeuge gesenkt [32]. Um dieses gesetzte Ziel zu erfüllen, sind Fahrzeughersteller mittelfristig gezwungen, den Marktanteil an Elektrofahrzeugen beziehungsweise Fahrzeugen mit deutlich reduziertem Schadstoffausstoß zu steigern [24]. Ergebnis des angestrebten Paradigmenwechsels soll zumindest in Deutschland eine Energiewende sein, die den Ausstieg aus der Atomenergie vorsieht. Paralleles Ziel ist die Reduktion fossiler Energieträger in der Energieerzeugung zugunsten regenerativer Energien. Unter dieser Prämisse kann nun der CO_2 -Ausstoß des Verkehrssektors durch den Einsatz von Elektrofahrzeugen reduziert werden.

Vielfältige Gründe verhindern allerdings eine kurzfristige Substitution der konventionellen Antriebstechnik durch Elektroantriebe. Aus technischer Sicht ist vor allem die angesprochene Energiedichte der Traktionsbatterie problematisch, da sie die Reichweite der Fahrzeuge beschränkt. Darüber hinaus sind weder die Erfahrungstiefe der Entwickler¹ noch die Verfügbarkeit von marktgängigen Komponenten vergleichbar zur konventionellen Antriebstechnik. Bezogen auf die branchenweite, intensive und kontinuierliche Auseinandersetzung mit dem Thema kann Elektromobilität als junges Fachgebiet bezeichnet werden. Entsprechend groß ist der Rückstand gegenüber der hundertjährigen Tradition verbrennungsmotorisch angetriebener Kraftfahrzeuge.

Speziell für den Einsatz im urbanen Raum wurden in den vergangenen Jahren Elektrofahrzeuge konzipiert und entsprechende Fahrzeuge aufgebaut. Neben den für das Kleinwagensegment bisher hohen Anschaffungskosten und der eingeschränkten Reichweite, fehlt häufig die begeisternde, emotionale Positionierung der Fahrzeuge im Markt um breite Käuferschichten ansprechen zu können. Bessere Chancen die fehlende Begeisterung auszulösen, besteht im Sportwagensegment. Überdies unterstützen die elektromotorspezifischen Eigenschaften agiles und sportwagentypisches Beschleunigungsverhalten. Es liegt folglich nahe, zur Akzeptanzsteigerung der Elektromobilität einem Top-Down Ansatz zu folgen und attraktive Premiumsportwagen auf die Stra-

¹ Im Folgenden wird das generische Maskulin für Personen- und Berufsbezeichnungen verwendet, d. h. wenn beispielsweise von „Entwickler“ gesprochen wird, sind stets Entwickler und Entwicklerinnen gemeint.

ßen zu bringen. Die Untersuchungen dieser Arbeit fokussieren sich entsprechend auf dieses Segment.

1.2 Problemstellung

Zur Vergrößerung der Reichweite beziehungsweise zur Senkung des Traktionsverbrauchs können die Fahrwiderstände gesenkt und/oder der Antriebswirkungsgrad gesteigert werden. Zusätzlich kann die Reichweite durch eine Veränderung von Nebenverbraucherlast oder Batteriegröße beeinflusst werden. Der Fokus dieser Arbeit ist auf den Antriebswirkungsgrad gerichtet.

Für die Reduzierung der Fahrwiderstände können die vorhandenen Erkenntnisse und Maßnahmen, beispielsweise aus den Bereichen Leichtbau und Aerodynamik, direkt auf Elektrofahrzeuge übertragen werden. Die Steigerung des Antriebswirkungsgrads führt allerdings auf ein Problemfeld: Die zusätzlichen Freiheitsgrade bei der Gestaltung elektrischer Antriebsstränge haben eine gesteigerte Variantenvielfalt zur Folge. Durch ihre einfache und kompakte Bauweise können *mehrere* Elektromotoren (EM) in Kombination mit unterschiedlichen Getrieben in *einem* Antriebsstrang verbaut werden. Wird zusätzlich zur E-Maschinenanzahl noch deren Typ und Positionierung im Antriebsstrang berücksichtigt, ergibt sich, wie bei Felden et al. [34] gezeigt, eine Vielzahl² möglicher Permutationen. Durch diese Permutationen wird ein mehrdimensionaler Designraum aufgespannt, der nach Varianten mit minimalem Energieverbrauch (EV) abgesucht werden muss.

Gleichzeitig gilt es, weitere, teilweise gegensätzliche Entwicklungsziele zu berücksichtigen. Dies sind im Sportwagensegment an erster Stelle Forderungen nach kurzen Beschleunigungszeiten und einer hohen Maximalgeschwindigkeit. Insbesondere für die Getriebeauslegung entsteht dadurch ein Zielkonflikt. Zur Steigerung des Antriebswirkungsgrads entstehen überdies zusätzliche Freiheitsgrade für die Antriebsstrangregelung, die die Problemkomplexität weiter erhöhen. Forderungen nach herausragender Querdynamik, die ebenfalls durch die Antriebsstranggestaltung beeinflusst werden kann, sind als Kommunikationswert

² Bei Berücksichtigung der Optionen: *Anzahl EM, EM-Typ, Ein- oder Mehrgängigkeit, Kupplung* je Achse ergeben sich 1024 Varianten mit: $(4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2)^2 = 1024$.

weitaus unpopulärer als beispielsweise der 0–100 km/h-Wert und werden deshalb nicht weiter berücksichtigt.

Aufgrund der Wechselwirkungen zwischen den beteiligten Subsystemen kann ein Systemoptimum nur durch einen holistischen Ansatz gefunden werden. Die optimale Systemdefinition kann als mehrdimensionales und multidisziplinäres Optimierungsproblem beschrieben werden: Es sind nicht nur mehrere Entwicklungsziele zu erfüllen, sondern überdies unterschiedliche Fachdisziplinen in die Systementwicklung zu integrieren. Tomiyama et al. [104] unterscheiden in diesem Zusammenhang zwischen der Komplexität durch das System und jener durch die Multidisziplinarität selbst. Es wird darauf hingewiesen, dass spezielle Werkzeuge notwendig sind, um die Wechselwirkungen zwischen den Einzelelementen komplexer Systeme offenzulegen. Entsprechende Analysewerkzeuge zur Entwicklung elektrischer Sportfahrzeuge sind derzeit jedoch nicht verfügbar.

1.3 Hypothese und Forschungsfrage

Ausgehend von der beschriebenen Variantenvielfalt stellt sich die Frage, ob eine Permutation in dem mehrdimensionalen Designraum existiert, die den Antriebsstrangwirkungsgrad maximiert, ohne dabei andere Auslegungsziele, wie beispielsweise die Beschleunigungszeit oder die Höchstgeschwindigkeit, zu verschlechtern.

Verschiedene Untersuchungen zum Thema der Antriebsstrangoptimierung, bei denen der Komponenteneinfluss jeweils *separat* untersucht wurde, deuten in diese Richtung: Sorniotti et al. [97] weisen in ihrer Untersuchung zum Einfluss von Mehrganggetrieben auf Energieverbrauch und Beschleunigungszeit bei Elektrofahrzeugen deutliche Vorteile für ein 2-Gang-Getriebe (nachfolgend: 2G-Getriebe) nach. Bei Danzer und Tenberge [25] wird durch den Einsatz eines 2G-Getriebes eine Verbrauchssenkung um 22,8 % bei unveränderten Fahrleistungswerten erreicht. Abdelli et al. [3] erreichen durch eine singuläre Optimierung der Wirkungsgradcharakteristik des Elektromotors eine Verbrauchsreduktion um 2,3 % und zeigen in [2] zusätzlich den Einfluss der Getriebeübersetzung. Bei Felden et al. [35] wird für eine gegebene (Hybrid-) Antriebsstrangarchitektur eine permanenterrregte Synchronmaschine (PSM) für unterschiedliche Fahrzyklen optimiert, und zwar

durch Variation der Polpaarzahl, des Rotorradius sowie der Wicklungsart. Der Einfluss auf den gesamten Antriebsstrangwirkungsgrad wird mit $\pm 10\%$ angegeben.

Auf Basis dieser Erkenntnisse lässt sich Folgendes formulieren:

Hypothese: Es existiert ein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem Energieverbrauch und den Fahrleistungswerten von Elektrofahrzeugen der maßgeblich durch die Topologie- und Komponentenauslegung des Antriebsstrangs bestimmt wird.

Forschungsfragen: Mit welchem Verfahren zur Antriebsstrangdefinition kann der Zusammenhang zwischen dem Energieverbrauch und den Fahrleistungswerten von Elektrofahrzeugen im gesamten Lösungsraum analysiert werden?

Welche Wechselwirkungen zwischen Komponenten- und Systemauslegung sind für die Auslegungsziele maßgeblich?

Zur Beantwortung der Forschungsfragen sind zwei Einflussmöglichkeiten *gleichzeitig* zu untersuchen: Die Beschaffenheit der Antriebsstrangtopologie selbst sowie die Funktionsumfänge und Leistungsdaten der verwendeten Komponenten. Notwendig ist eine gleichzeitige Optimierung der Antriebsstrangtopologie, der verwendeten Komponenten sowie der Antriebsstrangregelung (Betriebs- und Schaltstrategie). Vorstellbar wäre beispielsweise eine Verbrauchssenkung durch den Einsatz mehrerer Elektromotoren in einem Antriebsstrang, falls die Motoren für jeweils unterschiedliche Lastfälle optimiert wurden. Dafür müsste sichergestellt sein, dass die Elektromotoren durch eine geeignete Betriebsstrategie entsprechend bedarfsgerecht angesteuert werden. Dieser Ansatz wird beispielsweise bei Zeraouia et al. [111] in Form einer Topologie mit mehreren PSM und einer Asynchronmaschine (ASM) für ein Hybridfahrzeug vorgestellt.

1.4 Zielsetzung der Arbeit

Ziel der Arbeit ist erstens ein methodisches Vorgehen zu erarbeiten, das die Identifikation und Beschreibung unbekannter Wechselwirkungen ermöglicht und gleichzeitig die enorme Variantenvielfalt bei der Entwicklung technischer Systeme handhabbar macht. Mehrdimensionale Designräume sollen effektiv nach vorgegebenen Zielgrößen abgesucht

werden können. Ziel dieser Suche ist die Verbesserung definierter Systemeigenschaften.

Das zweite Ziel ist die Überführung der Methodik in ein simulationsgestütztes Werkzeug sowie eine anschließende exemplarische Antriebsstrangoptimierung eines elektrischen Sportwagens. Fokus dieses Anwendungsfalls ist die Reduzierung des Traktionsverbrauchs durch eine Steigerung des Antriebsstrangwirkungsgrads. Durch den Einsatz des Werkzeugs werden die formulierten Forschungsfragen beantwortet, um die Hypothese zu verifizieren oder zu falsifizieren.

1.5 Aufbau der Arbeit

Eine Besonderheit im Aufbau dieser Arbeit besteht darin, dass der für das jeweils behandelte Thema relevante Forschungsstand in den entsprechenden Abschnitten erörtert wird. Um der Vielfalt an behandelten Fachgebieten gerecht zu werden und einen konsistenten Textfluss sicherzustellen, ist der Forschungsstand der verschiedenen Disziplinen nicht in *einem* separaten Kapitel zusammengefasst.

Nachdem in Kapitel 1 auf die Problemstellung und die Zielsetzung der Arbeit eingegangen wurde, behandelt Kapitel 2 die unterschiedlichen Energiebedarfe eines Elektrofahrzeugs. Es wird auf die mechanischen und elektrischen Verluste des Antriebsstrangs eingegangen und Möglichkeiten zu deren Beeinflussung diskutiert.

In Kapitel 3 wird zunächst das zu untersuchende System festgelegt. Anschließend wird als Alternative zur etablierten variantenbasierten Entwicklung technischer Systeme das Konzept der Design Space Exploration vorgestellt. Darauf aufbauend wird das benötigte methodische Vorgehen zur Analyse mehrdimensionaler Designräume eingeführt. Anschließend wird der Untersuchungsumfang für die durchgeführte Antriebsstrangoptimierung definiert.

Kapitel 4 stellt die Simulationsmethoden und -modelle vor, die im Rahmen der Design Space Exploration zum Einsatz kommen. Es werden zwei für diese Arbeit wichtige Verfahren eingeführt: Erstens ein parametrierbares Elektromotormodell, das sowohl eine Leistungsskalierung als auch eine Variation der Wirkungsgradcharakteristik zulässt. Zweitens wird eine Methode zur Betriebsstrategiedefinition mithilfe dy-

namischer Programmierung vorgestellt, die eine stets energieminimale Komponentensteuerung gewährleistet.

In Kapitel 5 werden unterschiedliche Verfahren, die bei der Design Space Exploration eingesetzt werden können, vorgestellt und diskutiert. Insbesondere wird die Bedeutung einer tatsächlich mehrdimensionalen (pareto-)Optimierung, im Gegensatz zur häufig verwendeten Methode der gewichteten Summe, herausgestellt. Ausgehend von dem formulierten Ziel einer effektiven und zielgerichteten Suche im Designraum wird anschließend ein genetischer Optimierungsalgorithmus entwickelt, der sowohl Methoden der Versuchsplanung als auch Approximationsmodelle vereint.

In Kapitel 6 werden die Ergebnisse der durchgeführten Antriebsstrangoptimierung diskutiert. Diese sind entsprechend der eingesetzten Elektromotortypen strukturiert. Die Wirkung aller variierten Komponenten wird erläutert und die wichtigsten Aussagen in Form von Kernaussagen zusammengefasst. Auf dieser Basis werden abschließend Auslegungsregeln für elektrische Sportfahrzeuge abgeleitet.

Schließlich wird in Kapitel 7 ein Resümee des Vorgestellten gezogen. Die wissenschaftlichen Beiträge der Arbeit werden herausgearbeitet und ein Ausblick auf weitere Forschungsfelder gegeben.

Verwendete Komponentenkenfelder sowie zusätzliche Ergebnisdarstellungen sind im Anhang zu finden.

2 Der Energiebedarf eines Elektrofahrzeugs

Dieses Kapitel erläutert die Grundlagen, um den Energiebedarf eines Elektrofahrzeugs zu beschreiben. Auf die Fahrwiderstände, die der Bewegung eines Fahrzeugs entgegenwirken, wird in Abschnitt 2.1 eingegangen. Anschließend werden in den Abschnitten 2.2 und 2.3 die mechanischen und elektrischen Verluste des Antriebsstrangs beleuchtet. Zudem wird die Grundlage zum weiteren Verständnis der angestrebten Elektromotoroptimierung gelegt. Abschließend wird in Abschnitt 2.5 der Frage nachgegangen, welche Möglichkeiten zur Verbrauchssenkung bei Elektrofahrzeugen existieren.

2.1 Die Fahrwiderstände

Nach Liebl et al. [62] lassen sich die Fahrwiderstände eines Fahrzeugs in stationäre und dynamische Widerstände unterteilen. Während die stationären Widerstandskräfte in allen Fahrsituationen auftreten, entstehen die dynamischen ausschließlich während der Beschleunigung beziehungsweise Verzögerung eines Fahrzeugs. Die Gesamtkraft¹ F_{Bedarf} die vom Antriebsaggregat zur Überwindung der Fahrwiderstände aufgebracht werden muss, ergibt sich zu:

$$F_{\text{Bedarf}} = F_{\text{St}} + F_{\text{Ro}} + F_{\text{B}} + F_{\text{L}} \quad (2.1)$$

Steigungswiderstand: Der Steigungswiderstand wird mit dem Steigungswinkel β bestimmt:

$$F_{\text{St}} = m_{\text{Fzg}} \cdot g \cdot \sin \beta \quad (2.2)$$

¹ Der Schlupfwiderstand des Reifens wird vernachlässigt, da dieser bei den bewerteten Fahrzyklen kaum auftritt [85].

Rollwiderstand: Der Rollwiderstand entsteht hauptsächlich² durch die Formänderungsarbeit des Reifens während der Fahrt [19] und ergibt sich mit der Fahrzeugmasse m_{Fzg} auf ebener Fahrbahn zu:

$$F_{\text{Ro}} = f_r \cdot m_{\text{Fzg}} \cdot g \quad (2.3)$$

Nach Liebl et al. [62] bewegt sich der Wert³ des Rollwiderstandsbeiwerts f_r bei aktuellen PKW-Reifen zwischen 0,006 und 0,013.

Beschleunigungswiderstand: Der Beschleunigungswiderstand F_B besteht aus einem translatorischen und einem rotatorischen Anteil. Die rotatorischen Massen des Antriebsstrangs werden in eine äquivalente Ersatzmasse m_{rot} umgerechnet, sodass sich der Beschleunigungswiderstand nach folgender Formel ergibt:

$$F_B = (m_{\text{rot}} + m_{\text{Fzg}}) \cdot a_x \quad (2.4)$$

$$m_{\text{rot}} = \frac{(J_{\text{Rad}} + J_{\text{Br}}) + i_{\text{D}}^2 \cdot J_{\text{D}} + i_{\text{D}}^2 \cdot i_{\text{Gi}}^2 \cdot (J_{\text{EM}} + J_{\text{Kuppl}} + J_{\text{Gi}})}{r_{\text{dyn}}^2}$$

Mit:

J_{Br}	rotatorisches Trägheitsmoment Bremse
J_{Rad}	rot. Trägheitsmoment Räder, Antriebswellen
J_{D}	rot. Trägheitsmoment Differential
J_{EM}	rot. Trägheitsmoment Elektromotor
J_{Kuppl}	rot. Trägheitsmoment Kupplung
J_{G}	rot. Trägheitsmoment Getriebe
a_x	Fahrzeugbeschleunigung
i_{D}	Achsübersetzung
i_{Gi}	Getriebeübersetzung i-ter Gang
m_{rot}	äquivalente Ersatzmasse Antriebsstrang
r_{dyn}	dynamischer Abrollradius

² Zusätzlich zu beachten sind Lüfterverluste, Schräglauf- und Schwallwiderstand.

³ Der angegebene Wert vernachlässigt die Einflüsse der Reifentemperatur sowie der Fahrbahnrauigkeit.

Luftwiderstand: Der Luftwiderstand entsteht durch die Umströmung und Durchströmung des Fahrzeugs und ergibt sich bei frontaler Anströmung zu:

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \rho \cdot \frac{1}{2} \cdot v^2 \quad (2.5)$$

Mit:

A	Stirnfläche des Fahrzeugs
c_w	Luftwiderstandsbeiwert bei frontaler Anströmung
v	Anströmgeschwindigkeit
ρ	Luftdichte

2.2 Antriebsstrangverluste mechanischer Komponenten

Im Antriebsstrang entstehen mechanische Verluste, die zusätzlich zu den Fahrwiderständen überwunden werden müssen. Wird dem Drehmomentfluss vom Motor zum Rad gefolgt, entstehen diese Verluste in Getriebe und Differential, Antriebswellen, Radlager und Bremse.

2.2.1 Getriebe und Differential

Aufgrund ihres hohen Wirkungsgrads werden in dieser Arbeit ausschließlich Vorgelegegetriebe betrachtet. Je nach Bauform des Getriebes unterscheiden sich deren Wirkungsgrade. Die entstehenden Verluste setzen sich aus den lastabhängigen sowie den lastunabhängigen Verzahnungs- und Lagerverlusten sowie den Plansch-, Dichtungs- und Synchronisierungsverlusten zusammen. Zusätzlich entstehen Verluste in eventuell vorhandenen Kupplungen und Hilfsaggregaten, wie Pumpen oder Wandlern. Die Lastabhängigkeit der Lagerverluste ist in der Schrägverzahnung der Übersetzungsstufen zu sehen: Mit steigender Last nimmt die axiale Lagerkraft und damit die Lagerreibung zu. Die Reibungsverluste der Verzahnung steigen ebenfalls mit der Last an. Die lastunabhängigen Verlustanteile führen zu einem Schleppmoment des Getriebes, das auch bei frei rollendem Fahrzeug entsteht. Auch im Differential liegen die beschriebenen Verlustkomponenten vor. Jedoch sind die Verzahnungsverluste höher, sofern Kegelradstufen anstelle von Stirnrädern zum Einsatz kommen [73], [63].

2.2.2 Wellen, Lager und Bremse

Zur Übertragung des Drehmoments zwischen Differential und Rad sowie zum Winkel- und Längenausgleich werden üblicherweise Gelenkwellen eingesetzt. Je nach Bauart und Beugewinkel verursachen die verwendeten Wälzkörper unterschiedliche Verluste [62]. Mit steigendem Beugewinkel sinkt der Wirkungsgrad der Drehmomentübertragung auf bis zu $\eta_{\text{Gelenkwelle}} = 97,5\%$.

Die hydraulische Bremse eines Fahrzeugs verursacht ein Restbremsmoment, das auf eine permanente Restreibung zwischen Bremsbelag und -scheibe zurückzuführen ist. Dieses Verlustmoment liegt in Bereichen von 2 bis 5 Nm je Rad [62]. Auch in den Radlagern entstehen durch Lagerreibung Verluste.

2.3 Antriebsstrangverluste elektrischer Komponenten

Der elektrische Teil eines Antriebsstrangs besteht aus der Traktionsmaschine, der zugehörigen Leistungselektronik und einem Energiespeicher. Nachfolgend werden die Verluste dieser Komponenten dargestellt.

2.3.1 Elektromotor

Die Verluste eines Elektromotors setzen sich aus Eisenverlusten, ohmschen und mechanischen Verlusten zusammen. Die mechanischen Verluste entstehen hauptsächlich durch Lager- und Luftreibungsverluste und spielen für das Verlustverhalten eine untergeordnete Rolle [81], [36]. Der Maschinentyp (z. B. ASM, PSM) hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Höhe und das Verhältnis von Eisen- und ohmschen Verlusten zueinander. Insbesondere durch die unterschiedliche Dominanz der ohmschen Verluste lassen sich die charakteristischen Unterschiede in der η -Kennfeldform begründen [88]. Abbildung 2.1 stellt schematisch typische Kennfeldformen der Maschinentypen ASM und PSM dar.

Eisenverluste: Grundsätzlich lassen sich Eisenverluste in Hysterese- und Wirbelstromverluste unterteilen. Die Hystereseverluste entstehen bei Ummagnetisierungsvorgängen in den Weisschen Bezirken der Elektrobleche eines Motors [17]. Durch das umlaufende Magnetfeld treten beim Betrieb der Maschine außerdem Induktionsspannungen in den

Elektroblechen auf, die Wirbelströme und damit ohmsche Verluste hervorrufen. Diese Verluste werden als Wirbelstromverluste bezeichnet [28], [98]. Nach Finken [36] sind die Eisenverluste überproportional frequenzabhängig: mit steigender Drehzahl (Frequenz) nehmen sowohl die Ummagnetisierungsvorgänge als auch die Wirbelstromverluste zu, sodass die Eisenverluste bis zum Eckpunkt der Maschine überproportional ansteigen.

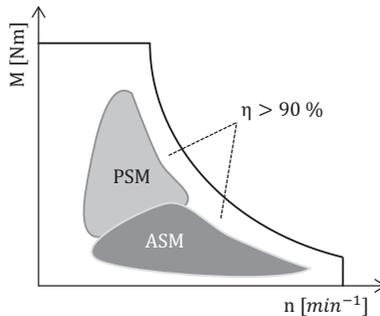


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der Wirkungsgradcharakteristik einer Asynchronmaschine (ASM) und einer permanentenerregten Synchronmaschine (PSM) nach [36].

Ohmsche Verluste: Die ohmschen oder auch Kupferverluste, entstehen in den Kupferleitern des Elektromotors. Diese Leiter sind meistens in der Statorwicklung zu finden beziehungsweise bei ASM üblicherweise ebenfalls im Rotor (Käfigläufer). Die elektrische Verlustleistung lässt sich mit dem Gesamtkupferwiderstand R_{Cu} und dem aufgenommenen Strom I vereinfacht durch

$$P_{\text{verl,Cu}} = I^2 \cdot R_{Cu} \quad (2.6)$$

berechnen. Unberücksichtigt bleiben bei dieser Betrachtung wechselstromspezifische Verluste durch Stromverdrängung [81]. Da wiederum das vom Elektromotor abgegebene Drehmoment M proportional zum aufgenommenen Strom I ist, steigen die Kupferverluste ebenfalls proportional mit dem Drehmoment [37], [72].

2.3.1.1 Asynchronmaschine

Werden ASM und PSM bezüglich ihrer Verlustanteile verglichen, wird deutlich, dass bei einer ASM die drehmoment- bzw. stromabhängigen Kupferverluste dominieren. Dies lässt sich durch die notwendige Magnetisierung des Rotors beziehungsweise den zusätzlichen ohmschen Verlusten in den (Kupfer-)Rotorstäben erklären.

Um bei Elektromotoren eine hohe Drehzahl erreichen zu können, ist eine Schwächung des Magnetfelds notwendig [18]. In diesem Bereich der Feldschwächung hat die ASM spezifische Wirkungsgradvorteile: Anders als bei PSM muss bei der ASM das Feld nicht *aktiv* geschwächt, sondern lediglich der Magnetisierungsstrom reduziert werden. Infolgedessen verringern sich die stromabhängigen Verlustanteile und der Wirkungsgrad liegt auch bei hohen Drehzahlen über 90 %. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 2.1 an der unterschiedlichen Lage und Form der Wirkungsgradbereiche von ASM und PSM zu erkennen.

Ein weiterer Vorteil der ASM ist die Möglichkeit einer vollständigen elektrischen Abschaltung: Bei Wegfall des Erregerstroms im Rotor entfällt ebenfalls der Magnetkreis vollständig. Außer den mechanischen Verlusten entstehen in abgeschaltetem Zustand keine zusätzlichen Schlepplverluste in der ASM [88], [18], [111].

2.3.1.2 Permanenterregte Synchronmaschine

Die Permanentmagnete des Rotors einer PSM machen einen Magnetisierungsstrom wie bei einer ASM überflüssig. Kupferverluste entstehen ausschließlich in den Statorwicklungen. Folglich überwiegen bei diesem Maschinentyp die drehzahlabhängigen Eisenverluste, was zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads mit steigender Drehzahl führt. Gleichzeitig ergibt sich durch die hohe Energiedichte der Magnete eine höhere Leistungsdichte, als dies bei ASM der Fall ist. Zusätzlich ermöglicht die Permanenterregung, insbesondere im Grunddrehzahlbereich, hohe Drehmomente bei vergleichsweise geringem Strom. Deshalb befindet sich der wirkungsgradoptimale Bereich bei niedrigen Drehzahlen und mittleren Drehmomenten (vgl. Abb. 2.1) [36].

Ein Nachteil der Permanenterregung ist, dass sich die Maschine für Drehzahlen $n_{EM} > 0$ nicht vollständig lastfrei schalten lässt: Das umlaufende Magnetfeld des Rotors ist bestrebt, sich stets nach der

jeweiligen Polung des Stators auszurichten. Dies führt bei stehendem Statorfeld zu einem negativen Drehmoment an der Abtriebswelle. Um dies zu verhindern, muss das Statorfeld synchron zur Rotordrehzahl mitgeführt werden. Die dafür notwendige elektrische Leistung wird als Schleppverlust bezeichnet [18], [111].

2.3.1.3 Beeinflussung der Kennfeldcharakteristik

Abgesehen von diesen prinzipbedingten Unterschieden zwischen den Wirkungsgradkennfeldern von ASM und PSM existieren für beide Maschinentypen vielfältige Möglichkeiten, die Charakteristik des Wirkungsgradkennfelds zu beeinflussen. Dies sind konstruktive Maßnahmen, wie beispielsweise Änderungen an der Polpaarzahl, der Wicklungsart, dem Elektroblech oder der Rotorgeometrie. Finken [36] stellt die Zusammenhänge für PSM ausführlich dar. Des Weiteren kann der Wirkungsgrad über das Ansteuerverfahren der Leistungselektronik verändert werden [88].

Außer den in Abbildung 2.1 dargestellten ASM beziehungsweise PSM sind fremderregte Synchronmaschinen (FESM) in jüngster Zeit ebenfalls als Traktionsantrieb im Automobilbereich zu finden. Durch die steuerbare, separate Erregung des Rotors (unabhängig vom Statorfeld) ergeben sich interessante Freiheitsgrade zur Gestaltung des Wirkungsgradkennfelds. Bedingt durch das Fehlen geeigneter Modelle beziehungsweise entsprechender Wirkungsgradkennfelder werden FESM nicht weiter berücksichtigt.

2.3.2 Leistungselektronik

Um die Drehfeldmaschinen ASM und PSM mit einer frequenz- und amplitudenvariablen Spannung zu versorgen, ist eine Leistungselektronik (Wechselrichter) zwischen (Gleichspannungs-)Batterie und Elektromotor erforderlich. Mithilfe von Leistungshalbleitern wird die Gleichspannung entsprechend der jeweils geforderten Motordrehzahl in eine Spannung mit variabler Frequenz umgeformt. Die für die Umformung notwendigen Schaltvorgänge sind verlustbehaftet [101], [66]. Drei Verlustmechanismen sind für den Wirkungsgrad einer Leistungselektronik (LE) ausschlaggebend:

Schaltverluste: Da der Ein- bzw. Ausschaltvorgang in einem IGBT⁴ nicht augenblicklich sondern nur mit Zeitverzug möglich ist, kommt es zu einer zeitlichen Überschneidung von durchgelassenem Strom und Spannung. Die entstehende Verlustleistung wird als Ein- bzw. Ausschaltverlust bezeichnet. Mit steigender Motordrehzahl, das heißt mit steigender Schaltfrequenz, steigt der Betrag der Schaltverluste.

Durchlassverluste: Im eingeschalteten Zustand kommt es zu einem Spannungsabfall im Schaltelement. Der Wert dieses resultierenden Durchlassverlusts wächst mit dem fließenden Strom [101].

Sperrverluste: Sperrverluste entstehen abhängig von der Höhe der zu sperrenden Spannung in Folge eines geringen Stromflusses durch das gesperrte Schaltelement. Sie sind jedoch vernachlässigbar klein.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Verluste der Leistungselektronik nicht gesondert betrachtet, sondern in einem gemeinsamen Kennfeld mit dem Elektromotor zusammengefasst (vgl. 4.2.1, S. 41).

2.3.3 Batterie

Als Energiespeicher kommen in Elektrofahrzeugen zunehmend Akkumulatoren auf Lithium-Basis zum Einsatz [31]. Sowohl die Speicherkapazität als auch der Lade- und Entladewirkungsgrad werden durch die Betriebsbedingungen beeinflusst: Ladezustand, Zelltemperatur und die Größe des fließenden Stroms relativ zur Nennkapazität (C-Rate) müssen bei der Wirkungsgradbestimmung berücksichtigt werden. Zur Beschreibung der zugrundeliegenden Effekte sind komplexe Modelle notwendig [28]. Beobachtbar sind zum einen stromabhängige Verluste durch den Innenwiderstand R_i der Zelle beziehungsweise der gesamten Traktionsbatterie, die sich durch $P_{\text{verl,Batt}} = I^2 \cdot R_i$ ausdrücken lassen. Außerdem treten in Folge elektrochemischer Prozesse nichtlineare Verluste und Selbstentladung auf. Der Wirkungsgrad der heute eingesetzten Traktionsbatterien ist gegenüber älteren Batterietypen wie Bleibatterien vergleichsweise hoch. So ermitteln Omar et al. [76]

⁴ Insulated-Gate Bipolar Transistor; Halbleiterbauelement, das üblicherweise als Schaltvorrichtung in einer Leistungselektronik verwendet wird.

in ihrer Untersuchung einen Wirkungsgrad von durchschnittlich 92 % über einen Lade- und Entladezyklus.

Da der Fokus dieser Arbeit auf die Antriebsstrangauslegung gerichtet ist, wird die Batterietechnik nicht weiter vertieft.

2.4 Energiebedarf der Nebenverbraucher

Neben einer stationären Grundlast für Steuergeräte und Beleuchtung fällt vor allem der Energiebedarf für Komfort- und Entertainmentsysteme bei der Ermittlung des Gesamtverbrauchs ins Gewicht. Durch den höheren Wirkungsgrad von Elektroantrieben gegenüber konventionellen Antrieben entsteht weniger Abwärme, die für den Innenraum genutzt werden kann. Daher muss bei kalter Witterung ein Teil der Batteriekapazität für die Innenraumheizung aufgewendet werden und geht direkt zu Lasten der Reichweite. Gleiches gilt für die Innenraumkühlung. Unter anderem wird mithilfe von Wärmepumpen aktuell versucht, den Komfortenergiebedarf von Elektrofahrzeugen zu reduzieren, indem Umgebungswärme oder Abwärme von Antriebskomponenten für die Innenraumheizung nutzbar gemacht wird [59].

2.5 Beeinflussungsmöglichkeiten des Energiebedarfs

Der Energiebedarf eines Elektrofahrzeugs kann über zwei Wege beeinflusst werden: Zum einen durch eine Änderung der *Energieanforderung*, gemeint sind neben der Nebenverbraucherlast insbesondere die Fahrwiderstände nach Gleichung 2.1. Zum anderen ist es möglich die bei der *Energiebereitstellung* entstehenden Verluste zwischen Batterie und Rad zu reduzieren, um den *Energieverbrauch* zu senken. Diese Wirkungskette wird als Tank-to-Wheel Wirkungsgrad (η_{TtW}) bezeichnet.

Fokus dieser Arbeit ist die Untersuchung des Steigerungspotenzials dieses Wirkungsgrads. Die Einflüsse durch eine Variation der Energieanforderung, beispielsweise als Folge einer geänderten Fahrzeugmasse, wird kursorisch in Abschnitt 6.3 (S. 122) behandelt.

2.5.1 Tank-to-Wheel Wirkungsgrad

Der Tank-to-Wheel Wirkungsgrad η_{TtW} setzt sich aus den Einzelwirkungsgraden der beteiligten Antriebsstrangkomponenten zusammen.

Dies sind im Einzelnen die Traktionsbatterie (η_{Batt}), der Elektromotor (η_{EM}), das Getriebe (η_{Getr}) sowie alle weiteren verlustbehafteten Antriebsstrangkomponenten (η_{Rest}), wie in Abschnitt 2.2.2 dargelegt.

$$\eta_{\text{TtW}} = \eta_{\text{Batt}} \cdot \eta_{\text{EM}} \cdot \eta_{\text{Getr}} \cdot \eta_{\text{Rest}} \quad (2.7)$$

Die jeweiligen Wirkungsgrade geben Durchschnittswerte an, die sich bei der Belastung mit einem zyklusspezifischen Lastkollektiv einstellen. Verschiedene Fahrzyklen, wie der NEFZ⁵ oder der CADC⁶, führen durch ihre unterschiedlichen Beschleunigungs- und Konstantfahrtscharakteristiken zu teilweise sehr verschiedenen Lastkollektiven auf Radenebene (vgl. 4.3.2, S. 49). Als Konsequenz unterscheiden sich ebenfalls die Durchschnittswerte der oben angegebenen Einzelwirkungsgrade.

2.5.2 Lastkollektiv und EM-Charakteristik

Wird eines der resultierenden Lastkollektive als konstantes Bewertungskollektiv festgelegt, gilt es im Rahmen einer Antriebsstrangoptimierung die Lastpunkte zwischen Rad und Elektromotor derart zu verändern, dass η_{TtW} maximiert wird.

Insbesondere der Zykluswirkungsgrad des Elektromotors kann durch zwei Maßnahmen stark beeinflusst werden:

- Mithilfe der Kennungswandlung durch ein Getriebe können Lastpunkte im Wirkungsgradkennfeld des Elektromotors hin zu günstigeren Wirkungsgraden verschoben werden.
- Durch die Wahl des Motortyps selbst sowie die Anpassung der Kennfeldcharakteristik des Elektromotors (vgl. Abb. 2.1) können Lastpunkte und wirkungsgradgünstige Bereiche des Kennfelds in Deckung gebracht werden.

2.5.3 Potenzialabschätzung einer Optimierung

Folgendes Beispiel verdeutlicht die Wirkung eines gesteigerten Tank-to-Wheel Wirkungsgrads auf die Reichweite eines Elektrofahrzeugs: Betrachtet wird als Basis ein elektrischer Sportwagen mit einem nicht auf Effizienz optimierten Antriebsstrang bestehend aus einer leistungs-

⁵ Neuer europäischer Fahrzyklus.

⁶ Common Artemis Driving Cycle.

starken ASM mit einem eingängigen Reduktionsgetriebe und einer Traktionsbatterie mit 30 kWh nutzbarem Energieinhalt. Die Zykluswirkungsgrade im gewählten Bewertungszyklus sind entsprechend Tabelle 2.1 bestimmt, sodass sich nach Gleichung 2.7 $\eta_{TtW} = 71,4\%$ ergibt. Die Fahrwiderstände nach Gleichung 2.1 verursachen einen Energiebedarf von 142,8 Wh/km. Nach Verrechnung mit dem angegebenen η_{TtW} stellt sich ein spezifischer Verbrauch von 200 Wh/km beziehungsweise eine mögliche Reichweite von 150 km ein.

Felden et al. [35] zeigen exemplarisch, dass allein durch die Anpassung der Kennfeldcharakteristik des Elektromotors ein η_{TtW} -Delta von mehr als zwölf Prozentpunkten erreicht werden kann.

Für die exemplarische Antriebsstrangoptimierung wird nun konservativ davon ausgegangen, dass eine Steigerung von η_{EM} um zwölf Prozentpunkte ($\eta_{EM} = 92\%$) nur bei Verwendung eines 2G-Getriebes erreicht werden kann. Folglich muss der um einen Prozentpunkt niedriger angenommene Wirkungsgrad des Mehrganggetriebes ($\eta_{Getr} = 97\%$) berücksichtigt werden. Es ergibt sich $\eta_{TtW} = 81,3\%$. Durch diese Veränderungen sinkt der spezifische Verbrauch auf 175,7 Wh/km, was zu einer Reichweitensteigerung von 20 km auf insgesamt 170 km führt. Alternativ ließe sich für eine konstante Zielreichweite von 150 km die Batteriekapazität um 3,6 kWh verringern. Tabelle 2.1 fasst den vorgestellten Vergleich zusammen.

Tabelle 2.1: Abschätzung des Verbrauchssenkungspotenzials durch eine Steigerung des Tank-to-Wheel Wirkungsgrads.

Variable	Basis	Optimiert
Batteriekapazität	30 kWh	30 kWh
η_{Batt}	92 %	92 %
η_{EM}	80 %	92 %
η_{Getr}	98 %	97 %
η_{Rest}	99 %	99 %
η_{TtW}	71,4 %	81,3 %
Zyklusbedarf	142,8 Wh/km	142,8 Wh/km
elektrischer Verbrauch	200 Wh/km	175,7 Wh/km
Reichweite	150 km	170 km

3 Untersuchtes System und Analysemethode

Nachdem in Kapitel 1 die Forschungsfrage sowie die zu untersuchende Hypothese formuliert wurden, folgt nun die Definition des untersuchten Systems und der eingesetzten Analysemethode. Beginnend mit einer allgemeinen Einführung zu den verschiedenen Methoden der Systemdefinition, im Speziellen dem Systems Engineering in Abschnitt 3.2, schließt sich die Vorstellung der verwendeten Analysemethode und deren Übertragung auf das untersuchte System in Abschnitt 3.2.2 an. Der erarbeitete Prozess zur automatisierten Topologieuntersuchung wird in Abschnitt 3.3.3 präsentiert und anschließend das Vorgehen bei der Analyse grundsätzlich verschiedener Topologien diskutiert. Untersuchungsumfang und die für diese Arbeit gültigen Einschränkungen werden in den Abschnitten 3.4 und 3.5 erörtert.

3.1 Festlegung des zu untersuchenden Systems

In Kapitel 1 wurde auf die Bedeutung einer holistischen Untersuchungsmethode zur Optimierung mehrerer Zielgrößen des Systems Elektrofahrzeug eingegangen. Insbesondere die Notwendigkeit einer Analyse des gesamten Designraums ist in diesem Zusammenhang entscheidend. Das Ziel, den Fahrzeugauslegungsprozess lange vor dem Aufbau physischer Prototypen durch ein Analysewerkzeug zu unterstützen (vgl. 1.4, S. 5), führt direkt auf CAE¹-gestützte Methoden. Insbesondere Zeit- und Budgetrestriktionen lassen eine iterative Optimierung des Systems am realen Objekt unmöglich erscheinen.

Somit wird als zu untersuchendes System ein virtuelles Fahrzeug definiert. In der zu entwickelnden Gesamtfahrzeugsimulation liegt der Untersuchungsfokus auf den verlustbehafteten Komponenten des Antriebsstrangs (vgl. 2, S. 9) und deren Interaktion im Fahrbetrieb. Folglich bestehen hier hohe Anforderungen an Detaillierungsgrad und Modifikationsmöglichkeit der Simulation. Eine Funktionsbeschreibung der realisierten Gesamtfahrzeugsimulation folgt in Kapitel 4.

¹ Computer-Aided Engineering.

3.2 Methoden zur Systemdefinition

Die Aufgabe der Optimierung eines komplexen technischen Systems bei gleichzeitiger Verkürzung der Entwicklungszeit lässt sich dem Themengebiet der Produktentwicklung zuordnen [4]. Diese Fachdisziplin stellt eine Vielzahl an Methoden zur Systemdefinition bereit. Speziell für die Definitionsphase werden zahlreiche qualitative Methoden zur Ideenfindung und Komplexitätsreduktion bereitgestellt. Diese Verfahren (z. B. Delphi-Methode, Kreativitätstechniken) basieren jedoch meist auf dem Expertenwissen der Teilnehmer und/oder der zielführenden Verknüpfung vorhandenen Wissens [77]. Eine erschöpfende und quantitative Bewertung aller denkbaren Systemalternativen kann nicht gewährleistet werden. Diese qualitativen Verfahren können jedoch als Status quo der Fahrzeugentwicklung im industriellen Umfeld betrachtet werden [30].

Ein häufig angewendetes Vorgehen bei der Entwicklung komplexer technischer Produkte ist deren Zerlegung in Subsysteme. Expertenteams für jede so definierte Systemgruppe optimieren diese im ersten Schritt isoliert vom Gesamtsystem. Im weiteren Verlauf der Produktentwicklung stellt die Re-Komposition der einzelnen Subsysteme zu einem Gesamtsystem einen kommunikations- und zeitintensiven Prozess dar. Auch können Analyse, Verifikation und Validierung für jede gefundene Produktausprägung nur sequentiell erfolgen. Die bereits in Abschnitt 1.2 (S. 3) erwähnten Wechselwirkungen zwischen den Subsystemen des jeweiligen Systems lassen sich nur schwer erkennen. Um dennoch in vertretbarer Zeit zu einer Lösung zu kommen, die alle Produktanforderungen erfüllt, wird üblicherweise ein variantenbasiertes Vorgehen angewandt: Ausgehend von einer geringen Anzahl konkreter Lösungsvarianten werden einzelne Subsysteme so lange verändert, bis eine zufriedenstellende Lösung gefunden ist. Startpunkt dieser stichprobenartig untersuchten Lösungsvarianten sind meist bereits bekannte Lösungen (z. B. das Vorgängerprodukt) [43].

3.2.1 Systems Engineering

Um das formulierte Ziel einer Gesamtsystemoptimierung unter Berücksichtigung der Potenziale aller Einzelkomponenten zu erreichen, sind alternative Verfahren erforderlich. Das noch junge interdisziplinäre

Forschungsfeld des Systems Engineering widmet sich dieser Zielstellung. Unter dem Begriff Systems Engineering werden teilweise sehr unterschiedliche Verfahren, Methoden und Maßnahmen zur erfolgreichen Durchführung von Großprojekten zusammengefasst. Dies umfasst unter anderem Aspekte des Projektmanagements, der Validierung, Simulation, Systemintegration sowie des Risikomanagements [52], [43]. Mitte des zwanzigsten Jahrhunderts wurde Systems Engineering durch das Massachusetts Institute of Technology (MIT) bei der Entwicklung eines US-amerikanischen Luftverteidigungssystems erstmals eingesetzt. Durch gesteigerte Komplexität aktueller Produkte, unter anderem infolge einer zunehmenden Funktionsvernetzung, finden Methoden des Systems Engineering mittlerweile in vielen technischen Entwicklungsprozessen Anwendung. Nach Bahill [10] lässt sich Systems Engineering in sechs Teilgebiete untergliedern, die in Abbildung 3.1 dargestellt sind. Jedem dieser Themenfelder kann eine Vielzahl an Methoden zugeordnet werden, deren Auswahl von dem jeweiligen Anwendungsfall abhängig ist.

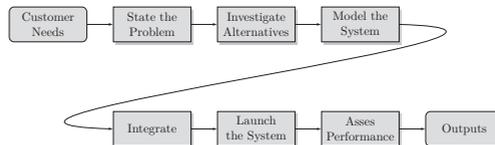


Abbildung 3.1: Prozessschritte des Systems Engineering nach [10].

Für die Anwendung des Systems Engineering auf die Fragestellung dieser Arbeit schränken sich die möglichen methodischen Alternativen ein: Mit einem virtuellen Fahrzeug als Untersuchungsgegenstand (vgl. 3.1) sind lediglich CAE-gestützte Methoden, die den geforderten Detaillierungsgrad der Komponentenmodelle zulassen, anwendbar [92].

3.2.2 Design Space Exploration (DSE)

Einen alternativen Weg zur Systemdefinition innerhalb des Systems Engineering bietet die Methode der Design Space Exploration (DSE). Kang et al. [53] definieren DSE in folgender Weise: „Design Space Exploration refers to the activity of exploring design alternatives prior to implementation“. Die Grundidee besteht darin, das beschriebene

variantenbasierte Vorgehen durch ein *designvariablenbasiertes* zu ersetzen [46], [78]. Voraussetzung ist die Existenz eines quantitativen Systemmodells, um die Lösungsalternativen eindeutig bewerten zu können. Jeder veränderbare Parameter des Systems beziehungsweise einer Subkomponente wird als Designvariable (DV) bezeichnet. Dies können im einfachen Fall skalare Parameter wie die Fahrzeugmasse sein, jedoch auch komplexere Komponenteneigenschaften, die etwa durch Kennfelder repräsentiert werden. Die Designvariablen unterliegen in der Regel Beschränkungen und bilden in ihrer Gesamtheit einen mehrdimensionalen Designraum (DR). Nur innerhalb der Grenzen des Designraums kann sich der Entwickler bei der Lösungssuche bewegen. Anders ausgedrückt, bezeichnet der Designraum die n-dimensionale Definitionsmenge einer Abbildung der Designvariablen (der *Komponentenparameter*) in den Bildraum der Zielfunktionen. Der funktionale Zusammenhang zwischen Design- und Bildraum wird durch das realisierte System selbst beschrieben [67], [41]. Abbildung 3.2 stellt diesen Zusammenhang für den zweidimensionalen Fall schematisch dar.

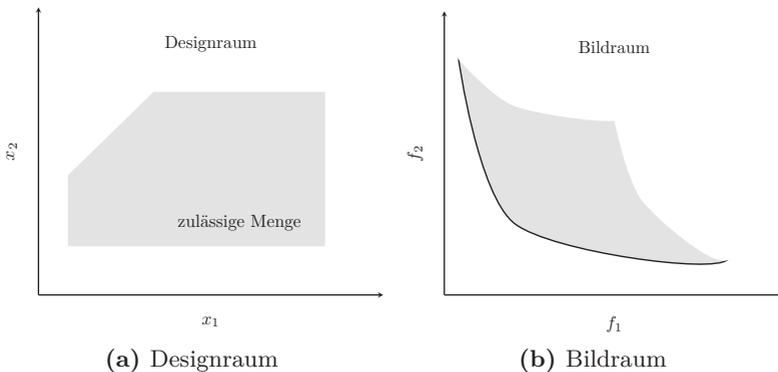


Abbildung 3.2: Darstellung eines beschränkten Designraums (a) mit den Designvariablen x_1 und x_2 und der zugehörigen Abbildung im Bildraum (b). Die Abbildung von x_1 und x_2 in den Bildraum bzw. die Bestimmung der Zielfunktionswerte f_1 und f_2 erfolgt durch das zu untersuchende System selbst.

Voraussetzung für eine vollständige Abbildung der relevanten Bereiche im Bildraum ist eine entsprechend zielgerichtete Abtastung des Design-

raums [91], [71]. Als Zielfunktion (ZF) dienen alle quantifizierbaren Zielgrößen des Systems sowie der Erfüllungsgrad funktionaler Anforderungen. Für ein Fahrzeug kann als Zielfunktion etwa der Energieverbrauch, ein Beschleunigungs- oder Elastizitätswert definiert werden. Als funktionale Anforderung kann beispielsweise die Steigfähigkeit verwendet werden. Das Ziel der DSE besteht nun in der systematischen Analyse beziehungsweise Abtastung des gesamten Designraums, um auf diese Weise ein vertieftes Systemverständnis zu erzeugen.

Die praktische Erfahrung im industriellen Umfeld zeigt, ebenso wie die Untersuchung von Tomiyama et al. [104], dass von Expertenteams in einem variantenbasierten Vorgehen zwar wichtige Systemzusammenhänge erarbeitet werden können, ein vollständiges Systemverständnis jedoch nicht erreicht wird. Dies verdeutlicht umso mehr die Notwendigkeit der DSE im Systems Engineering-Prozess.

3.3 Übertragung der Analysemethode

Nachdem die Motivation für den Einsatz der DSE sowie deren theoretische Grundlagen im vorangegangenen Abschnitt diskutiert wurden, soll nun das erarbeitete Verfahren zur Untersuchung der Forschungsfrage (vgl. 1.3, S. 4) erläutert und in den Kontext der Fahrzeugentwicklung eingebunden werden.

3.3.1 Darstellung von DSE im V-Modell

Die Prozessschritte des Systems Engineering nach Bahill et al. [10] (vgl. Abb. 3.1) lassen sich auf das V-Modell übertragen [16], [43]. Dieses Modell kommt in diversen Entwicklungsbereichen zum Einsatz. Durch seinen hohen Bekanntheitsgrad bietet es sich an, die in dieser Arbeit entwickelte Analysemethode anhand des etablierten Modells zu veranschaulichen.

Die Prozessschritte, die zur virtuellen Untersuchung unterschiedlicher Topologievarianten relevant sind, befinden sich vornehmlich im linken Ast des V-Modells. Hier wird in mehreren Schritten die Komponentenauslegung und -realisierung aller Subsysteme definiert. Palm et al. [79] sprechen in diesem Zusammenhang von Virtual Systems Prototyping, Haveman et al. [46] vom Modelbased Design. Gemäß den Prozessschritten des Systems Engineering handelt es sich um die

ersten vier Prozessblöcke. Der Prozessschritt Integrate (vgl. Abb. 3.1, S. 23) stellt bei der Übertragung auf das V-Modell somit den ersten Schritt des rechten Astes dar, in dem alle Tests zu finden sind.

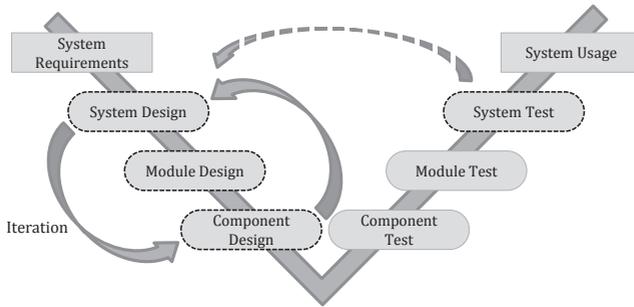


Abbildung 3.3: Darstellung der Design Space Exploration im V-Modell.

Die Modifikation der bekannten V-Modelldarstellung in Abbildung 3.3 besteht in der eingefügten Iteration zwischen dem *System Design*, dem *Component Design* und dem *System Test*. Dieser Kreislaufprozess ermöglicht es, den gesamten Designraum gemäß der Idee der DSE zu untersuchen. Entscheidend dabei ist die Einbeziehung der *System Tests*, die als Sammlung aller Zielfunktionen verstanden werden können: Hier werden vorher definierte Systemanforderungen geprüft und das Ergebnis zur weiteren zielgerichteten Suche bereitgestellt. Die bereits im Abschnitt 3.2.2 eingeführte Unterscheidung zwischen einem variantenbasierten und einem designvariablenbasierten Vorgehen wird hier in Form der ergänzten Iteration deutlich: Im herkömmlichen variantenbasierten Ansatz wird das V-Modell sequentiell durchschritten. Es können aus Zeit- und Kostengründen lediglich Stichproben untersucht werden. Ziel des eingeführten Kreislaufprozesses ist es, diese Beschränkung durch eine automatisierte Variation *aller* Designvariablen aufzulösen. Insofern kann das Vorgehen auch als eine Automatisierung des etablierten Vorgehens verstanden werden.

3.3.2 Anforderungen an die Analysemethode

Aus dem bisher Diskutierten lassen sich folgende Anforderungen an die zu entwickelnde automatisierte Analysemethode ableiten:

1. Automatisierter Aufbau virtueller Fahrzeuge mit unterschiedlichen Antriebstopologien zur simulationsgestützten Bewertung
2. Vollständiges Abtasten des Designraums, sodass alle Wechselwirkungen identifiziert werden können
3. Geringe Simulationszeit je Zielfunktionsauswertung um die Gesamtlaufzeit der Analysemethode gering zu halten
4. Schnelle Konvergenz der Optimierung um die Gesamtlaufzeit der Analysemethode gering zu halten
5. Prozessstabilität bei allen theoretisch möglichen Designvariablen-Kombinationen
6. Optimale Ansteuerung der Antriebsstrangkomponenten bei allen theoretisch möglichen Designvariablen-Kombinationen
7. Hohe Genauigkeit der Zielfunktionsberechnung zur Sicherung der Aussagequalität
8. Multikriterielle Auswertung und Visualisierung von Designraum und Bildraum bei teilweise gegenläufigen Zielen zur Definition optimaler Antriebstopologien und Vertiefung des Systemverständnisses

Die sechste Forderung nach einer stets optimalen Ansteuerung der Antriebsstrangkomponenten leitet sich aus der formulierten Hypothese (vgl. 1.3, S. 4) ab: Nur für den Fall, dass in jeder untersuchten Topologie die Einzelkomponenten in gleicher Weise *optimal* angesteuert werden, kann die Forschungsfrage nach dem Einfluss der Topologie unabhängig von der Betriebsstrategie des jeweiligen Fahrzeugs untersucht werden. *Optimal* bezieht sich in diesem Zusammenhang auf die jeweilige Zielgröße. Zur Analyse des Energieverbrauchs ist folglich eine verbrauchsm minimale Komponentensteuerung zu wählen, zur Bestimmung von Beschleunigungswerten eine zugkraftmaximale. Die Lösung des zugrundeliegenden Optimalsteuerungsproblems ist ausführlich in Abschnitt 4.3.3 (S. 51) dargestellt.

3.3.3 Realisiertes Framework zur Systemanalyse

Ziel des benötigten automatisierten CAE-Frameworks (vgl. 1.4, S. 5) ist es, Systemkomponenten zu entwickeln, anschließend zu einem Gesamtsystem zu koppeln und dieses abschließend virtuell zu validieren.

Um die im vorangegangenen Abschnitt 3.3.2 definierten Anforderungen bei der Realisierung des Verfahrens zu berücksichtigen, werden zwei unterschiedliche Modellkategorien eingeführt: Komponenten- und Validierungsmodelle. Erstere werden im linken Ast des V-Modells der Entwicklungsphase benötigt, um die einzelnen Systemkomponenten zu *erstellen*. Die Validierungsmodelle kommen im rechten Ast zum Einsatz (System Test) und dienen zur *Bewertung* der jeweiligen Systemrealisierung. Im Rahmen einer Antriebsstrangentwicklung werden beispielsweise zuerst die Komponenten (Elektromotor und Getriebe) virtuell erstellt und zu einem Gesamtsystem (Antriebsstrang) gekoppelt. Anschließend kann mithilfe eines Validierungsmodells in Form einer Längsdynamiksimulation der Energieverbrauch ermittelt und somit ein *System Test* durchgeführt werden.

Charakteristisches Merkmal der Komponentenmodelle ist deren Anpassbarkeit mithilfe der Designvariablen. Jedes dieser Modelle muss über mindestens eine Modellschnittstelle verfügen, die bei Veränderung der jeweils verbundenen Designvariable die entsprechende Komponenteneigenschaft anpasst. Wie die jeweilige Komponentenmodellierung realisiert wird, hängt stark von der zu erwartenden beziehungsweise tolerierten Berechnungszeit ab. Aus Sicht der Exaktheit sind kausale Komponentenmodelle wünschenswert, wenn jedoch deren Berechnung beispielsweise zeitintensive numerische Lösungsverfahren erfordert, sind alternative Modellierungsansätze zielführender [64]. Dies können unter anderem kennfeldbasierte oder analytische Modelle sein. Auf die skizzierte Problematik wird in Abschnitt 4.1 (S. 37) eingegangen.

Damit der Designraum detailliert untersucht werden kann, ist ein geeignetes Verfahren nötig, das die Designvariablen derart variiert, dass alle zulässigen Bereiche berücksichtigt werden. Kodiyalam et al. [57] stellen entsprechende Frameworks vor. Eine lückenhafte Analyse des Designraums entspräche im Extremfall einer Stichprobenuntersuchung, sodass das Ziel eines vertieften Systemverständnisses nicht erreicht werden könnte. Eine mögliche Lösung wäre die Durchführung eines vollfaktoriellen Versuchs über eine Vielzahl möglicher Ausprägungsstufen der beteiligten Designvariablen. Aufgrund der hohen Anzahl möglicher Kombinationen und der daraus resultierenden Rechenzeit ist dieses Vorgehen nicht praktikabel.

Folglich muss für eine Automatisierung neben den Komponenten- und Validierungsmodellen ebenfalls ein geeignetes Verfahren zur Va-

riation der Designvariablen erarbeitet werden [8]. Hierbei steht die Forderung nach kurzen Rechenzeiten im direkten Konflikt mit dem Ziel einer lückenlosen Abtastung des Designraums. Dieses Variations-element wird im weiteren Verlauf als Optimierungsbaustein bezeichnet und wird in Abschnitt 5 (S. 63) detailliert beschrieben.

Der in Abbildung 3.3 dargestellte iterative Ablauf des V-Modells lässt sich um den beschriebenen Optimierungsbaustein ergänzen, so dass sich das in Abbildung 3.4 dargestellte DSE-Framework ergibt. Das zweite und dritte Element übernimmt jeweils die Aufgaben des linken beziehungsweise rechten Astes des V-Modells. Der Optimierungsbaustein ist im ersten Element realisiert. Der automatisierte Ablauf erfolgt entsprechend der Elementnummerierung: Im ersten Schritt wird ein Satz von zu untersuchenden Designvariablen festgelegt, gefolgt von der virtuellen Erstellung der Einzelkomponenten gemäß der Designvariablen-Vorgabe. Im dritten Abschnitt werden alle Zielgrößen des Gesamtsystems mithilfe der Validierungsmodelle ausgewertet. Die Aufgabe der *Komponentensteuerung* innerhalb des zweiten Blocks ist die bereits angesprochene Bestimmung einer stets optimalen Betriebsstrategie. Auf die Realisierung der einzelnen Modelle wird ausführlich in Kapitel 4, beginnend mit Abschnitt 4.2 (S. 41) eingegangen.

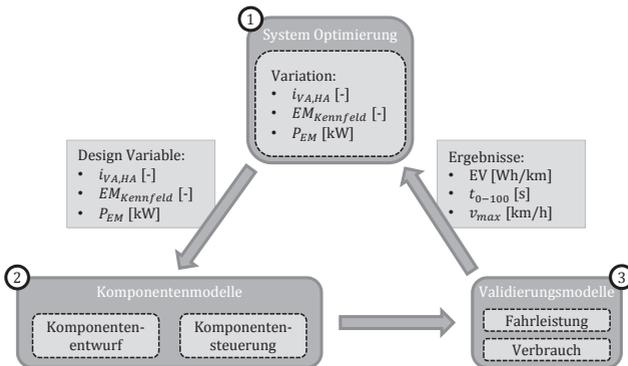


Abbildung 3.4: Framework zur Design Space Exploration. Der Nummerierung folgend kann iterativ ein beliebiger Designraum mithilfe des Frameworks erschlossen werden.

3.3.4 Systemvariablen zur Topologiebeschreibung

Zur Beantwortung der Forschungsfrage (vgl. 1.3, S. 4) muss das DSE-Framework in der Lage sein, die wesentlichen Definitionsmerkmale des elektrischen Antriebsstrangs zu variieren. Diese lassen sich nach Merkmalen des Elektromotors und des Getriebes unterteilen und sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Definitionsmerkmale des elektrischen Antriebsstrangs.

Merkmal	Beschreibung
Definitionsmerkmale Elektromotor	
Anzahl	Je Antriebstopologie können mehrere Motoren verbaut sein
Einbauort	Vorderachse, Hinterachse oder an beiden Achsen
Typ	Unterscheidung zwischen ASM und PSM
Wirkungsgradkennfeld	Form und Lage der Isolinen
Leistungscharakteristik	Maximale Leistung und Verlauf der Vollastlinie
Definitionsmerkmale Getriebe	
Gangzahl	1-Gang oder 2-Gang Getriebe
Übersetzungen	Frei wählbares Übersetzungsverhältnis je vorhandenem Gang
Abkoppeleinrichtung	Falls vorhanden, kann der Elektromotor mechanisch abgekoppelt werden

Um das Systemverständnis zu steigern und die Relationen zwischen den variierten Designvariablen und den sich einstellenden Ergebnissen im Bildraum (vgl. Abb. 3.2) darstellen zu können, ist eine weitere Systematisierung der vorgestellten Definitionsmerkmale notwendig. Durch die im Optimierungsbaustein eingesetzten Algorithmen zur Minimierung der Zielfunktionswerte, die im Falle einer gleichzeitigen Variation *aller* Merkmale all jene Topologien unberücksichtigt ließen, die prinzipbedingt zu schlechteren Ergebnissen führen, ist eine geeignete Vorselektion der Einflussfaktoren bereits im Designraum notwendig. Ohne

diesen Schritt könnten keine Aussagen zu dem Systemverhalten dieser prinzipbedingt benachteiligten Topologien getroffen werden. Dies träfe beispielsweise auf den Vergleich von ASM- und PSM-Topologien zu: Der geringere Wirkungsgrad der ASM führt zu höheren Verbräuchen, sodass eine Minimumsuche diese Variante nicht weiter berücksichtigen würde. Bei Verwendung von Optimierungsmethoden anstelle einer vollfaktoriellen Suche im Designraum sind Aussagen über den Einfluss der Topologie auf die Zielfunktion(en) *ohne* geeignete Vorselektion der Definitionsmerkmale somit nicht möglich.

Aus diesem Grund werden, ergänzend zur Kategorie der Designvariablen, die Systemvariablen (SV) eingeführt. Sie beschreiben die *Existenz* und räumliche *Anordnung* einzelner Antriebsstrangkomponenten im System. In Abgrenzung dazu beschreiben die Designvariablen spezifische Eigenschaften der verwendeten Komponenten. Antriebsstrangtopologien können mithilfe der Systemvariablen eindeutig beschrieben werden, indem alle Elemente nach Tabelle 3.2 festlegt werden.

Durch den Vektor \vec{x}_{SV} der Systemvariablen sind die zu untersuchenden Topologien definiert und können dem Optimierungsbaustein übergeben werden.

$$\vec{x}_{SV} = \begin{pmatrix} EM_{VA} \\ EM_{HA} \\ EM_{Typ,VA} \\ EM_{Typ,HA} \\ gears_{VA} \\ gears_{HA} \\ clutch_{VA} \\ clutch_{HA} \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

Grundsätzlich können alle Kombinationen dieser Systemvariablen untersucht werden.

3.4 Untersuchungsumfang

Zur Konzentration der Analysen auf Sportfahrzeuge mit segmenttypischen Fahrleistungswerten und gleichzeitig geringem Verbrauch, werden Topologien mit mehreren Elektromotoren je Achse nicht berücksichtigt. Die zu erwartenden querdynamischen Vorteile die sich für zwei Elektromotoren je Achse ergeben, werden von Verbrauchs-

nachteilen überlagert. Die untersuchten Topologien sind tabellarisch in Tabelle 3.3 aufgeführt und schematisch in Abbildung 3.5 dargestellt.

Tabelle 3.2: Systemvariablen zur Definition einer Antriebstopologie.

Variable	Beschreibung	Ausprägung	Werte
EM_{VA}	EM an Vorderachse	nein/ja	$\{0, 1\}$
EM_{HA}	EM an Hinterachse	nein/ja	$\{0, 1\}$
$EM_{Typ,VA}$	Typ der EM	ASM/PSM	$\{0, 1\}$
$EM_{Typ,HA}$	Typ der EM	ASM/PSM	$\{0, 1\}$
$gears_{VA}$	Anzahl Gangstufen	$\{1, 2\}$	$\{1, 2\}$
$gears_{HA}$	Anzahl Gangstufen	$\{1, 2\}$	$\{1, 2\}$
$clutch_{VA}$	Abkoppelrichtung	nein/ja	$\{0, 1\}$
$clutch_{HA}$	Abkoppelrichtung	nein/ja	$\{0, 1\}$

Tabelle 3.3: Übersicht der analysierten Antriebsstrangkonfigurationen.

Antriebsart	EM Anzahl	EM Typ	Anzahl Gänge	Abkoppelrichtung
RWD	1	{ASM, PSM}	$\{1, 2\}$	{ja, nein}
FWD	1	{ASM, PSM}	$\{1, 2\}$	{ja, nein}
AWD	2	{ASM, PSM}	$\{1, 2\}$	{ja, nein}

Um den grundsätzlichen Einfluss von Mehrganggetrieben untersuchen zu können, werden 2G-Getriebe berücksichtigt. Eine höhere Anzahl an Gangstufen führt sowohl zu höheren Systemkosten als auch zu einer gesteigerten Systemkomplexität, die zusätzliche regelungstechnische Anforderungen mit sich bringt.

Zeraoulia et al. [111] kommen in ihrer Untersuchung unterschiedlicher EM-Typen unter anderem zu dem Schluss, dass sich ASM und PSM besonders für den Einsatz in elektrifizierten Antriebssträngen eignen. Aus diesem Grund liegt der Fokus auf diesen beiden EM-Typen.

Aufgrund der Fokussierung dieser Arbeit auf die Zielgrößen Energieverbrauch und Fahrleistungen werden die folgenden Themengebiete nicht weiter berücksichtigt:

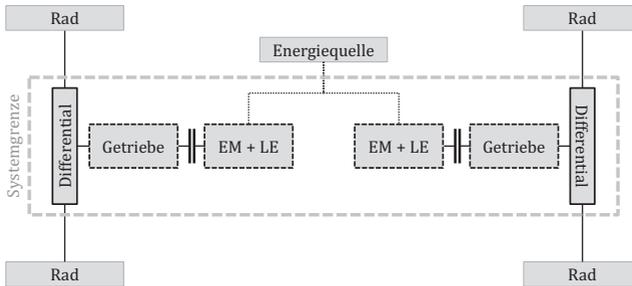


Abbildung 3.5: Maximaler Simulationsumfang des virtuellen Fahrzeugs.

Querdynamik: Die querdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs können durch eine Topologie mit radindividuellem Antrieb mithilfe von Torque-Vectoring in Querrichtung verbessert werden. Bei Geradeausfahrt in einem Bewertungszyklus sind keine Vorteile zu erwarten. Deshalb werden diese Topologievarianten nicht berücksichtigt.

Energiespeicher: Der im Fahrzeug verwendete Speicher elektrischer Energie wird als ideal angenommen. Die vom Antriebsstrang geforderte Leistung kann immer bereitgestellt werden. Die beim Rekuperieren vom Antriebsstrang zurückgespeiste Energie kann ebenfalls vollständig aufgenommen werden. Das Gewicht einer Traktionsbatterie wird in der Fahrzeugmasse berücksichtigt.

Bauraum: Der benötigte Bauraum je Topologien wird nicht weiter untersucht. Es wird davon ausgegangen, dass für alle Komponenten ausreichend Bauraum zur Verfügung steht.

Budget: Veränderte Systemkosten, die beispielsweise durch Variation der Antriebskomponenten entstehen, bleiben unberücksichtigt. Diese können beispielsweise in einem zweiten Schritt nach der technischen Konzeptbewertung erfolgen.

3.5 Segment spezifische Systemgrenzen

Zum zielgerichteten und zeitsparenden Einsatz des DSE-Prozesses ist zumindest ein rudimentäres Verständnis des zu untersuchenden Systems hilfreich. Existiert Wissen über den Zusammenhang zwischen Designraum und Bildraum der Zielfunktionen, können sinnvolle Grenzen für die Designvariablen definiert werden. Dies vermeidet unnötige Simulationen in Bereichen des Designraums, deren Abbildung mit Sicherheit nicht die vorher definierten Anforderungen erfüllen werden. Der zulässige Bereich der Designvariablen kann entsprechend beschränkt und Nebenbedingungen für Kombinationen von Designvariablen festgelegt werden.

Das in dieser Arbeit untersuchte Sportwagensegment führt zu spezifischen Beschränkungen des Suchraums (Designraums), die sich insbesondere aus den geforderten Fahrleistungswerten und dem Fahrzeuggewicht ableiten lassen. Bezogen auf die zu variierenden Designvariablen sind die EM-Leistung für den Beschleunigungswert sowie die maximale Übersetzung für den v_{\max} -Wert entscheidend. Aus den Fahrleistungszielen lassen sich für die Designvariablen kombinierte Nebenbedingungen ableiten, beispielsweise zur Einhaltung einer minimalen Antriebsleistung unabhängig von der Anzahl verbauter Elektromotoren.

3.5.1 Antriebsleistung

Zur Abschätzung der minimal erforderlichen beziehungsweise maximal absetzbaren Antriebsleistung wird ein einfaches Längsdynamikmodell eingesetzt. Diese Simulation ist eine stark vereinfachte Version des Validierungsmodells zur Fahrleistungsbestimmung im DSE-Prozess. Berücksichtigt werden neben der Fahrzeugmasse insbesondere die Lage des Schwerpunkts und der Kraftschlussbeiwert der Reifen.

Für die betrachteten Fahrzeugmassen zwischen 1700 und 2300 kg ergeben sich für die geforderten Beschleunigungszeiten (0-100 km/h) kleiner fünf Sekunden abhängig vom verwendeten Getriebetyp Systemleistungen von mindestens 160 kW. Die obere Grenze, ab der eine Erhöhung der Antriebsleistung zu keiner weiteren Verkürzung der Beschleunigungszeit führt, liegt bei deutlich über 500 kW. Für die in dieser Arbeit verwendete Skalierungsmethode zur Erstellung neuer Wirkungsgradkennfelder wird je Elektromotor von 195 kW aus-

gegangen (vgl. 4.2.1, S. 41). Abhängig von der Wahl der System- und Designvariablen, also unter anderem der Anzahl und Leistung der Elektromotoren, ergibt sich die maximale Systemleistung.

3.5.2 Getriebe

Für Einganggetriebe leitet sich die minimale Übersetzungsgrenze aus der geforderten Höchstgeschwindigkeit und der zulässigen Maximaldrehzahl der Elektromotoren gemäß dem verwendeten Elektromotormodell ab. Gleiches gilt für den zweiten Gang der untersuchten 2G-Getriebe. Die Wahl der maximalen Übersetzung des ersten Gangs beeinflusst hier vor allem den Schaltzeitpunkt: Bei sehr kurzen Übersetzungen muss noch vor Erreichen der 100 km/h-Grenze geschaltet werden. Je nach benötigter Gangwechselzeit und eventueller Zugkraftüberhöhung bei Lastschaltgetrieben wird die Beschleunigungszeit beeinflusst (vgl. 4.4, S. 57). Bei Mehrganggetrieben muss die Festlegung der maximalen Übersetzung des ersten Gangs folglich entsprechend dem verwendeten Getriebetyp erfolgen.

Für die maximale Übersetzungsgrenze des Schnellfahrgangs ist kein eindeutiges Kriterium definiert. Für 1G-Getriebe liegen die minimale und die maximale Grenze jedoch nah beieinander, da die gegensätzlichen Ziele Beschleunigungszeit und v_{\max} -Anforderung gleichermaßen befriedigt werden müssen. Bei 2G-Getrieben kann der zweite Gang deutlich länger als der geforderte v_{\max} -Wert ausgelegt und somit im Fahrzyklus für eine gezielte Lastpunktverlagerung hin zu geringeren Drehzahlen genutzt werden.

4 Fahrzeug- und Komponentensimulation

In diesem Kapitel wird das als Untersuchungsgegenstand verwendete virtuelle Fahrzeug vorgestellt. Ausgehend von den grundsätzlich möglichen Simulations- und Modellierungsmethoden in Abschnitt 4.1 werden anschließend in Abschnitt 4.2 die Modelle der Einzelkomponenten dargestellt. In den Abschnitten 4.3 und 4.4 werden die im DSE-Framework eingesetzten Simulationsmodelle zur Bestimmung der Zielgrößen eingeführt, die in Abschnitt 4.5 anhand einer Referenzsimulation validiert werden.

4.1 Simulations- und Modellierungsmethoden

Zur simulativen Fahrleistungs- und Verbrauchsermittlung bei Kraftfahrzeugen existieren grundsätzlich zwei verschiedene Simulationsmethoden: die dynamische und die inverse, quasistationäre Simulation [39]. Beide Methoden werden im Folgenden vorgestellt und diskutiert, um ein geeignetes Verfahren zum Einsatz im DSE-Framework auswählen zu können.

4.1.1 Dynamische Simulation

Zur Abbildung des dynamischen Fahrzeugverhaltens, und damit insbesondere der Systemzustände *zwischen* zwei (quasi-)stationären Zuständen, werden detaillierte physikalische Modelle eingesetzt. Die kausalen Beziehungen zwischen den Komponenten des Systems werden nachgebildet, um auftretende Systemzustände an jeder Stelle der Wirkkette zwischen Systemeingang und -ausgang untersuchen zu können. Als Grundlage dieser Simulationsmethode dienen die mathematischen Beschreibungen der Komponentenmodelle. Der erforderliche Detaillierungsgrad dieser (Teil-)Modelle hängt von dem jeweiligen Untersuchungsziel ab. Zur Modellierung des Gesamtsystems werden die Zustandsgleichungen der Komponentenmodelle aufgestellt und deren physikalische Ein- und Ausgangsgrößen mit jenen der benachbarten Komponenten verknüpft. Dabei ist die Reihenfolge der Komponenten

beziehungsweise deren Verknüpfungen identisch mit jener im realen System. Auf diese Weise entsteht eine Differentialgleichung (DGL), die das Gesamtsystem beschreibt. Die Lösung dieser Gleichung erfolgt entsprechend der zeitlichen Abfolge der Zustandsänderungen beziehungsweise entlang des „realen“ Leistungs- und Signalflusses. Konkret bedeutet dies für ein modelliertes Fahrzeug, dass beginnend beim Fahrerwunsch die Wirkkette von den Antriebskomponenten über die Reifenkräfte bis hin zur resultierenden Fahrzeugbeschleunigung durchlaufen wird. Aus diesem Grund wird die dynamische Simulation oftmals auch als *Vorwärtssimulation* bezeichnet. Wie im realen Fahrzeug existiert eine geschlossene Regelschleife zwischen dem (virtuellen) Fahrer, dem Fahrzeug und den resultierenden Aufbauzuständen. Beispielsweise hat eine Abweichung von der Sollgeschwindigkeit einen entsprechenden Regeleingriff am Stellglied Fahrpedal zur Folge [68], [75], [87].

Unabdingbar ist diese Art der Modellierung beziehungsweise Simulation, falls das zu untersuchende Szenario stark von dynamischen Effekten beeinflusst wird. Durch sich verändernde (dynamische) Radlasten ist dies beispielsweise bei allen quer- und längsdynamischen Untersuchungen der Fall [87]. Aber auch zur Prüfung und Applikation von Regelalgorithmen oder Hardwarekomponenten in einem Softwarebeziehungsweise Hardware-in-the-Loop-Verbund müssen transiente Systemzustände exakt abgebildet werden [39], [4].

Die erforderliche Berechnungszeit einer Vorwärtssimulation ist abhängig von der gewählten Schrittweite des DGL-Solvers. Je nach Modellkomplexität und geforderter Genauigkeit beziehungsweise zeitlicher Auflösung der transienten Systemzustände kann die Berechnungszeit größer als die simulierte Zeit sein. Eine untere Grenze der Berechnungszeit ergibt sich daraus, dass die Schrittweite des Lösungsverfahrens nicht beliebig groß gewählt werden darf, da sonst keine gültige Lösung gefunden wird [7].

4.1.2 Quasistationäre Simulation

Bei der quasistationären Simulation werden keine transienten Systemzustände berücksichtigt. Es wird vielmehr eine Vielzahl von (quasi-)stationären Systemzuständen betrachtet, für deren Dauer der Systemzustand als konstant angenommen wird. Eine Modellierung der Teilsysteme mithilfe von zeitabhängigen Zustandsgleichungen ist des-

halb nicht erforderlich. Üblicherweise wird das Verhalten der Komponenten mithilfe von Kennfeldern in der Simulation abgebildet. Diese Kennfelder repräsentieren das stationäre Systemverhalten in den gemessenen Punkten und enthalten keine Information über das transiente Verhalten der Komponente. Werte zwischen den Punkten werden interpoliert. Anders als bei der dynamischen Simulation erfolgt die Berechnung der Systemzustände nicht entsprechend dem Leistungs- und Signalfluss von der Quelle zur Senke, sondern in umgekehrter Richtung: Ausgehend vom gewünschten Systemzustand am Ende eines Berechnungsschritts werden rückwärts die dafür erforderlichen Komponentenzustände bestimmt. Man spricht in diesem Zusammenhang auch von einer *Rückwärtssimulation*.

Es wird grundsätzlich davon ausgegangen, dass das Fahrzeug die erforderliche Leistung aufbringen kann, um beispielsweise einem Bewertungszyklus zu folgen. Wegen dieser fehlenden Bindung der physikalischen Wirkzusammenhänge zwischen Traktionsmaschine und Reifenlatsch wird auch von einer akausalen Modellierung gesprochen [45]. Ein virtueller Fahrer wie bei der Vorwärtssimulation ist folglich nicht erforderlich [68], [75].

Anwendung findet die quasistationäre Simulation bei Untersuchungszielen, bei denen dynamische Effekte eine untergeordnete Rolle spielen oder ein reduzierter Detaillierungsgrad des Gesamtsystems ausreichend ist. Beispielsweise führt eine kennfeldbasierte Rückwärtssimulation zur Ermittlung des Energieverbrauchs bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit zu den gleichen Ergebnissen wie eine aufwändige Vorwärtssimulation [62].

Ein entscheidender Vorteil der Rückwärtssimulation ist ihr einfacher Aufbau und die kurzen Berechnungszeiten. Da keinerlei DGLs gelöst werden müssen, sinkt die Anzahl der notwendigen Rechenoperationen drastisch. Je nach verwendeter Programmiersprache der Simulationsumgebung kann mithilfe von Matrixoperationen sogar eine Vielzahl an Zeitschritten eines Bewertungszyklus innerhalb *einer* Rechenoperation¹ bestimmt werden.

¹ Dies trifft u. a. auf Berechnungen mit Matlab® zu: Der Einsatz von Matrixoperationen ermöglicht den Verzicht auf *for*-Schleifen und führt somit zu einer deutlichen Rechenzeitreduktion.

4.1.3 Auswahl einer geeigneten Simulationsmethode

In Abschnitt 3.3.2 (S. 26) wurden Anforderungen an die zu entwickelnde Analyse­methode formuliert. Für die Frage, mithilfe welcher Simulationsmethode die Validierungsmodelle (vgl. Abb. 3.4, S. 29) realisiert werden sollen, sind die Forderungen nach geringen Simulationszeiten und einer hohen Genauigkeit relevant. Bereits im vorangegangenen Abschnitt wird deutlich, dass beide Forderungen in Konkurrenz zueinander stehen und nicht gleichzeitig zu realisieren sind.

Wird untersucht, welchen Einfluss dynamische Vorgänge auf die Zielgrößen haben, lassen sich zwei Fälle unterscheiden: Im ersten Fall ist der Ergebniswert der zu untersuchenden Zielgröße t_{ACC} (Beschleunigungszeit) stark abhängig von dynamischen Effekten während der Beschleunigungsphase [87]. Deshalb wird hier eine dynamische Vorwärtssimulation realisiert (vgl. 4.4), die ebenfalls zur Bestimmung der Höchstgeschwindigkeit v_{max} zum Einsatz kommt. Der zweite Fall tritt bei der Bestimmung des Energieverbrauchs anhand von Fahrzyklen auf: Durch die schwach ausgeprägte Dynamik der Zyklen, das heißt deren hohen Anteil an Konstantfahrphasen bzw. Beschleunigungswerten weit unterhalb des Fahrzeugpotenzials, ist der Einfluss dynamischer Effekte gering. Für das Untersuchungsziel Energieverbrauch erscheint der Einsatz einer Rückwärtssimulation demnach prinzipiell möglich.

Die Forderung nach geringen Simulationszeiten lässt sich insbesondere bei langen Bewertungszyklen wie dem Artemis-Zyklus nicht mit einer Vorwärtssimulation erfüllen. Die bei Verwendung einer Rückwärtssimulation zu erwartende Genauigkeitseinbuße bei der Ermittlung des Energieverbrauchs stehen einer deutlichen Rechenzeitverkürzung gegenüber. Wie auch in den Arbeiten von Schröder [89], Eghtessad [29] und Bertram et al. [13] wird als Validierungsmodell für den Energieverbrauch folglich eine Rückwärtssimulation umgesetzt (vgl. 4.3.1). Eine Untersuchung der resultierenden Abweichungen zwischen Vorwärts- und Rückwärtssimulation ist in Abschnitt 4.5 zu finden.

Die verwendeten Modelle zur Bestimmung der Zielgrößen Energieverbrauch, Beschleunigungszeit und Höchstgeschwindigkeit werden in den folgenden Abschnitten beschrieben.

4.2 Modellierung der Komponenten

Nachdem die Wahl der Simulationsmethoden im vorangegangenen Abschnitt diskutiert wurde, folgt nun die Herleitung und Beschreibung der eingesetzten Komponentenmodelle.

4.2.1 Parametrierbares Elektromotor-Modell

Bereits zu Beginn dieser Arbeit wurde darauf hingewiesen, dass zur Untersuchung der Forschungsfrage (vgl. 1.3, S. 4) neben der Variation der Topologie selbst, insbesondere die zusätzlichen Potenziale bei gleichzeitiger Variation der Komponenteneigenschaften zu analysieren sind. Hierbei bietet besonders der Elektromotor ein großes Variationspektrum: Für identische Leistungsanforderungen existieren sehr unterschiedliche Wirkungsgradcharakteristiken. Form, Lage und absolute Höhe der Wirkungsgrad-Isolinien im Drehzahl/Drehmoment-Kennfeld unterscheiden sich je nach Funktionsprinzip und Bauform (vgl. Abb. 2.1, S. 13) [34], [60]. Zur Realisierung des DSE-Frameworks ist folglich ein Komponentenmodell nötig, das nicht nur die Leistung variiert, sondern zusätzlich die angesprochene Spreizung der Wirkungsgradcharakteristiken abbilden kann (vgl. 2.3, S. 12).

4.2.1.1 Stand der Forschung zur Kennfelderstellung

Zur simulationsgestützten Erstellung von Wirkungsgradkennfeldern existieren grundsätzlich drei Vorgehensweisen:

1. Auslegung und Konstruktion des Elektromotors und anschließende numerische FEM²-Kennfeldberechnung
2. Elektrotechnische Modellierung mithilfe von Ersatzschaltbildern und anschließende analytische Kennfeldberechnung
3. Skalierungs- und Interpolationsmethoden auf Basis existierender Elektromotoren bzw. Kennfelder

Hafner et al. [44] geben für eine vereinfachte FEM-Berechnung eines Wirkungsgradkennfelds sieben Stunden an. Hierbei ist noch nicht die

² Finite-Elemente-Methode.

zur Auslegung und Konstruktion benötigte Zeit berücksichtigt. Nach Abdelli et al. [1] und Magand et al. [65] ist ein Verfahren zur Rechenzeitminimierung nötig, das durch eine geeignete Modellreduktion von der FEM-Simulation hin zu kennfeldbasierten Ansätzen führt. Wegen der hohen Berechnungszeit und den eingeschränkten Möglichkeiten zur Automatisierung des Prozesses, wird der Weg einer FEM-Berechnung nicht weiter untersucht.

Als Alternative werden beispielsweise bei Grunditz [42] analytische Berechnungsmodelle für den Elektromotor und die Leistungselektronik eingesetzt, um η -Kennfelder für eine quasistationäre Fahrzeugsimulation zu erzeugen. Bei der Modellierung mit Ersatzschaltbildern zur Berechnung von quasistationären Wirkungsgradkennfeldern sind jedoch detaillierte Kennwerte zu maschinenspezifischen Eigenschaften, wie den inneren Widerständen, den Induktivitäten und dem magnetischen Fluss, erforderlich [98], [18]. Diese Werte können erst *nach* der Auslegung des Elektromotors bestimmt werden und sind nur für eine spezifische EM-Auslegung gültig [48]. Eine Variation der Kennfeldform ist folglich nicht ohne weitere Auslegungen möglich und eine Automatisierung ebenfalls problematisch.

Le Berr et al. [61] stellen einen interessanten Ansatz zur analytischen Berechnung von η -Kennfeldern vor, der ebenfalls die Regelstrategie der LE anpasst und berücksichtigt. Gemäß der Quelle erstellt das entwickelte „EMTool“ in „kurzer“ Zeit die benötigten Kennfelder auf Basis voreingestellter Material- und Geometrie Kennwerte. Notwendige Eingaben durch einen Nutzer beschränken sich auf Leistung, Drehmoment, Drehzahl und Spannungslage [9]. Es bleibt unklar, ob die Kennfeldcharakteristik geändert werden kann.

In der Gruppe der Skalierungs- und Interpolationsmethoden findet sich eine Vielzahl unterschiedlicher Ansätze. Bei Bücherl [20], [21] wird eine analytische Modellierung mit Längen- und Durchmesserskalierung des Elektromotors kombiniert. Ein ähnliches Verfahren wird bei Bertram [13] verwendet. Oftmals zum Einsatz kommen in diesem Kontext die sogenannten Wachstumsgesetze, die einen Zusammenhang zwischen Größenänderung und dem Verlustverhalten eines Elektromotors herstellen [95]. Änderungen im Wirkungsgradverhalten der LE können daraus nicht abgeleitet werden. Bei Thanheiser et al. [103] werden Kennfelder durch Skalierung der Verluste ausgehend vom Nennpunkt einer bestehenden Maschine erzeugt. Bei Sehab et al. [90] kommen

für eine Skalierung statische Verlustkennfelder eines Elektromotors unabhängig von dessen Bauart oder Leistung zum Einsatz.

Keine dieser Skalierungs- und Interpolationsmethoden bietet die Möglichkeit, eine Lage- oder Formänderung des η_{opt} -Bereichs gezielt zu untersuchen, wie es im Rahmen dieser Arbeit notwendig ist. Aus diesem Grund wird ein eigenes Verfahren entwickelt, dass im nächsten Abschnitt vorgestellt wird.

4.2.1.2 Eigenes Verfahren zur Kennfelderstellung

Für den Entwurf einer eigenen Methode zur η -Kennfelderstellung kann nur ein kennfeldbasierter Ansatz in Betracht kommen. Die Anforderungen bezüglich Rechenzeit und Automatisierbarkeit zusammen mit den Ausführungen im letzten Abschnitt schließen andere Verfahren aus. Zur Realisierung einer eigenen kennfeldbasierten EM-Modellierung wird im ersten Schritt ein Datenpool aus kombinierten EM und LE Wirkungsgradkennfeldern der beiden EM-Typen aufgebaut. Die Kennfelder stammen entweder aus FEM-Simulationen oder von Prüfstandsmessungen realer Traktionsmaschinen, die sich in Bauform und Leistungsniveau unterscheiden.

In einem zweiten Schritt werden Drehzahl beziehungsweise Drehmoment aller Kennfelder auf den jeweiligen Maximalwert normiert, um anschließend die Unterschiede in Form und Lage der Wirkungsgrad-Isolinien jeweils getrennt für ASM und PSM zu beurteilen. Ziel ist es, eine möglichst große Spreizung in der Kennfeldcharakteristik abbilden zu können und dabei den Rahmen des technisch Möglichen nicht zu verlassen. Der Ansatz sieht vor, mittels Interpolation zwischen zwei Ausgangskennfeldern eine neue Kennfeldcharakteristik zu erzeugen. Um die zu erzeugenden Kennfelder ebenfalls für unterschiedliche Leistungen erstellen zu können, werden bei der Auswahl Kennfelder bevorzugt, die für unterschiedliche Leistungen vorliegen. Solche Kennfeldserien, bei denen üblicherweise zur Leistungssteigerung lediglich die aktive Länge des Elektromotors variiert wird, sollen im Weiteren als Baureihe bezeichnet werden. Es werden je EM-Typ drei Baureihen verwendet, die in Abbildung 4.1 exemplarisch für PSM dargestellt sind (vgl. Abb. A.5, S. 136). Zur Unterscheidung wird die Variable BR_{Typ} eingeführt. Der Wertebereich $[-1, 0]$ bezeichnet das erste Baureihenpaar, der Bereich $[0, 1]$ entsprechend das zweite Paar. Ganzzahlige

Werte bezeichnen jeweils das Ausgangskennfeld. Außen positioniert ($BR_{\text{Typ}} = -1$ bzw. 1) befinden sich die Kennfelder mit den geringsten Übereinstimmungen. Zur Erstellung neuer Kennfeldcharakteristiken kann nun zwischen *benachbarten* Baureihen *paarweise* stufenlos interpoliert werden. Folglich stellt die mittlere Baureihe (vgl. Abb. 4.1) $BR_{\text{Typ}} = 0$ keine Linearkombination der äußeren Baureihen dar. Vielmehr handelt es sich um eine eigenständige Baureihe, die von den äußeren Baureihen zur Interpolation lediglich gemeinsam genutzt wird.

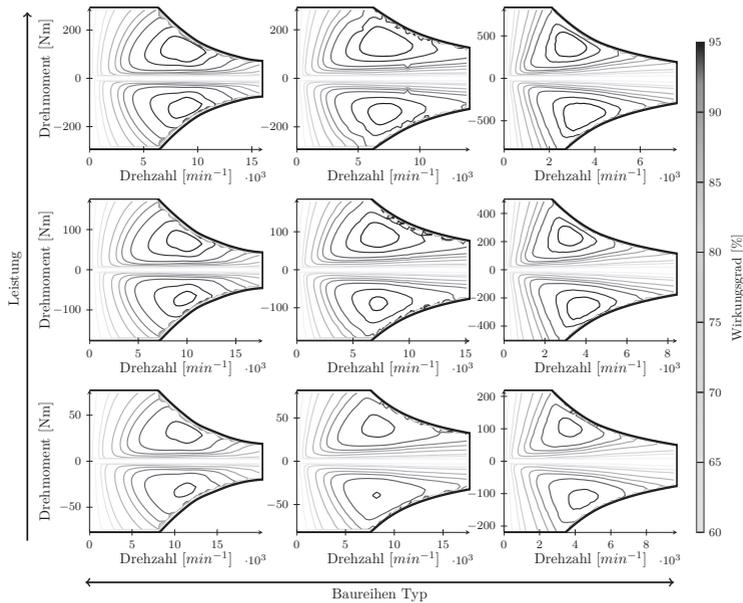


Abbildung 4.1: PSM Ausgangskennfelder für $BR_{\text{Typ}} = -1$ (links) bis $BR_{\text{Typ}} = 1$ (rechts) zur Kennfeldskalierung zwischen 65 kW und 195 kW.

Damit ebenfalls vorhandene Schleppverluste berücksichtigt werden können, wird statt des Wirkungsgrads die Verlustleistung als Interpolationsgröße verwendet. Um überdies nur den Einfluss der Kennfeldcharakteristik zu untersuchen und die Ergebnisse der angestrebten Optimierung nicht durch unterschiedliche Maximalwerte zwischen den

Ausgangskennfeldern zu beeinflussen, werden die Verlustleistungen auf die Maximalleistung der Elektromotoren normiert und allen ein leistungsabhängiger Maximalwert zugewiesen. Durch die Leistungsabhängigkeit des Wertes kommen die in den Wachstumsgesetzen abgebildeten Zusammenhänge zum Tragen. Abbildung 4.2 stellt exemplarisch ein normiertes Wirkungsgrad- bzw. Verlustleistungskennfeld dar.

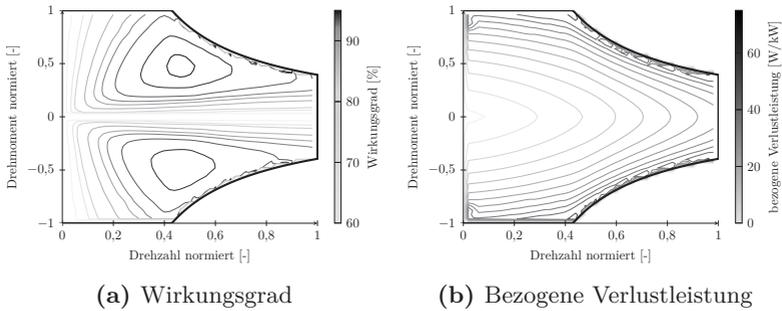


Abbildung 4.2: normiertes Wirkungsgrad- und Verlustleistungskennfeld. (a) stellt eine der drei verwendeten Baureihen zur Beschreibung der Wirkungsgradcharakteristik dar. Damit ebenfalls Schleppverluste berücksichtigt werden können, wird bei der Kennfelderstellung die bezogene Verlustleistung (b) zugrunde gelegt. Entsprechend der jeweiligen Regressionsfunktion und der gewünschten Zielleistung werden die Verlustleistungen anschließend neu zugewiesen.

Um die Leistung variieren zu können und gleichzeitig die resultierende Veränderung der Verlustleistung zu berücksichtigen, wird für jede Drehzahl- und Drehmomentkombination eine Regressionsfunktion durch die vorhandenen Datenpunkte gelegt. Bei drei Baureihen stehen für die jeweilige Regression entsprechend drei Datenpunkte zur Verfügung. Die Regressionsfunktionen beschreiben damit den tatsächlichen Wachstumszusammenhang der verwendeten Baureihen vergleichbar mit den bereits erwähnten Wachstumsgesetzen. Zur Erstellung eines neuen Verlustleistungs- bzw. η -Kennfelds für eine geänderte EM-Leistung wird nun jeder Punkt des normierten Verlustleistungskennfelds entsprechend der jeweiligen Regressionsfunktion verändert. Abbildung 4.3 stellt exemplarisch eine Regressionsfunktion dar.

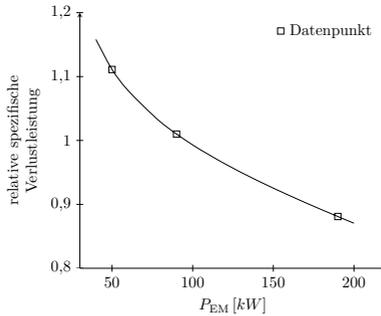


Abbildung 4.3: Exemplarische Regressionsfunktion der Verlustleistung für eine Drehzahl- und Drehmomentkombination der normierten Verlustleistungskennfelder. Zur Bestimmung neuer Kennfelder werden die bezogenen normierten Verlustleistungskennfelder entsprechend der gewünschten Zielleistung mithilfe der jeweiligen Regressionsfunktion an jedem Gitterpunkt verändert.

Der Verlauf von maximaler Drehzahl beziehungsweise Drehmoment wird in vergleichbarer Weise angepasst. Hier wird ebenfalls eine Regressionsfunktion durch die vorhandenen Datenpunkte gelegt. Mit der so interpolierten Vollastlinie kann die Normierung des Verlustleistungskennfelds zurückgenommen werden und die tatsächliche Verlustleistung entsprechend der neuen Maschinenleistung bestimmt werden.

Abbildung 4.1 stellt die verwendeten Ausgangskennfelder zur Interpolation unterschiedlicher Kennfeldcharakteristika und Leistungen für PSM exemplarisch dar. Zu beachten ist, dass innerhalb der PSM-Baureihen sowohl Hochdrehzahl- als auch Hochmoment-EM vertreten sind. Die PSM der $BR_{Typ} = 1$ verfügt über einen deutlich größeren Durchmesser als die anderen Elektromotoren des Datenpools, sodass ein signifikant höheres Maximalmoment und eine bedeutend niedrigere Maximaldrehzahl erreicht werden.

Die Berechnung des Gewichts und der rotatorischen Massenträgheit erfolgt durch eine leistungsabhängige Regressionsfunktion gemäß den Werten der verwendeten Baureihen. Die Ergebnisse liegen in einem ähnlichen Bereich wie von Schad et al. [86] angegeben. Das entsprechend der Antriebstopologie veränderte Fahrzeuggewicht wird so bei der Ermittlung der Zielfunktionswerte berücksichtigt. Das Gewicht der Leistungselektronik wird als konstant angenommen.

4.2.2 Modellierung des Getriebes

Gemäß der Übersicht der Systemvariablen in Tabelle 3.2 (S. 32) sollen 1G-Getriebe und 2G-Getriebe untersucht werden können. Für beide Getriebevarianten wurden aufwändige Simulationsmodelle mit Software der KISSsoft AG erstellt und Verlustleistungskennfelder berechnet [54]. Berücksichtigt werden hier neben Plansch- und Dichtungsverlusten auch die lastabhängigen und -unabhängigen Anteile der Zahnreibungs- und Lagerverluste [99], [73]. Ebenfalls im jeweiligen Kennfeld abgebildet sind die Leerlaufverluste der Getriebe sowie die des Differentials. Als 1G-Getriebe wurde ein zweistufiges Getriebe modelliert. Das 2G-Getriebe wurde nach Sorniotti et al. [97] als effizienzoptimiertes lastschaltbares Getriebe modelliert. Die Bauform mit Trockenkupplung wurde unter Mitwirkung der Firmen VOCIS und Oerlikon-Graziano speziell für Elektrofahrzeuge entwickelt und patentiert. Die jeweiligen Kennfelder sind im Anhang zu finden (vgl. Abb. A.1.1, S. 134). Für das 1G-Getriebe wird von 20 kg Gesamtmasse ausgegangen. Für das 2G-Getriebe werden 39 kg mehr veranschlagt [97]. Die Fahrzeugmasse wird entsprechend angepasst.

Je nach Wahl der Systemvariablen wird in der Antriebstopologie eine Abkoppeleinrichtung verwendet. Diese wird bei 1G-Getrieben durch eine zusätzliche Kupplung (CL) zwischen Elektromotor und Getriebe realisiert. Die rotatorische Massenträgheit wird gemäß Tabelle 4.1 berücksichtigt. Bei einem 2G-Getriebe wird davon ausgegangen, dass das Getriebe in Neutralposition geschaltet werden kann. In diesem Fall kann eine Abkopplung ohne die zusätzlichen rotatorischen Massen einer Kupplung erfolgen. Ein Antriebsstrang mit einem 2G-Getriebe verfügt somit *immer* auch über eine Abkoppeleinrichtung.

Die Wahl der jeweiligen Übersetzung erfolgt durch den Optimierungsbaustein des DSE-Frameworks innerhalb der zulässigen Grenzen (vgl. Tab. 6.1, S. 86). Die Wahl der Spreizung zwischen dem ersten und zweiten Gang wird durch die Festlegung der oberen beziehungsweise unteren Grenze des zulässigen Bereichs beschränkt. Anders als bei Eghtessad [29] werden eventuell auftretende Zugkraftlücken bei ungünstig gewählter Spreizung nicht von vornherein ausgeschlossen. Resultat kann eine hohe Beschleunigungszeit bis zum Erreichen der Höchstgeschwindigkeit oder eine nicht abbildbare Drehmomentanforderung an den Elektromotor während der Zyklusfahrt sein. Beide

Fälle führen jedoch zu einer schlechten Bewertung der betreffenden Topologie durch den Optimierungsbaustein, sodass sie nicht in der Lösungsmenge auftauchen.

In der Fahrleistungssimulation ist das 2G-Getriebe lastschaltbar abgebildet, sodass zugkraftunterbrechungsfreie Schaltungen möglich sind. In diesem Fall wird das während eines Schaltvorgangs am Getriebeausgang anliegende Drehmoment maßgeblich von zwei Faktoren bestimmt: dem zu überwindenden Drehzahlunterschied und der rotatorischen Massenträgheit des Elektromotors. Eine eventuell resultierende Drehmomentüberhöhung ist entsprechend modelliert. Es wird vereinfachend davon ausgegangen, dass das während des Schaltvorgangs abgegebene maximale Motormoment linear zwischen alter und neuer Übersetzung verläuft. Die Schaltdauer kann überdies frei gewählt werden.

4.2.3 Weitere Antriebsstrangkomponenten

Weitere mechanische Verluste: Abgesehen von den Verlusten in Elektromotor und Getriebe sind insbesondere zur korrekten Ermittlung des Energieverbrauchs weitere Verlustkomponenten von Bedeutung (vgl. 2, S. 9). Dies sind:

- Wellen- und Radlagerverluste
- Restbremsmomente der hydraulischen Bremse
- Der Rollwiderstand

Die zusätzlichen Verlustmomente der beiden erstgenannten Komponenten sind durch eine Regressionsfunktion abgebildet. Die zugrunde gelegten Daten stammen aus Messungen oder den Herstellerangaben. Die Rollwiderstandswerte sind reifenspezifisch durch eine Kennlinie abgebildet.

Energiespeicher: Der Energiespeicher des Fahrzeugs ist nicht Teil der Untersuchung und daher stark vereinfacht modelliert. Für eine erste Abschätzung des Wirkungsgradeinflusses der Batterie auf den Rekuperationswirkungsgrad in Abschnitt 6.2 (S. 115), wird entsprechend den Untersuchungen von Omar et al. [76] von durchschnittlich 92% Lade- bzw. Entladewirkungsgrad ausgegangen.

4.3 Ermittlung des Energieverbrauchs

Zunächst werden die verwendete Fahrzeugmodellierung sowie die eingesetzten Bewertungszyklen vorgestellt. Ebenfalls wird in diesem Abschnitt die besondere Bedeutung der Betriebsstrategie hergeleitet und deren Realisierung erläutert.

4.3.1 Modellierung des Fahrzeugs

Zur Ermittlung des Energieverbrauchs wird das Fahrzeug als Punktmasse aufgefasst. Das Fahrzeuggewicht repräsentiert das Leergewicht ohne Antriebsstrang (Elektromotor und Getriebe). Abhängig von der zu untersuchenden Topologie werden die Gewichte für Motoren und Getriebe entsprechend der Teilmodelle (vgl. 4.2.1 und 4.2.2) addiert und die rotatorischen Trägheitsmomente ermittelt. Zur Berechnung der Fahrwiderstandsgleichungen (vgl. 2.1, S. 9) müssen die Kennwerte gemäß Tabelle 4.1 vor Simulationsbeginn bekannt sein. Für die quasi-stationäre Simulation werden die rotatorischen Trägheitsmomente in äquivalente Ersatzmassen umgerechnet (vgl. 2.1, S. 9). Im Rahmen der dynamischen Fahrleistungssimulation (vgl. 4.4) werden sie direkt berücksichtigt. Zur Verbrauchsermittlung wird, von den berechneten Fahrwiderständen ausgehend, das erforderliche Motormoment für alle zur Verfügung stehenden Übersetzungsstufen bestimmt. Dabei werden die zusätzlichen mechanischen Verluste (vgl. 4.2.3) zwischen Rad und Getriebe sowie anschließend die auftretenden Getriebeverluste je Übersetzungsstufe addiert.

4.3.2 Bewertungszyklen

Zur Ermittlung des Energieverbrauchs und Bewertung einer Antriebstopologie ist der Einsatz eines Bewertungszyklus zweckmäßig [62]. Durch eine Berechnung anhand von einzelnen stationären Lastpunkten, wie es beispielsweise bei Besselink et al. [14] stattfindet, kann der Energieverbrauch im realen Fahrbetrieb nicht ermittelt werden. Aufgrund der instationären Fahrzustände, die hier auftreten, ist zur korrekten Energieverbrauchsermittlung ein instationärer Bewertungszyklus notwendig.

Tabelle 4.1: In der Simulation berücksichtigte Fahrzeugparameter.

Parameter	Einheit	Beschreibung
m_{Fzg}	kg	Fahrzeuggewicht ohne Antriebsstrang
c_w	-	Luftwiderstandsbeiwert
A	m^2	Stirnfläche
$r_{\text{dyn,VA}}$	m	\varnothing dyn. Abrollradius VA
$r_{\text{dyn,HA}}$	m	\varnothing dyn. Abrollradius HA
f_r	-	Rollwiderstandsbeiwert, $f_r = f(v)$
$J_{\text{EM,VA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment EM VA
$J_{\text{Getr,VA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment Getriebe VA
$J_{\text{Kuppl,VA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment Kupplung VA
$J_{\text{Br,VA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment Bremse VA
$J_{\text{Rad,VA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment Rad VA
$J_{\text{EM,HA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment EM HA
$J_{\text{Getr,HA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment Getriebe HA
$J_{\text{Kuppl,HA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment Kupplung HA
$J_{\text{Br,HA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment Bremse HA
$J_{\text{Rad,HA}}$	kgm^2	rot. Trägheitsmoment Rad HA
l	m	Radstand
s_h	m	Schwerpunkthöhe
s_v	m	Schwerpunktastand zur VA

Ein Zyklus wird beschrieben durch ein Geschwindigkeitsprofil als Funktion der Zeit in Sekunden. Neben dem zur Typisierung von Fahrzeugen in Europa vorgeschriebenen *Neuen Europäischen Fahrzyklus* (NEFZ) existiert eine Vielzahl weiterer Fahrprofile. Der NEFZ stellt ein synthetisches Profil dar. Mit dem Ziel das tatsächliche Nutzerverhalten abzubilden und somit realistische Emissions- und Verbrauchsprognosen für Kraftfahrzeuge erstellen zu können, wurde der *Common Artemis Driving Cycle* (CADC) entwickelt [5], [6]. Verschiedene Untersuchungen haben die Vergleichbarkeit des CADC mit dem realen Nutzerverhalten bestätigt [107]. Thanheiser et al. [102] oder auch Badin et al. [9] weisen auf die besondere Bedeutung des Nutzungsszenarios bzw. des Fahrzyklus für eine optimale Wahl der Antriebstopologie hin. Entsprechend der Zielsetzung dieser Arbeit, die Reichweite von Elektrofahrzeugen im

Kundenbetrieb zu vergrößern, wird der CADC-150³ als kundennaher Referenzzyklus festgelegt. Zu Vergleichszwecken werden die Topologieanalysen ebenfalls für den NEFZ durchgeführt (vgl. 6.2, S. 115). Zum Vergleich der beiden Zyklen sind in Tabelle 4.2 die wichtigsten Kennzahlen der Fahrprofile gegenübergestellt. Zusätzlich sind in Anhang A.3 in Abbildung A.6 Sankey-Diagramme zur Analyse der zyklusbedingten Energieströme zu finden.

Tabelle 4.2: Kennzahlen der Fahrzyklen CADC-150 und NEFZ nach [11].

Parameter	Einheit	CADC-150	NEFZ
Gesamtdistanz	km	51,7	11,0
Gesamtzeit	s	3143	1180
Fahrzeit	s	2913	939
Beschleunigungsfahrzeit	s	1211	278
Anteil Beschleunigungs- an Fahrzeit	-	41,6 %	29,6 %
Ø Fahrgeschwindigkeit ⁴	km/h	63,9	42,3
Maximal Geschwindigkeit	km/h	150,4	120
Ø pos. Beschleunigung	m/s ²	0,371	0,528
Anzahl der Beschleunigungen	-	139	31

4.3.3 Bedeutung der Betriebsstrategie

In Anlehnung an Liebl et al. [62] wird unter dem Begriff „Betriebsstrategie“ die Art der Ansteuerung aller Komponenten des Antriebsstrangs verstanden, die einen Einfluss auf die Zielgrößen Energieverbrauch und Beschleunigungszeit haben. Nur unter der Voraussetzung einer für die jeweils untersuchte Topologie *optimalen* Betriebsstrategie kann die Forschungsfrage (vgl. 1.3, S. 4) nach dem Einfluss sowohl der Komponenteneigenschaften wie auch der Topologie selbst, beantwortet werden. Entscheidend ist, dass die verwendete Betriebsstrategie für

³ 150 steht für die im Zyklus erzielte Höchstgeschwindigkeit. Zusätzlich existiert ein CADC-130 für Fahrzeuge mit begrenzter Höchstgeschwindigkeit.

⁴ ohne Standphasen.

alle möglichen Kombinationen von Topologie- und Komponenteneigenschaften optimal sein muss. Eine Verzerrung der Simulationsergebnisse infolge eventuell getroffener Vereinfachungen, die einen Teil der zu untersuchenden Varianten bevorzugt, muss vermieden werden. Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen werden für die Zielgrößen Energieverbrauch und Beschleunigungszeit zwei getrennte Strategien definiert.

4.3.4 Verbrauchsminimale Betriebsstrategie

Für die Verbrauchsermittlung scheidet eine regelbasierte Betriebsstrategie folglich aus, da die Optimalität nicht für *jede* mögliche Topologie sichergestellt werden kann. Eine lokale Optimierung einzelner Komponenten oder Teilsysteme, wie u. a. von Eghtessad [29] vorgeschlagen, birgt die Gefahr, eine für das Gesamtsystem Fahrzeug suboptimale Strategie zu verwenden. Eine Suche der Minimalverbräuche für jeden Zykluslastpunkt wie bei Yuan et al. [110] oder Heckelmann et al. [47] führt insbesondere für den Fall nah beieinander liegender Verbrauchswerte, die bei mehrgängigen Antriebsstrangtopologien auftreten können, zu unerwünschten Effekten. Dies können eine hohe Gangwechselfrequenz oder das häufige An- bzw. Abkoppeln eines Elektromotors sein. Um zusätzlich die energetischen Kosten aller Zustandsübergänge des Systems berücksichtigen zu können und zu einer topologiespezifischen, global optimalen Betriebsstrategie zu kommen, wird das Verfahren der dynamischen Programmierung eingesetzt. Die Optimierungsgröße ist hier nicht der Geschwindigkeitsverlauf des (unveränderlichen) Fahrzyklus, sondern die beschriebene Komponentensteuerung. Wie in [106] gezeigt, unterscheiden sich die resultierenden Lastkollektive der Elektromotoren bei einer Betriebsstrategiedefinition durch Minimalwertsuche je Zyklusschritt teilweise deutlich von jenen, die mithilfe der dynamischen Programmierung bestimmt wurden. Dies ist ein weiteres Argument für den Einsatz der dynamischen Programmierung im Rahmen der Betriebsstrategiedefinition.

4.3.4.1 Funktionsweise der dynamischen Programmierung

Der Einsatz von dynamischer Programmierung als Methode zur Betriebsstrategiedefinition ist insbesondere im Bereich der Hybridfahrzeugentwicklung ein etabliertes Vorgehen [109], [105], [74]. Radke stellt in [82] die Verwendung des Verfahrens für ein komplexes Optimalsteuerungsproblem vor. Sowohl bei Radke [82] als auch bei Bellman [12] wird das Funktionsprinzip des Verfahrens ausführlich beschrieben. Deshalb wird die Funktionsweise nachfolgend lediglich kurz skizziert.

Dynamische Programmierung ist ein Verfahren zur Lösung mehrstufiger, diskreter Entscheidungsprozesse. Die Grundidee besteht in einer *stufenweisen* Suche der optimalen Lösung innerhalb aller möglicher Permutationen der *jeweiligen* Stufe anstatt einer *erschöpfenden* Suche über alle Stufen hinweg. Jeder Entscheidungsstufe wird ein definierter Wert in Abhängigkeit von der jeweiligen *Vorgängerentscheidung* zugewiesen. Durch diese Vorgehensweise wird das Optimierungsproblem in viele separat lösbare Teilprobleme zerlegt. In einem letzten Schritt wird rekursiv der global optimale Entscheidungspfad anhand der vorher gelösten Teilprobleme bestimmt. Durch die Notwendigkeit lediglich *einer* Rekursion kann die Gesamtberechnungszeit im Vergleich zur erschöpfenden Suche deutlich reduziert werden. Dies gilt insbesondere, falls eine rechenzeitminimale Lösung der Teilprobleme verwendet wird.

Das rekursive Verfahren lässt sich formulieren durch:

$$T_N(x_N) = g_N(x_N) \quad (4.1)$$

$$T_i(x_i) = \min_{u_i \in U_i(x_i)} \{g_i(x_i, u_i) + T_{i+1}(\phi(x_i, u_i))\}, \quad (4.2)$$

$$i = N - 1, N - 2, \dots, 0$$

Mit:

- g Kostenfunktion
- i Laufvariable des mehrstufigen Entscheidungsproblems
- u Steuergröße
- x Zustandsgröße des Systems
- N Letzter Schritt des Entscheidungsproblems
- T Gesamtkosten
- U Raum der Steuergrößen
- X Zustandsraum des Systems
- ϕ Zeitdiskrete Systemfunktion

Abhängig von dem jeweiligen Systemzustand x_i und der gewählten Steuergröße u_i ergeben sich die Kosten $g_i(x_i, u_i)$ je Entscheidungsstufe. Die Gesamtkosten $T_i(x_i)$ ergeben sich rekursiv aus den Kosten der jeweiligen Entscheidungsstufe sowie den Gesamtkosten des Nachfolgezustands $T_{i+1}(\phi(x_i, u_i))$. Beginnend bei $N - 1$ bestimmt das Verfahren anschließend die optimale Abfolge der Steuergrößen $u_i^*(x_i)$.

4.3.4.2 Anwendung im DSE-Framework

Zur Anwendung im DSE-Framework wird die zeitliche Diskretisierung des Bewertungszyklus (vgl. 4.3.2) verwendet. Die Steuergrößen u_i sind:

- Leistungsverteilung zwischen den vorhandenen Elektromotoren
- Gangwahl
- Zustand der Abkoppelinrichtung

Für jeden Zyklusschritt wird entsprechend ein Set an optimalen Steuergrößen bestimmt, die den Zyklusverbrauch minimieren. Die Kostenfunktion $g_i(x_i, u_i)$ setzt sich aus zwei Komponenten zusammen: Den statischen Kosten, die der aufgenommenen elektrischen Energie der Elektromotoren je Zykluspunkt entsprechen, und den dynamischen Kosten, die durch eventuelle Zustandswechsel entstehen. In Abbildung 4.4 ist exemplarisch ein Berechnungsschritt dargestellt.

Die statischen Kosten werden je Elektromotor anhand der Verlustleistungskennfelder (vgl. 4.2.1) entsprechend der im Fahrzeugmodell (vgl. 4.3.1) ermittelten Zugkraftanforderung bestimmt. Über die Steuergröße *Leistungsverteilung* kann die im Fahrzeugmodell berechnete Last in diskreten Stufen zwischen den vorhandenen Elektromotoren aufgeteilt werden. Folglich ergibt sich für jeden Elektromotor je Zykluspunkt eine Vielzahl möglicher Lastpunkte.

Die dynamischen Kosten werden hier als Wechselkosten c_i bezeichnet. Sie entstehen im Falle eines Wechsels der Zustandsgröße x_i durch die geänderte Rotationsenergie des Elektromotors infolge einer Drehzahlanpassung bei Gangwechsel oder dem An- bzw. Abkoppeln. Ist eine Kupplung verbaut, wird vereinfachend davon ausgegangen, dass deren rotatorische Trägheit zur Hälfte berücksichtigt werden muss.

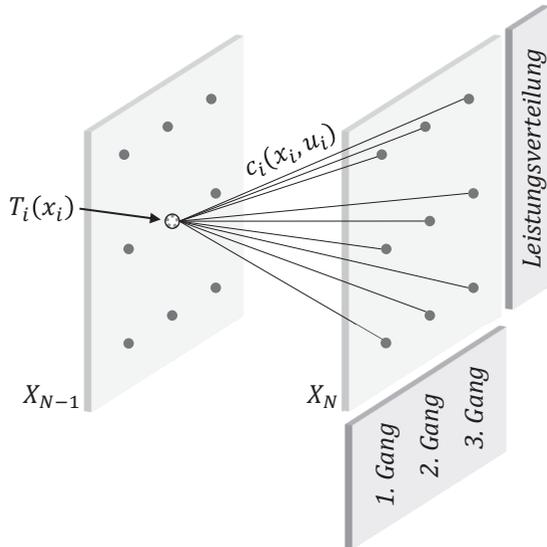


Abbildung 4.4: Exemplarische Darstellung eines Berechnungsschritts der dynamischen Programmierung für die Steuergrößen *Leistungsverteilung* und *Gangwahl*. Der jeweilige Funktionswert $T_i(x_i)$ setzt sich zusammen aus den statischen Kosten je Zykluspunkt und den Wechselkosten $c_i(x_i, u_i)$. Die statischen Kosten werden bestimmt durch die jeweilige Leistungsverteilung zwischen den vorhandenen Elektromotoren sowie dem gewählten Gang. Die Wechselkosten werden durch eventuell vorhandene Drehzahlunterschiede bestimmt. Zur Ermittlung von $T_i(x_i)$ werden die Kosten von *jedem* möglichen Nachfolger berücksichtigt und das jeweilige Minimum gespeichert.

Diese mechanische Energie wird mithilfe eines durchschnittlichen EM-Wirkungsgrads in elektrische Energie umgerechnet:

$$c_i(x_i, u_i) = \left(\frac{1}{2} \cdot (J_{EM} + \frac{1}{2} \cdot J_{Kuppl}) \cdot (\omega_i(x_i, u_i)^2 - \omega_i(x_{i+1}, u_{i+1})^2) \right) \cdot H_{EM} \quad (4.3)$$
$$H_{EM} = \begin{cases} \frac{1}{\bar{\eta}_{EM}}, & \text{falls } (\omega_i(x_i, u_i) - \omega_i(x_{i+1}, u_{i+1})) < 0 \\ \bar{\eta}_{EM}, & \text{falls } (\omega_i(x_i, u_i) - \omega_i(x_{i+1}, u_{i+1})) \geq 0 \end{cases}$$

Mit:

c_i	Wechselkosten
H_{EM}	Antriebs- bzw. Rekuperationswirkungsgrad
J_{EM}	rot. Trägheitsmoment Elektromotor
J_{Kuppl}	rot. Trägheitsmoment Kupplung
$\bar{\eta}_{EM}$	Durchschnittlicher EM-Wirkungsgrad
ω_i	Winkelgeschwindigkeit Elektromotor

Durch die zusätzliche Berücksichtigung der energetischen Kosten für jeden Zustandsübergang kann nun für jede Topologie beziehungsweise Komponentenvariation eine global optimale Betriebsstrategie bestimmt werden. Gleichzeitig liegt der Wert des resultierenden Zyklusverbrauchs im letzten Berechnungsschritt $T_N(x_N)$ bereits vor. Somit liefert das vorgestellte Verfahren sowohl die Betriebsstrategiedefinition als auch den Verbrauchswert. Ein separates Validierungsmodell zur Bestimmung des Energieverbrauchs ist somit nicht erforderlich.

Bei der Implementierung des vorgestellten Verfahrens wurde besonders darauf geachtet, die Berechnungszeit zur Lösung der Teilprobleme gering zu halten. Mithilfe der von Matlab[®] unterstützten Matrixoperationen können Schleifen weitgehend vermieden werden und alle Lösungen eines Teilproblems innerhalb einer Rechenoperation bestimmt werden. Des Weiteren wurden Teile der erstellten Simulationsmodelle in C-Code überführt, um die Rechenzeit weiter zu verkürzen.

4.4 Ermittlung der Fahrleistungen

Wie in Abschnitt 4.1.3 begründet, ist zur Ermittlung der Fahrleistungswerte, insbesondere der Beschleunigungszeit t_{ACC} , eine Vorwärtssimulation notwendig. Dazu wird ein für den Einsatz im DSE-Framework geeignetes parametrierbares Fahrzeugmodell in Matlab® Simulink aufgebaut. In Abbildung 4.5 sind die wichtigsten Komponenten des Modells schematisch dargestellt.

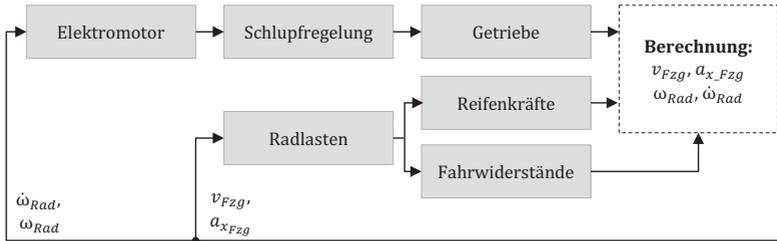


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung des Matlab® Simulink-Modells zur Ermittlung der Beschleunigungszeit t_{ACC} .

Die umgesetzte Längsdynamiksimulation bedient sich der Fahrwiderstandsgleichungen zur Bestimmung der erforderlichen Antriebskraft beziehungsweise des vorhandenen Zugkraftüberschusses. Insbesondere um eine präzise Nachbildung der dynamischen Effekte an der Schlupfgrenze abbilden zu können, ist hier die Modellierungstiefe ausgeprägt. Grundsätzlich greift das Modell auf dieselben Kennfelder beziehungsweise Kenngrößen (vgl. Tab. 4.1) zu wie auch das Modell zur Ermittlung des Verbrauchs.

4.4.1 Aufbau und Komponenten des Modells

Um eine möglichst große Vergleichbarkeit mit einer zur Verfügung stehenden, validierten Referenzsimulation in AVL Cruise (vgl. 4.5) herzustellen, werden alle für das Beschleunigungsverhalten relevanten Fahrzeugkomponenten möglichst ähnlich realisiert. Neben den geometrischen Beziehungen des Aufbaus zur Ermittlung der dynamischen Radlasten sind insbesondere folgende Elemente kennfeld- bzw. kennlinienbasiert modelliert:

Reifen: Wie auch bei der Rückwärtssimulation ist eine geschwindigkeitsabhängige Rollwiderstandskurve hinterlegt. Zusätzlich wird eine Zugkraft-Schlupf-Kurve gemäß Herstellerangabe bzw. Prüfstandsmessung verwendet [19].

Getriebe: Alle Kennfelder und Parameter, wie in 4.2.2 beschrieben, werden berücksichtigt.

Elektromotor: Es wird die Vollastlinie des Elektromotors entsprechend der EM-Modellierung (vgl. 4.2.1) verwendet.

Weitere Verlustkomponenten: Wellen- und Radlagerverluste sowie Restbremsmomente werden, wie in 4.2.3 beschrieben, berücksichtigt.

Zur Berücksichtigung der rotatorischen Trägheitsmassen werden die Parameter nach Tabelle 4.1 eingesetzt.

Eine Schlupfregelung ist als PI-Regler realisiert. Hier wird je Achse auf das jeweilige Kraftschlussmaximum gemäß der Zugkraft-Schlupf-Kurve geregelt. Der Längsschlupf λ ist definiert als:

$$\lambda = \frac{v_{\text{Rad}} - v_{\text{Fzg}}}{v_{\text{Fzg}}} \quad (4.4)$$

4.4.2 Beschleunigungsoptimale Betriebsstrategie

Da zur Minimierung der Beschleunigungszeit die am Rad anliegende und auf die Straße übertragbare Antriebskraft ausschlaggebend ist, maximiert die in der Fahrleistungssimulation verwendete Betriebsstrategie diese Größe. Falls mehrere Elektromotoren vorhanden sind, wird zwischen ihnen keine Lastverteilung vorgenommen. Sofern kein Regeleingriff der Traktionskontrolle vorliegt, werden alle Motoren entlang der Vollastlinie betrieben. Ein Regeleingriff führt zu einer Begrenzung des Motormoments, sodass sich ein vorgegebener Zielschlupfwert am Rad einstellt. Als weiterer Parameter einer Betriebsstrategie verbleibt somit lediglich die Wahl des Gangs. Zur Radmomentmaximierung wird in jedem Berechnungsschritt geprüft, welcher Gang das höhere Radmoment liefert und dieser gewählt.

4.5 Validierung der Simulationsmodelle

Zur Sicherung der Ergebnisqualität ist die Validierung von Simulationsmodellen von großer Bedeutung. Dazu wird üblicherweise ein Vergleich zwischen real gemessenen und simulierten Werten desselben Systems angestellt. Im vorliegenden Fall werden Simulationsmodelle im DSE-Framework eingesetzt, um vorher unbekannte Systemzusammenhänge zu erkennen. Die vorgestellte Methode (vgl. 3.2.2, S. 23) findet folglich in einer sehr frühen Phase der Produktentwicklung Anwendung. Physisch existente Prototypen, die Vergleichsdaten liefern könnten, stehen üblicherweise nicht zur Verfügung. Um dennoch die Modellgüte prüfen und zeigen zu können, dass die für das Untersuchungsziel relevanten Größen korrekt berechnet werden, wird ein Vergleich zu einer validierten Gesamtfahrzeugsimulation durchgeführt. In der Software AVL Cruise der AVL List GmbH ist ein elektrischer Sportwagenprototyp nachgebildet. Die detaillierte, dynamische Vorwärtssimulation wurde in einem vorangegangenen Projekt anhand von Rollenprüfstandsmessungen beziehungsweise Beschleunigungstests des Prototypen angepasst und validiert. Das simulierte Fahrzeug verfügt über eine zweimotorige AWD-Topologie mit jeweils einem 1G-Getriebe.

Zur Validierung wurden die notwendigen Kennlinien und -größen (vgl. Tab. 4.1) aus der AVL Cruise-Simulation übernommen. Verglichen werden die für das jeweilige Untersuchungsziel relevanten Größen. Dies ist für den Energieverbrauch der Drehmomentverlauf am Elektromotor. Für die Zielgröße Beschleunigungszeit wird der Geschwindigkeitsverlauf einer Vollastbeschleunigung verwendet.

4.5.1 Validierung des Verbrauchsmodells

Die Realisierung der Verbrauchsberechnung (vgl. 4.3.1) als Rückwärtsimulation führt durch den fehlenden Fahrereinfluss sowie die vereinfachenden und idealisierenden Annahmen zu einem *exakten* Nachbilden der Sollgeschwindigkeit. Besonders bei synthetischen Prüfzyklen wie dem NEFZ (vgl. 4.3.2) mit zahlreichen, im mathematischen Sinne nicht stetig differenzierbaren Bereichen, führt dies zu Abweichungen zwischen dynamischer Vorwärts- und quasistationärer Rückwärtssimulation. Um die Rechenzeitvorteile des gewählten Verfahrens weiterhin nutzen zu können und gleichzeitig die Ergebnisqualität des berechneten

Drehmomentverlaufs zu erhöhen, wird folgende Anpassung vorgenommen: Es wird nicht das Originalgeschwindigkeitsprofil als Sollvorgabe verwendet, sondern das Ergebnis einer virtuellen Zyklusfahrt des Fahrzeugs in der Referenzsimulation. Durch den berücksichtigten Fahrregler und den kausalen Aufbau der Wirkketten (vgl. 4.1.3) in der Vorwärts-simulation hat das resultierende Geschwindigkeitsprofil einen glatten (stetig differenzierbaren) Verlauf. Erwartungsgemäß führt der Einsatz eines derart veränderten Zyklus als Vorgabeprofil zu einem ähnlichen Drehmomentverlauf wie bei der AVL Cruise-Simulation. Exemplarisch ist in Abbildung 4.6 eine der größten Abweichungen dargestellt.

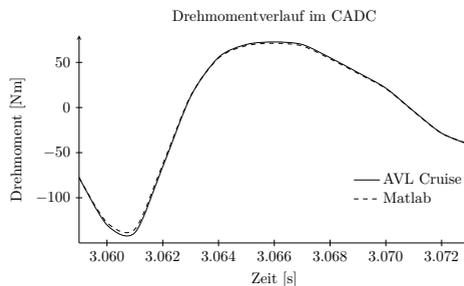


Abbildung 4.6: Ausschnitt aus dem Simulationsvergleich der Drehmomentverläufe zwischen AVL Cruise und Matlab[®]. Die maximale Abweichung im dargestellten Ausschnitt beträgt 3,8 Nm.

Die Abweichung der insgesamt umgesetzten mechanischen Energie zwischen beiden Simulationen beträgt 0,6 %. Zusätzlich wird als Maßzahl zur Bewertung der Simulationsgüte die Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers (RMSE) der Drehmomentverläufe berechnet. Zur besseren Vergleichbarkeit wird der Wert anschließend mit den Drehmomentwerten der Referenzsimulation normalisiert (NRMSE). Es ergibt sich ein Vorhersagefehler der Matlab[®]-Simulation für das Motormoment von 0,9 %. Für die mechanische Leistung ergibt sich ein NRMSE-Wert von 0,2 %.

Mit k als Anzahl der Messpunkte und dem Drehmoment M gilt:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (M_{i,Matlab} - M_{i,Cruise})^2}{k}} \quad (4.5)$$

$$NRMSE = \frac{RMSE}{M_{\max\text{Cruise}} - M_{\min\text{Cruise}}} \quad (4.6)$$

4.5.2 Validierung des Fahrleistungsmodells

Zur Validierung des Simulink-Modells wird die absolute Zeit t_{ACC} für eine 0–100 km/h Beschleunigung sowie der zugrunde liegende Geschwindigkeitsverlauf verglichen. Dieser Vergleich wird für unterschiedliche Übersetzungsstufen bei 1G- und 2G-Getrieben durchgeführt, um die Validität für verschiedene Radmoment- bzw. Radschlupfverläufe sicherzustellen.

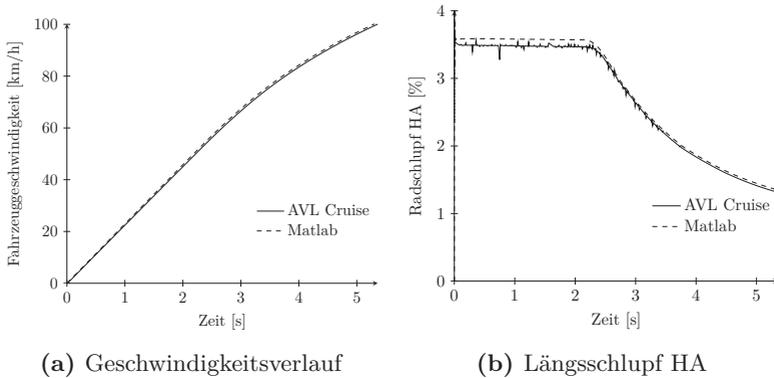


Abbildung 4.7: Vergleich der Simulationsergebnisse einer Vollastbeschleunigung zwischen Referenzmodell in AVL Cruise und Matlab® Simulink.

In Abbildung 4.7 ist zusätzlich zum Geschwindigkeitsverlauf (a) der Verlauf des Radschlupfs an der HA (b) dargestellt. Bei dem hier verwendeten Fahrzeug A (vgl. Tab. 6.2, S. 87) mit einer eingängigen Allrad-Topologie mit je einem Elektromotor pro Achse und einer v_{\max} -Zielauslegung von 200 km/h wird das Motordrehmoment an der HA zu Beginn des Beschleunigungsvorgangs durch die Schlupfregelung begrenzt (vgl. 4.4.1). Beide Verläufe in Abbildung 4.7 (b) sind nahezu identisch. Mit t_{ACC} -Werten von 5,35 (AVL Cruise) und 5,31 (Simulink) Sekunden und somit einer Abweichung von weniger als 1% kann das Ergebnis als hinreichend exakt betrachtet werden. Im Falle einer deutlichen Verkürzung der Hinterachsübersetzung liefert das Simulink-Modell bis zu 0,15 Sekunden kürzere Beschleunigungszeiten als das Referenzmodell. Dies ist neben der vereinfachten Reifen- bzw. Schlupfmodellierung, die zu einer leicht höheren Drehmomentübertragung führt, auf unterschiedliche Regler bzw. DGL-Lösungsverfahren zurückzuführen. Auf die Tauglichkeit des Modells für das DSE-Framework hat dies jedoch keinen Einfluss, da die erzielte Genauigkeit für die angestrebte Vertiefung des Systemverständnisses ausreichend ist.

5 Bestimmung optimaler Topologien

Zu Beginn dieses Kapitels wird ein Überblick zu aktuellen Forschungsergebnissen im Bereich der Topologieoptimierung gegeben. Es folgt eine Vorstellung von verschiedenen Methoden zur Designraumanalyse in Abschnitt 5.2. Das Konzept der Pareto-Optimalität wird anschließend in Abschnitt 5.3 eingeführt. In Abschnitt 5.4 werden Möglichkeiten zur Designraumanalyse mithilfe der Versuchsplanung genauer beleuchtet. Als Alternative dazu werden in Abschnitt 5.5 multikriterielle Optimierungsverfahren dargestellt. Abschließend wird in Abschnitt 5.6 der eingesetzte Algorithmus vorgestellt und dessen Funktionsweise erläutert.

5.1 Stand der Forschung

Die Aktualität des behandelten Themas hat in den vergangenen Jahren zu verstärkten Forschungsaktivitäten geführt. Das Bestreben den Gesamtwirkungsgrad und damit die Reichweite von Elektrofahrzeugen zu steigern, eint alle Arbeiten. Die Untersuchungsschwerpunkte unterscheiden sich jedoch teilweise stark ebenso wie die Art der Modellierung bzw. die Freiheitsgrade innerhalb der Komponentenmodelle. Gleiches gilt für die eingesetzten Optimierungsmethoden. Primär fokussiert werden kleine und leichte Fahrzeuge für den Einsatz im urbanen Raum. Der Einfluss der Charakteristik des E-Maschinenwirkungsgradkennfelds (der DV BR_{Typ}) *zusätzlich* zur Maschinenleistung (P_{EM}) wird nicht untersucht. Die Bestimmung einer energieoptimalen Betriebs- bzw. Schaltstrategie (vgl. 4.3.3, S. 51) findet teilweise nicht oder durch Minimalwertsuche je Zyklusschritt statt.

Das Feld der verwendeten Verfahren zur Identifikation optimaler Topologien reicht von Heuristiken mit vollfaktoriellen Versuchsplänen unter anderem bei Pesce [80] über Skalarisierungsverfahren z. B. bei Eghtessad [29] oder Felden et al. [34] bis hin zur mehrkriteriellen Optimierung mit unterschiedlichen Algorithmen. Bei Moses [70] werden genetische Algorithmen zur Optimierung von Elektrofahrzeugen

eingesetzt. Die Fahrzeuge sind mithilfe neuronaler Netze modelliert. Bertram et al. [13] verwenden einen Particle Swarm Ansatz.

Obwohl das Spektrum der untersuchten Topologien und eingesetzten Verfahren groß ist und ein direkter Vergleich der Ergebnisse folglich oft nicht möglich ist, lassen sich etliche übereinstimmende Aussagen zum Beispiel zur idealen Übersetzungswahl oder zur Eignung des Maschinentyps finden.

5.2 Methoden zur Designraumanalyse

In Abschnitt 3.3.3 (S. 27) wurde bereits auf die Rolle des Optimierungsbausteins im realisierten DSE-Framework eingegangen. Nachfolgend ist die Frage zu diskutieren, auf welche Weise die notwendige rechenzeitminimale Suche im Designraum erfolgen kann.

Grundsätzliches Ziel des DSE-Frameworks (vgl. Abb. 3.4, S. 29) ist, den Zusammenhang zwischen Designraum und Bildraum herzustellen. Im konkreten Fall werden die auszuwertenden Zielfunktionen durch verschiedene Validierungsmodelle repräsentiert (vgl. 4.2, S. 41). Um Berechnungszeiten gering zu halten, basieren diese Modelle teilweise oder vollständig auf statischen Kennfeldern. Diese Art der Modellierung und damit der Zielfunktionsauswertung schließt eine explizite mathematische Darstellung der Abbildung aus. In Abgrenzung zu White-Box-Modellen, bei denen alle Systemzusammenhänge zugänglich und analytisch beschreibbar sind, wird hier von einer Black-Box-Modellierung gesprochen [87], [43]. Die Suche nach einem Verfahren zur Analyse des Designraums (DR) muss sich folglich auf Methoden konzentrieren, die sich für Black-Box-Modelle eignen. Diese Prämisse führt auf die statistische Versuchsplanung (Design of Experiments, DoE) als möglichen Ansatz: Um den Testaufwand einer erschöpfenden Suche zu reduzieren, wird hier mithilfe statistischer Methoden versucht, für ein unbekanntes (Black-Box-)Modell den Zusammenhang zwischen Systemeingang und -ausgang zu finden [93].

Eine zweite Alternative eröffnet sich, wenn das formulierte Ziel der Designraumanalyse weiter präzisiert werden kann, um es in ein Optimierungsproblem zu überführen: Entsprechend der im Entwicklungsprozess definierten Systemanforderungen ist für jedes Validierungsmodell ein zulässiger Maximal- oder Minimalwert definiert, den

das Zielsystem erfüllen muss. Dies kann als gleichzeitige Minimierung beziehungsweise Maximierung mehrerer Zielfunktionen interpretiert werden und eröffnet das Feld der multikriteriellen Optimierung als Lösungsansatz [57], [83] [89]. Dem Fachdiskurs entsprechend wird nachfolgend von Multi-Objective Programming (MOP) gesprochen [67].

Als Grundlage zur Bewertung *mehrerer* Zielfunktionen wird im nächsten Abschnitt das Konzept der Pareto-Optimalität eingeführt. Anschließend werden in den Abschnitten 5.4 und 5.5 die beiden skizzierten Alternativen (DoE und MOP) zur Designraumanalyse näher beleuchtet, um eine geeignete Methode zu wählen.

5.3 Definition von Pareto-Optimalität

Im Falle einer Optimierung von mehr als zwei Zielfunktionen sind die bekannten Ordnungsrelationen ($<$, $>$, $=$) zum Vergleich der Zielfunktionswerte ungeeignet. Dennoch ist ein eindeutiges Vergleichskriterium auch bei mehreren konkurrierenden Zielen notwendig. Für diese multikriteriellen Optimierungsprobleme eignet sich das Konzept der Pareto-Optimalität.

In Anlehnung an Zitzler et al. [113] kann es wie folgt formuliert werden: *Ein Punkt der Lösungsmenge ist genau dann pareto-optimal, wenn er in keinem seiner Zielfunktionswerte verbessert werden kann, ohne gleichzeitig einen anderen Zielfunktionswert zu verschlechtern.* Letztlich ist es genau dieses Wissen über die Menge der pareto-optimalen Systemausprägungen, das vom DSE-Framework bereitgestellt werden muss. Innerhalb dieser Lösungsmenge kann anschließend die präferierte *Kompromiss*-Topologie ausgewählt werden.

Grundlage der Pareto-Optimalität ist die Definition der Pareto-Dominanz für Minimierungsaufgaben.

Definition 1. Pareto-Dominanz: *Ein Vektor $\vec{u} \in \mathbb{R}^n$ dominiert einen zweiten Vektor $\vec{v} \in \mathbb{R}^n$, wenn gilt:*

$$\begin{aligned} u_k &\leq v_k & \forall k \in [1, n] \\ \exists l &: u_l < v_l \end{aligned}$$

Diese Dominanz-Relation ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Sie besagt, dass \vec{u} in allen Dimensionen nicht schlechter ist als \vec{v} und in mindestens einer Dimension besser als \vec{v} [113].

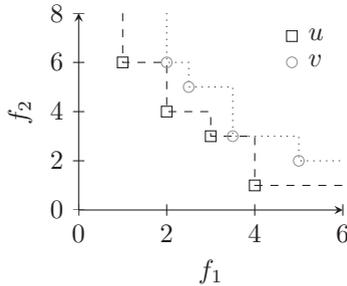


Abbildung 5.1: Darstellung der Pareto-Dominanz von u über v .

Mithilfe dieser Festlegung lässt sich Pareto-Optimalität definieren [67]:

Definition 2. Pareto-Optimalität: Der Vektor $\vec{x}_i = (x_1, \dots, x_m) \in \mathbb{R}^m$ ist pareto-optimal, wenn keine andere Lösung $\vec{x}_j = (x_1, \dots, x_m) \in \chi$ existiert, deren Zielfunktionsvektor $f(\vec{x}_j)$ den Vektor $f(\vec{x}_i)$ dominiert.

$$\nexists \vec{x}_j : \begin{cases} f_k(\vec{x}_j) \leq f_k(\vec{x}_i) & \forall k \in [1, n] \\ \exists l : f_l(\vec{x}_j) < f_l(\vec{x}_i) \end{cases}$$

Die Menge der zulässigen, nicht-dominierten Lösungen wird Pareto-Menge P genannt. Diese Menge ist nicht beschränkt; es können unendliche viele Lösungen gefunden werden [67]. Im zweidimensionalen Fall bilden die Zielfunktionsvektoren die Pareto-Menge auf der Pareto-Front P_F ab, wie in Abbildung 5.2 dargestellt. Bei höheren Dimensionen entsteht durch die Abbildung der Pareto-Menge aus dem Designraum in den Bildraum eine Hyperfläche. Es gilt allgemein:

$$P_F = f(P). \tag{5.1}$$

Eigenschaften der Pareto-Front: Der durch $\vec{f}(\vec{x})$, $\vec{x} \in \chi$ aufgespannte Bildraum der zulässigen Lösungen wird als Zielraum bezeichnet. Die Abbildung der Pareto-Menge P im Bildraum ist immer ein Teil der Zielraumgrenze. Pareto-Front bzw. -Hyperfläche sind folglich stets auf dem Rand des Zielraums zu finden. Abbildung 5.2 stellt diesen Zusammenhang am Beispiel eines zweidimensionalen Zielraums dar.

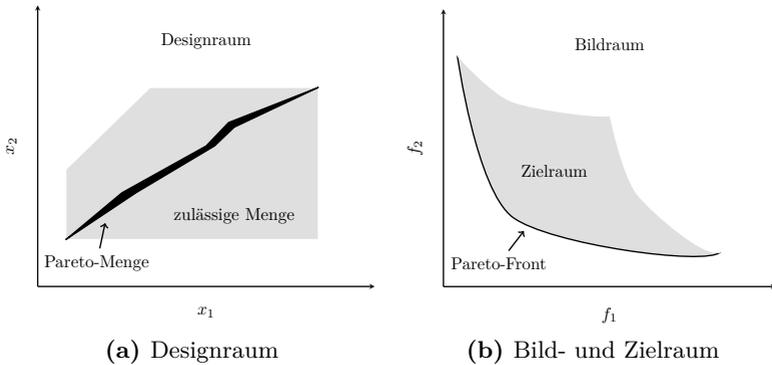


Abbildung 5.2: Darstellung von Design- und Bildraum. Durch den Funktionszusammenhang des zu untersuchenden Systems wird die zulässige Menge in den Zielraum überführt. Pareto-Optimale-Lösungen sind stets auf der Zielraumgrenze zu finden.

Ein Optimierungsproblem wird als konvex bezeichnet, falls sowohl Pareto-Menge P als auch die Pareto-Front P_F konvex sind. Für den nicht-konvexen Fall können mehrere lokale Minima bzw. lokale Pareto-Fronten existieren [49]. Insbesondere für Probleme, bei denen keine analytische Zielfunktion gegeben und das Systemverhalten weitgehend unbekannt ist, muss von einem nicht-linearen, nicht-konvexen Optimierungsproblem ausgegangen werden [48]. Der für den Optimierungsbaustein zu definierende Algorithmus muss mit dieser Klasse des MOP umgehen können.

5.4 Versuchsplanung

Die Vielzahl an existierenden DoE-Methoden eint das Ziel, einen gegebenen Designraum derart abzutasten, dass die resultierenden Funktionswerte im Bildraum für den gesamten Definitionsbereich des Designraums bekannt sind oder geschätzt werden können [93], [100]. Zur Reduzierung der dazu nötigen Versuche werden die Designvariablen (DV) so im Designraum verteilt, dass mithilfe der statistischen Beziehungen (beispielsweise Verteilung, Varianz) anschließend die Funktionswerte der nicht untersuchten Bereiche des Designraums

geschätzt werden können. Diese Schätzung findet anhand eines Approximationsmodells statt, das an die untersuchten Punkte angepasst wird. Um allerdings eine hohe Modellgüte zu erreichen, müssen die Eigenschaften des zu beschreibenden Systems im Vorhinein bekannt sein [56], [23]: Nur bei geeigneter Wahl des Approximationsmodells kann ein dazu passendes DoE-Verfahren eingesetzt werden. Der Versuch, ein quadratisches Systemverhalten durch eine lineare Approximation zu schätzen, wird beispielsweise unweigerlich scheitern. Für die Untersuchung von Black-Box-Modellen gibt es Screening-Verfahren, mit deren Hilfe iterativ ein geeigneter Versuchsplan und das zugehörige Approximationsmodell bestimmt werden kann [55]. Bei gänzlich unbekanntem Systemverhalten stellt dieses Vorgehen einen sinnvollen ersten Schritt zur Systemanalyse dar [57]. In diesem Fall sind jedoch viele Zielfunktionsauswertungen nötig, die der Forderung nach einer geringen Auswertungsanzahl widersprechen (vgl. 3.3.2, S. 26).

Eine ebenfalls negative Wirkung auf die erforderliche Anzahl an Funktionsauswertungen entsteht durch den Umstand, dass zur Anpassung eines Approximationsmodells der *gesamte* Designraum untersucht werden muss. Häufig führen insbesondere Werte der Designvariablen am *Rand* der Definitionsmenge zu den gesuchten Zielfunktionsausprägungen. Aufgrund des linearen Zusammenhangs ist dies beispielsweise für die Designvariable $v_{1,HA}$, die Übersetzung des ersten Gangs an der Hinterachse und den Zielfunktionswert *Beschleunigung* der Fall. Eine detaillierte Suche in diesen Randbereichen zu Lasten der für die Zielerreichung weniger relevanten Regionen des Designraums kann die Gesamtlaufzeit des DSE-Frameworks weiter reduzieren. Dieses Vorgehen beschränkt allerdings die möglichen Aussagen über das Systemverhalten auf den detailliert untersuchten Bereich. Um eine Entscheidung für einen der beiden Wege zu unterstützen, wird in Abschnitt 5.4.1 eine Abschätzung der erforderlichen Rechenzeiten angestellt. Im Falle der Approximation ist eine nachgelagerte Detailuntersuchung beziehungsweise Optimierung auf Basis des empirischen Modells wesentlich schneller als die direkte Suche anhand einzelner Zielfunktionsauswertungen.

Ein weiterer grundsätzlicher Nachteil, der durch die Verwendung eines Approximationsmodells für die anschließende Systemanalyse entsteht, ist zu beachten: Auf Basis dieses mehr oder weniger fehlerbehafteten empirischen Modells werden alle folgenden Aussagen über

eine geeignete Wahl der Designvariablen getroffen. Die Beantwortung der in Abschnitt 1.3 (S. 4) formulierten Forschungsfrage könnte folglich nur anhand dieses Modells erfolgen. Da wiederum den Trainingsdaten, die zur Parameteranpassung des Approximationsmodells verwendet werden, ebenfalls Modellannahmen zugrunde liegen (vgl. 4.2, S. 41), addieren sich Modellfehler in schwer kontrollierbarer Weise. Um eine möglichst hohe Datenqualität sicherzustellen und den Einsatz eines Approximationsmodells umgehen zu können, muss die Berechnungszeit der Komponenten- und Validierungsmodelle möglichst gering sein. Falls die direkte Suche mithilfe der Komponenten- und Validierungsmodelle vergleichbar viel Zeit in Anspruch nimmt wie die Durchführung eines DoE und die anschließende Systemoptimierung anhand der resultierenden Approximation kann auf das unerwünschte Approximationsmodell verzichtet werden.

Für die Klasse der multikriteriellen Black-Box Optimierungen in nicht skalarisierter Form (vgl. 5.5) bieten sich im Wesentlichen zwei DoE-Ansätze an, um die Pareto-Menge zu finden, die im Folgenden skizziert werden [67], [93].

5.4.1 Vollfaktorielle Designs

Die Auswertung der Zielfunktionen (ZF) an *allen* DV-Kombinationen führt zu einer vollständigen Abbildung des Zielraums. Somit lässt sich die Pareto-Front als Teil der Zielraumbegrenzung finden (vgl. Abb. 5.2). Dieses Vorgehen wird als vollfaktorielles Design oder erschöpfende Suche bezeichnet. Die erforderliche Berechnungszeit ist abhängig von den möglichen Permutationen der Designvariablen sowie der Simulationszeit t_s je Zielfunktion. Die Anzahl aller Kombinationsmöglichkeiten n_{CDV} ergibt sich durch:

$$n_{\text{CDV}} = n_{\text{v}}^{n_{\text{DV}}} \quad (5.2)$$

Die Anzahl n_{DV} der eingeführten Designvariablen (vgl. Tab. 5.1) beträgt im vorliegenden Fall maximal acht. Da alle Designvariablen stetig sind, ergeben sich unendlich viele Intervallelemente n_{v} im jeweils zulässigen Definitionsbereich der Designvariablen. Es ergeben sich unendlich viele Kombinationsmöglichkeiten n_{CDV} und es gilt:

$$n_{\text{CDV}} = \infty \quad (5.3)$$

Die erforderliche gesamte Berechnungszeit t_t ergibt sich mit der Anzahl auszuwertender Zielfunktionen n_{ZF} durch:

$$t_t = t_s \cdot n_{ZF} \cdot n_{c_{DV}} \quad (5.4)$$

Selbst für eine sehr kleine Simulationszeit t_s je Zielfunktion folgt nach Gleichung 5.3 eine unendlich lange Berechnungszeit. Bei Beschränkung des Designraums auf diskrete Stufen statt stetiger Intervalle und damit einem Wert $n_v \ll \infty$ ergeben sich nach wie vor unzumutbare Berechnungszeiten: Die Verwendung von nur fünf Ausprägungsstufen je Designvariable führt bei insgesamt acht Designvariablen zu $5^8 \approx 3,9 \cdot 10^5$ Kombinationsmöglichkeiten. Für eine Berechnungszeit von 20 Sekunden je Variante ergeben sich mit $5^8 \cdot 20s \approx 2170$ Stunden ≈ 90 Tage. Eine erschöpfende Suche scheidet somit aus.

5.4.2 Raumfüllende Designs

Ein Ansatz, die erforderlichen Zielfunktionsauswertungen zu reduzieren, besteht darin, im Designraum Testpunkte geschickt zu verteilen; geschickt insofern, als dass weiterhin der gesamte Designraum analysiert wird, die Anzahl auszuwertender DV-Tupel jedoch nur eine Teilmenge aus $n_{c_{DV}}$ ist. Diese *raumfüllenden Designs* oder *Testfelder* müssen folglich derart gestaltet sein, dass alle Wechselwirkungen des Systems analysiert werden können, *ohne* dabei die Berechnungszeit t_t eines vollfaktoriellen Versuchs zu erreichen. Auch bei diesem Vorgehen wird die Pareto-Front als Randmenge des Zielraums identifiziert. In den meisten Fällen werden jedoch die berechneten Datenpunkte des Zielraums genutzt, um ein Approximationsmodell des Systems zu erstellen. Weitere Untersuchungen zum Systemverhalten können anschließend an diesem mathematischen Modell durchgeführt werden.

Es existieren verschiedene DoE-Methoden, um ein derartiges raumfüllendes Test-Design zu erzeugen. Eine generische Strategie ist die Verwendung der Monte-Carlo-Methode im gesamten Designraum. Gemäß dem Gesetz der großen Zahlen nähert sich das so erzeugte Testfeld (*low discrepancy sequence*) erst bei einer hohen Punktedichte beziehungsweise einer häufigen Wiederholung des Monte-Carlo-Versuchs einer Gleichverteilung an. Der Einsatz von *Latin Hypercube Samples* (LHS) ist geeigneter und bei Computerexperimenten verbreitet: Die Anzahl der für eine gleichmäßige Abdeckung des Designraums

notwendigen Testpunkte ist hier um 50% geringer im Vergleich zu gleichverteilten Testpunkten [93]. Bei diesem Verfahren wird jede Dimension des Designraums in n Subintervalle unterteilt. Zur Erstellung des LHS wird je Dimension und Subintervall zufällig eine Zahl in den Grenzen des jeweiligen Subintervalls erzeugt. Damit ist sichergestellt, dass eine wiederholte Untersuchung derselben Faktorstufe ausgeschlossen ist.

Zur Bewertung der erzeugten Testfelder können verschiedene Gütekriterien eingesetzt werden. Das *MaxiMin*-Kriterium nach Johnson et al. [51] bewertet die minimale Distanz zwischen den Punkten eines Designs. Ziel ist diese zu maximieren, um so eine möglichst gleichverteilte Anordnung der Testpunkte im mehrdimensionalen Designraum zu erreichen. Iterativ kann so beispielsweise ein LHS-Testfeld derart optimiert werden, dass der komplette Designraum nahezu gleichverteilt abgedeckt wird. Voraussetzung für eine vollständige Abdeckung ist selbstredend eine der Größe des Designraums angemessene Zahl an Testpunkten. Abbildung 5.3 veranschaulicht die beschriebene Optimierung des Designs. Weitere Methoden zur Erzeugung, Bewertung und Optimierung von raumfüllenden Designs sind in [93], [67], [41], [96], [94] zu finden.

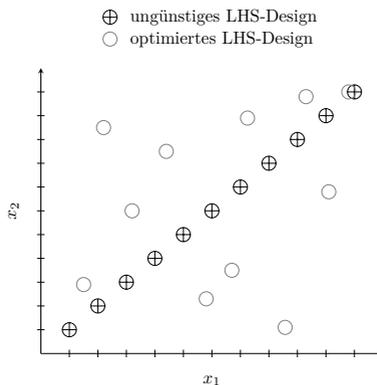


Abbildung 5.3: Darstellung von zwei möglichen LHS-Designs. Durch das optimierte Design kann bei unveränderter Stichprobenanzahl der *gesamte* Designraum gleichmäßiger abgetastet werden.

Die besondere Stärke raumfüllender Designs besteht darin, mit reduziertem Zeitaufwand den *gesamten* Designraum zu untersuchen. Da im vorliegenden Fall der Einsatz eines Approximationsmodell vermieden werden soll und überdies nicht der *gesamte* Zielraum von Interesse ist, stellen Verfahren zur *direkten* Suche der Pareto-Front durch multikriterielle Optimierung eine zielführende Alternative dar.

5.5 Multikriterielle Optimierung

Unter dem Begriff MOP wird eine Vielzahl an Methoden zusammengefasst, deren Ziel das *simultane* Minimieren mehrerer Zielfunktionen ist. Maximierungsaufgaben werden durch Vorzeichenumkehr als Minimierungsaufgabe formuliert. Charakteristisch für MOP ist die Konkurrenz der Zielfunktionen untereinander: Die Verbesserung eines Zielwerts führt häufig zur Verschlechterung eines anderen. Beobachten lässt sich dies beispielsweise für die Ziele Fahrzeugbeschleunigung und Höchstgeschwindigkeit bei Variation der Übersetzung eines 1G-Getriebes: Kurze Übersetzungen führen zu hohen Beschleunigungen, jedoch zu einer niedrigen Höchstgeschwindigkeit und umgekehrt. Aus diesem Grund gibt es für diese multikriteriellen Optimierungsprobleme keine eindeutig optimale Lösung. Vielmehr ist es das Ziel des MOP, die Menge der *Kompromisslösungen* zu identifizieren [67]. Um dennoch ein eindeutiges Kriterium zum Vergleich der unterschiedlichen Lösungen zu haben, wird das in Abschnitt 5.3 beschriebene Prinzip der Pareto-Optimalität verwendet.

Miettinen [69] unterscheidet zwischen a priori und a posteriori Verfahren. Die oben skizzierte Suche der Pareto-Menge lässt sich den a posteriori Verfahren zurechnen, da hier eine Entscheidung über die präferierte Lösung erst *nach* der eigentlichen simultanen Optimierung stattfindet. A priori werden jene Verfahren genannt, bei denen die Präferenzen des Entscheiders bereits *vor* der Optimierung bekannt sein müssen. Dies ist bei allen Skalarisierungsverfahren wie etwa der gewichteten-Summen-Methode der Fall. Die beteiligten Zielfunktionen werden hier unterschiedlich gewichtet und summiert zu *einer* Zielfunktion zusammengefasst. Dies hat den Vorteil einer *eindeutigen* Lösung anstelle einer Lösungsmenge. Sowohl die Optimierung selbst wie auch die nachgelagerte Visualisierung der Lösungen sind bedeutend einfa-

cher als bei den tatsächlich multikriteriellen a posteriori Verfahren. Da die Pareto-Menge bei Optimierungsaufgaben mit n Zielfunktionen eine n -dimensionale Hyperfläche bildet, ist sie für große n nicht mehr visualisierbar.

Ein entscheidender Nachteil der a priori Methoden besteht in der notwendigen, der Optimierung vorgelagerten Festlegung der Optimierungsprämissen: Der Designraum wird lediglich gemäß dieser Prämissen analysiert, ein umfassendes Systemverständnis kann deshalb nicht gewährleistet werden. Die Positionsbestimmung der gefundenen Lösung relativ zur (unbekannten) Pareto-Front kann nicht erfolgen; somit ist keine Aussage über die Güte der gefundenen Lösung gemäß der Pareto-Optimalität möglich. Bei konvexen Problemen ließe sich die Pareto-Front durch Variation der Gewichte (bzw. Präferenzen) finden. Für diesen Fall ist der direkte Einsatz einer a posteriori Methode jedoch zielführender [33].

Eghtessad wendet in ihrer Untersuchung zu „optimalen Antriebsstrangkonfigurationen für Elektrofahrzeuge“ [29] die Technik der Skalarisierung an. Die Vielzahl der in der Arbeit definierten Zielkriterien können so zusammengefasst und einzelne Topologien verglichen werden, und zwar auf Basis der a priori vorgenommenen Gewichtung. Für die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit sind a priori Verfahren jedoch nicht geeignet und werden nicht weiter verfolgt.

5.5.1 Definition des Optimierungsproblems

Bevor in Abschnitt 5.6.2 der eingesetzte Optimierungsalgorithmus vorgestellt wird, ist nachfolgend das zu lösende Optimierungsproblem in allgemeiner Form formuliert.

5.5.1.1 Designvariablen

Bei m veränderlichen Designvariablen $x = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_m)$ werden diese zu einem Vektor

$$\vec{x}_{\text{DV}} = \begin{pmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_m \end{pmatrix} \quad (5.5)$$

zusammengefasst.

Zur Untersuchung der konkreten Fragestellung (vgl. 1.3, S. 4) werden die Komponenteneigenschaften in Tabelle 5.1 durch kontinuierliche Designvariablen repräsentiert und können infolgedessen für alle Topologien stufenlos variiert werden.

Tabelle 5.1: Verwendete Designvariablen

Variable	Beschreibung	Einheit	Werte
$BR_{\text{Typ,VA}}$	Form des η -Kennfelds EM_{VA}	-	$[-1, 1]$
$BR_{\text{Typ,HA}}$	Form des η -Kennfelds EM_{HA}	-	$[-1, 1]$
P_{VA}	Leistung EM_{VA}	kW	$[65, 195]$
P_{HA}	Leistung EM_{HA}	kW	$[65, 195]$
$v_{i,\text{VA}}$	v_{Fzg} in Gang i bei $n_{\text{max},EM_{\text{VA}}}$	km/h	$[10, \infty)$
$v_{i,\text{HA}}$	v_{Fzg} in Gang i bei $n_{\text{max},EM_{\text{HA}}}$	km/h	$[10, \infty)$

Die Designvariablen lassen sich zu folgendem Vektor zusammenfassen:

$$\vec{x}_{\text{DV}} = \begin{pmatrix} BR_{\text{Typ,VA}} \\ BR_{\text{Typ,HA}} \\ P_{\text{VA}} \\ P_{\text{HA}} \\ v_{1,\text{VA}} \\ \vdots \\ v_{1,\text{HA}} \\ \vdots \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

5.5.1.2 Zielfunktion

Im Falle von m veränderlichen Designvariablen, die in dem Vektor \vec{x}_{DV} zusammengefasst sind, kann die zu minimierende Zielfunktion f eines Optimierungsproblems allgemein durch

$$f = f(\vec{x}_{\text{DV}}), \text{ mit } \vec{x}_{\text{DV}} = \begin{pmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_m \end{pmatrix} \quad (5.7)$$

dargestellt werden. Für den Fall von n simultan zu minimierenden Zielfunktionen können diese wiederum zu einem Vektor \vec{f} zusammengefasst werden:

$$\vec{f} = \begin{pmatrix} f_1(\vec{x}_{\text{DV}}) \\ \vdots \\ f_n(\vec{x}_{\text{DV}}) \end{pmatrix} \quad (5.8)$$

Die untersuchten Zielkriterien einer Antriebsstrangtopologie sind der Energieverbrauch (EV) im Bewertungszyklus, die Zeit für eine Vollastbeschleunigung t_{ACC} von 0 bis 100 km/h und die erzielbare Höchstgeschwindigkeit v_{max} . Es ergeben sich folgende drei Zielfunktionen:

$$\begin{aligned} f_1(\vec{x}_{\text{DV}}) &= EV \\ f_2(\vec{x}_{\text{DV}}) &= t_{\text{ACC}} \\ f_3(\vec{x}_{\text{DV}}) &= v_{\text{max}} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Bestimmt werden diese Zielfunktionswerte durch die in Abschnitt 3.3.3 eingeführten Validierungsmodelle.

5.5.1.3 Nebenbedingungen

Wie bereits in 3.5 eingeführt, kann für jede Designvariable ein zulässiger Wertebereich im Designraum angegeben werden. Allgemein werden Nebenbedingungen in Form von Gleichungen oder Ungleichungen dargestellt. Im Fall von c unterschiedlichen Beschränkungen gilt [67]:

$$\vec{g} = \begin{pmatrix} g_1(\vec{x}_{\text{DV}}) \\ \vdots \\ g_c(\vec{x}_{\text{DV}}) \end{pmatrix}, \text{ mit } g_i(\vec{x}_{\text{DV}}) \leq 0 \quad \forall i \in [1, c] \quad (5.10)$$

Im DSE-Framework kommen Ungleichungsbedingungen der Form

$$x_{i_{\text{low}}} \leq x_i \leq x_{i_{\text{up}}} \quad (i = 1, \dots, m) \quad (5.11)$$

für alle Designvariablen zum Einsatz. Die unteren Grenzen $x_{i_{\text{low}}}$ sowie die oberen Grenzen $x_{i_{\text{up}}}$ werden in Vektorschreibweise dargestellt:

$$\vec{\text{LB}} = \begin{pmatrix} x_{1,\text{min}} \\ \vdots \\ x_{m,\text{min}} \end{pmatrix}, \quad \vec{\text{UB}} = \begin{pmatrix} x_{1,\text{max}} \\ \vdots \\ x_{m,\text{max}} \end{pmatrix} \quad (5.12)$$

Hierbei steht LB für lower bound und UB für upper bound. Zusätzlich werden lineare Ungleichungsbedingungen der Form

$$A \cdot \vec{x}_{DV} \leq b \quad (5.13)$$

eingesetzt, um kombinierte Beschränkungen für mehrere Designvariablen zu formulieren. Die Matrix A wird so definiert, dass die zu beschränkenden Designvariablen bei dem Lösen der Gleichung berücksichtigt werden. In Vektor b werden die jeweiligen Grenzen festgelegt.

Als zulässige Menge χ werden alle Punkte des Designraums bezeichnet, die die Nebenbedingungen erfüllen.

5.5.2 Optimierung durch genetische Algorithmen

Genetische Algorithmen (GA) orientieren sich in ihrer Funktionsweise an der biologischen Entwicklungsgeschichte. Einen Einblick in die Vielzahl an existierenden Algorithmen bieten u. a. Ghosh und Dehuri [40]. Analog dem Darwinschen Prinzip können sich bei GA nur die besten Individuen innerhalb einer Population behaupten. Durch Fortpflanzung dieser elitären Individuen in Kombination mit einer zufälligen Mutation entsteht eine neue Generation. Ab hier beginnt der Zyklus aus Selektion, Kreuzung und Mutation von Neuem. Als Pseudo-Code ist der Ablauf nachfolgend dargestellt:

```
 $i = 0;$   
Initialisiere eine Startpopulation  $P_i$ ;  
Bewerte  $P_i$ ;  
while  $i \leq n_{\text{Generations}}$  do  
| if Abbruchkriterium erfüllt then  
| | Optimierung abbrechen;  
| else  
| |  $i = i + 1$ ;  
| | Selektion von Individuen  $S_i$  aus  $P_{i-1}$ ;  
| | Variation der Individuen  $S_i$ ;  
| | Bewertung der jeweiligen Fitnesswerte  $f(S_i)$ ;  
| | Selektion einer neuen elitären Population  $P_i = f(P_i + S_i)$ ;  
| end  
end
```

Algorithm 1: Pseudo-Code eines genetischen Algorithmus nach [40].

Die Grundidee bei der multikriteriellen Optimierung mit GA ist, den Algorithmus derart zu gestalten, dass sich die Population P_i im Verlauf der Iteration durch den Zielraum in Richtung der Pareto-Front bewegt. Ideal wäre eine Konvergenz der Population gegen die Pareto-Front bereits nach wenigen Durchläufen. Das formulierte Ziel einer schnellen und effektiven Suche der Pareto-Menge könnte so erreicht werden.

Neben der häufigen Verwendung von GA zur Lösung multikriterieller Optimierungsprobleme [40] sprechen insbesondere deren Eigenschaften für den Einsatz im DSE-Framework [26], [93]:

- GA stellen ein ableitungsfreies Verfahren dar und sind daher für Black-Box-Modelle geeignet.
- Sie können mit komplexen, nichtlinearen und nichtstetigen Funktionszusammenhängen arbeiten.
- Durch stochastische Operatoren besteht eine geringe Wahrscheinlichkeit in lokalen Minima zu verharren.
- Eine Mischung von diskreten und stetigen Designvariablen ist möglich.
- Die Algorithmen sind gut parallelisierbar und flexibel anpassbar.

Besonders durch die Integration stochastischer Operatoren in Form der zufälligen Mutation kann ein globales Optimum auch bei zerklüfteten Zielräumen gefunden werden. Selbst falls sich eine Population P_i zeitweise in einem lokalen Minimum konzentriert, besteht die Chance, dass mutierte Individuen S_i der nächsten Generation aus dem aktuellen Tal ‚springen‘ und zu höheren Fitnesswerten $f(S_i)$ führen. Jedoch besteht hier ein Zielkonflikt zwischen der Konvergenzgeschwindigkeit des GA und seiner Fähigkeit, globale Optima zu finden. Rudolph [84] weist darauf hin, dass die Einstellungsparameter eines GA grundsätzlich problemspezifisch anzupassen sind und Lösungsgüte beziehungsweise Konvergenzgeschwindigkeit stark von ihnen abhängen. Auch Wolpert et al. [108] verdeutlichen anhand der „No Free Lunch“ Theoreme, dass die Algorithmen immer problemspezifisch angepasst werden müssen und es somit keinen *universell* einsetzbaren GA geben kann.

Welcher Algorithmus für die Topologieoptimierung zum Einsatz kommt, wird im folgenden Abschnitt erläutert.

5.6 Eingesetzter Optimierungsalgorithmus

Kang et al. [53] weisen auf die Notwendigkeit einer zielgerichteten Suche bei der DSE hin. Insbesondere soll die Suchstrategie möglichst *unterschiedliche* Lösungen finden und nicht nur einfach *andere*. Gemeint ist hier das Ziel einer großen Diversität der gefundenen Lösungen. Im Falle von ausschließlich dicht zusammenliegenden Zielfunktionswerten kann nicht davon ausgegangen werden, dass alle Bereiche der existierenden Pareto-Front gefunden wurden. Dennoch sollte die Lösungsmenge keine leeren Stellen aufweisen. Für den Einsatz eines GA im DSE-Framework lassen sich folglich drei Forderungen aufstellen [38]:

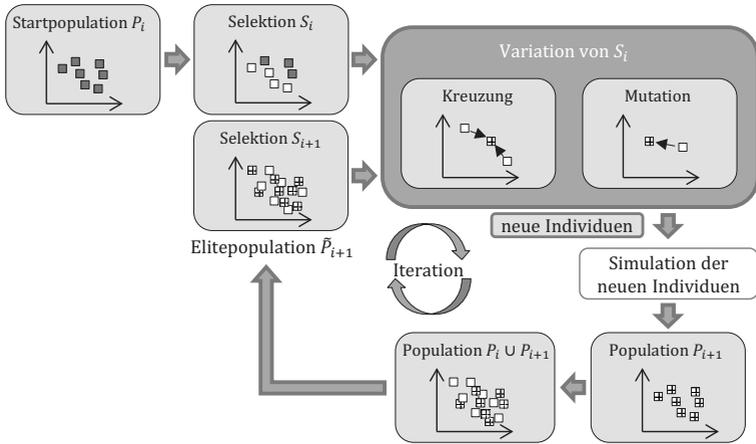
- Die Menge der gefundenen dominanten Lösungen soll möglichst nahe an der tatsächlichen Pareto-Front liegen.
- Die gefundene Front soll möglichst dicht und gleichverteilt besetzt sein.
- Die gefundenen Lösungen sollen den gesamten Bereich der tatsächlichen Pareto-Front abdecken.

In Verbindung mit den beiden formulierten Forderungen nach einer schnellen Konvergenz sowie einer robusten Pareto-Suche (vgl. 3.3.2, S. 26) bietet sich für das DSE-Framework der für die vorliegende Problemklasse etablierte und vielfach eingesetzte *elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithm* (NSGA-II) an [27], [40], [112].

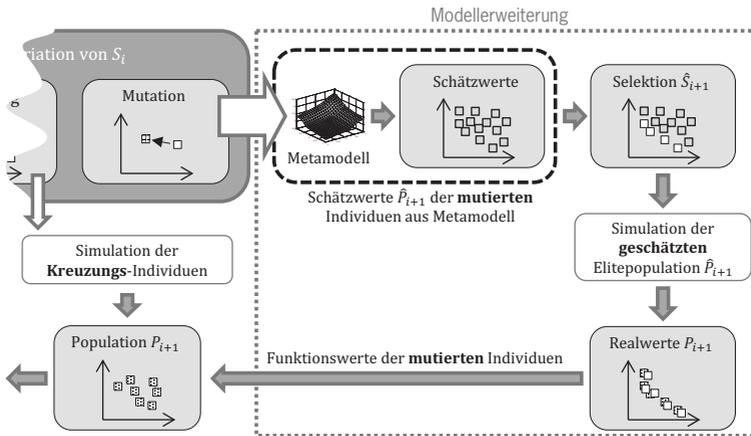
Grundsätzlich gilt, dass rechenintensive Zielfunktionsauswertungen die Anzahl möglicher Lösungen begrenzen. Um trotz reduzierter Menge an Zielfunktionsauswertungen die Konvergenzgeschwindigkeit und Robustheit des NSGA-II weiter zu verbessern, wird in einem zweiten Schritt ein eigener Optimierungsalgorithmus auf Basis des NSGA-II entwickelt. Zunächst soll jedoch diese Basis im folgenden Abschnitt vorgestellt werden.

5.6.1 Funktionsweise des NSGA-II

Abbildung 5.4 (a) stellt den Ablauf des NSGA-II schematisch dar. Analog zur Formulierung im Pseudo-Code (vgl. Alg. 1) wird zunächst eine zufällige Startpopulation P_i erzeugt. Im vorliegenden Fall werden entsprechend der gewählten Populationsgröße (Pop_{size}) eine Anzahl



(a) Schematischer Ablauf des NSGA-II



(b) Modellassistierte Erweiterung des NSGA-II

Abbildung 5.4: (a) Ablauf des ursprünglichen NSGA-II und (b) der modellassistenten Erweiterung. Durch die Erweiterung entsteht ein zusätzlicher Pfad zur modellassistenten Prüfung der mutierten Individuen. Für die gekreuzten Individuen entsteht keine Änderung.

an Sets von DV-Werten erzeugt, um Pop_{size} Topologien, die als *Individuen* bezeichnet werden, zu erzeugen. Dann werden diese Individuen simuliert und im Bildraum nach dem Pareto-Prinzip (vgl. 5.3) bewertet, damit anschließend die pareto-dominanten Individuen selektiert werden können. Diese Bewertung und Selektion wird auch *non-dominated-sorting* genannt und gibt dem NSGA-II seinen Namen. Um anschließend eine neue, von der Startpopulation verschiedene Generation zu erzeugen, werden die selektierten Individuen S_i entweder gekreuzt oder durch einen Mutationsoperator zufällig variiert. Durch Simulation dieser neuen Topologien werden die Funktions- bzw. Fitnesswerte der Individuen anschließend bestimmt. Als Besonderheit des NSGA-II werden im folgenden Schritt nun die besten Individuen der Vorgängergeneration P_i und die gesamte soeben erzeugte Generation P_{i+1} zusammengeführt. Im letzten Schritt findet erneut eine Fitnesszuweisung und Selektion der Individuen gemäß dem Pareto-Prinzip statt, um die elitäre (pareto-dominante) Population mithilfe des *non-dominated-sorting* zu bestimmen.

Der Schritt des Zusammenführens und *anschließenden* Festlegens der elitären Population stellt sicher, dass bei geeigneter Populationsgröße keine bisher gefundene pareto-optimale Lösung im Verlauf der Optimierung verloren gehen kann, solange sie nicht von einer anderen Lösung dominiert wird. Die im vorangegangenen Abschnitt formulierte Forderung nach einer dichten und gleichverteilten Besetzung der Pareto-Front lässt sich u. a. durch die gewählte Populationsgröße Pop_{size} beeinflussen: Nur bei ausreichend hoher Anzahl an Individuen innerhalb einer Generation kann der Designraum vollständig abgetastet werden. Nachteil hoher Pop_{size} -Werte ist allerdings der Anstieg der Berechnungszeit für die Zielfunktionsauswertungen.

Die Forderungen nach einer Konvergenz gegen die tatsächliche Front beziehungsweise einer vollständigen Abdeckung des gesamten Bereichs der Front kann im Wesentlichen durch das Mengenverhältnis von gekreuzten zu mutierten Individuen sowie den Kreuzungs- und Mutationsoperatoren selbst beeinflusst werden: Nur bei ausreichend großem Anteil an geeignet mutierten Individuen kann ein Verharren in lokalen Minima verhindert werden. Gleichzeitig wird eine vollständige Untersuchung des Designraums sichergestellt, sodass die Pareto-Front ausreichend dicht besetzt ist. Ein hoher Mutationsanteil führt jedoch zu einer verzögerten Konvergenz und damit zu hohen Laufzeiten des

Algorithmus. Vergleichbar zu den Ideen des Simulated Annealing kann deshalb die Intensität der Mutation im Verlauf der Iterationen reduziert werden [41].

5.6.2 Modellassistierte Erweiterung des NSGA-II

Um auch bei rechenintensiven Zielfunktionsauswertungen die Zeit bis zur Konvergenz des Algorithmus niedrig zu halten, erscheint eine Weiterentwicklung des NSGA-II sinnvoll. Hierbei wird vorrangig das Ziel verfolgt, mit einer möglichst geringen Anzahl an Zielfunktionsauswertungen die Pareto-Front hinreichend genau abbilden zu können. Dies kann zum einen durch eine geeignete Wahl der Startpopulation unterstützt werden. Fateh et al. [33] erreichen die notwendige vorgeschaltete Optimierung der Startpopulation beispielsweise durch den Einsatz von Spieltheorie. Zum anderen besteht ein zweiter, vielversprechender Ansatz zur Laufzeitverkürzung in der Vorabbewertung möglicher Lösungen anhand einer weniger zeitintensiven Zielfunktionsberechnung: Individuen einer Population, die lediglich mit einem Metamodell bewertetet und gemäß der Fitnesszuweisung favorisiert sind werden mit dem exakten, jedoch zeitintensiven Systemmodell berechnet. Bittner et al. [15] erreichen dies beispielsweise durch den Einsatz eines Kriging-Modells in der Optimierung.

Beide Ansätze werden von Fünfgeld in [38] untersucht und mithilfe der Optimization ToolboxTM von Matlab[®] (Version R2013b) für das DSE-Framework passend umgesetzt. Abbildung 5.4 (b) zeigt den schematischen Ablauf der entstandenen NSGA-II-Erweiterung. Der direkte Pfad von der Variation der Individuen zur neuen Population P_{i+1} wird unterbrochen und in zwei Pfade geteilt: Die durch Kreuzung erzeugten Individuen werden, wie auch vorher zur Funktionswertbestimmung, direkt simuliert. Der Pfad der mutierten Individuen wird jedoch durch ein vorgeschaltetes Metamodell mit anschließender Fitnesszuweisung und Selektion erweitert. Für eine deutlich höhere Anzahl mutierter Kandidaten als sie für die gewählte Populationsgröße Pop_{size} erforderlich wäre, werden nun die Funktionswerte durch das Metamodell *geschätzt*. Anschließend wird das non-dominated-sorting verwendet, um die Elitepopulation \hat{P}_{i+1} zu bestimmen. Im nächsten Schritt wird lediglich ein definierter Anteil dieser elitären, nicht-dominierten Lösungen mit dem zeitintensiven Simulationsmodell berechnet und der

neuen Population P_{i+1} zugeführt. Bei einer hohen Modellgüte des Metamodells sind die Abweichungen zwischen Schätzwerten \hat{P}_{i+1} und den simulierten Werten P_{i+1} marginal. Fünfgeld [38] setzt als Metamodell ein neuronales Netz (NN) mit zwei versteckten Ebenen ein. Die Festlegung der Neuronenzahl je Ebene erfolgt nach Siebertz [93] in Abhängigkeit der Anzahl an Zielgrößen und Designvariablen. Als Trainingsdaten werden alle im Verlauf der Optimierung simulierten Funktionswerte verwendet. Bereits nach wenigen Iterationen erreicht das NN ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 \geq 0,99$. Zur Erzeugung der mutierten Kandidaten wird um jeden selektierten Mutationskandidat S_i eine definierte Anzahl normalverteilter Punkte erstellt. Die Funktionswerte dieser mutierten Individuen werden anschließend durch das neuronale Netz geschätzt.

Als Kreuzungs-Operator wird die von der Optimization Toolbox[™] bereitgestellte Methode *scattered* verwendet. Die Gene beider Elternindividuen, hier die DV-Werte, werden zufällig vermischt und so ein neues Individuum mit DV-Werten beider Ursprungsindividuen erzeugt.

Damit auch die zweite erwähnte Möglichkeit zur Anpassung des NSGA-II, die Wahl einer geeigneten Startpopulation, ausgeschöpft werden kann, wird diese Population nicht wie üblich nach dem Monte-Carlo-Verfahren erzeugt. Um den gesamten Designraum bereits bei der ersten Iteration des Optimierers abzutasten, werden stattdessen Latin Hypercube Samples (vgl. 5.4.2, S. 70) eingesetzt. Auf diese Weise kann bereits mit vergleichsweise wenigen Punkten eine gleichmäßige Abdeckung des Designraums gewährleistet werden.

In [38] wird die Leistungsfähigkeit des erweiterten NSGA-II sowohl mithilfe analytischer Testfunktionen als auch mit der in dieser Arbeit verwendeten Problemformulierung bewertet. Es wird gezeigt, dass bereits nach deutlich geringerer Anzahl an Iterationsschritten ein robustes Ergebnis gefunden wird. Nach [38] benötigt der unveränderte NSGA-II somit in erster Näherung die fünffache Anzahl an Funktionsauswertungen.

5.6.3 Automatisierung des DSE-Frameworks

Zur automatisierten Suche der Pareto-Fronten sind alle, in Matlab[®] erstellten Funktionen des Optimierers sowie der Komponenten- und Validierungsmodelle entsprechend dem DSE-Framework (vgl. Abb. 3.4,

S. 29) in einem Skript zusammengefasst. Die Parallelisierungsfähigkeit der Optimization Toolbox™ wird genutzt, um alle erforderlichen Berechnungen der jeweiligen Funktionen simultan durchzuführen. So werden die Funktionswerte aller Individuen einer Generation parallel auf mehreren CPU-Kernen berechnet und anschließend zur Ermittlung der Elitepopulation zusammengeführt. Zusammen mit den weiteren Maßnahmen zur Rechenzeitreduzierung (vgl. 4, S. 37) führt dies bei einer sechsfachen Parallelisierung auf einem Intel® Xeon® mit E5-2680 CPU und 65 GB RAM, abhängig von der Komplexität der simulierten Topologie, zu Laufzeiten zwischen 15 Minuten bei einmotorigen und 0,5 bis 6 Stunden bei mehrmotorigen Antriebssträngen je Topologie. Die große Spreizung ist auf die Berechnungszeit der Betriebsstrategie zurückzuführen: Der Berechnungsaufwand der dynamischen Programmierung wächst exponentiell mit der Anzahl der Freiheitsgrade innerhalb einer Topologie. Eine AWD-Topologie mit einem 2G-Getriebe pro Achse und Abkoppelinrichtung führt zu den höchsten Berechnungszeiten. Insgesamt ergeben sich etwa 2,5 Tage zur Berechnung aller Pareto-Fronten für den Fahrzyklus (CADC) mit dem DSE-Framework. Durch eine Erhöhung des Parallelisierungsgrads ließe sich dieser Wert weiter reduzieren.

Ergebnis dieser Übertragung von Ideen der *Design Space Exploration* auf das vorliegende Problem der Antriebsstrangoptimierung ist somit ein Set von Matlab®-Codes, deren Zusammenspiel eine gezielte und effiziente Bestimmung einer Pareto-Front ermöglicht. Als Folge der modellassistierten Erweiterung des NSGA-II und der robust gestalteten Konvergenzkriterien des Algorithmus ist bei Veränderung des zu untersuchenden Systems kein nennenswerter Einfluss auf die Funktionstüchtigkeit des DSE-Frameworks zu beobachten. Sowohl für unterschiedliche analytische Testfunktionen als auch für verschiedene Fahrzeugvarianten (vgl. Tab. 6.2, S. 87) wird die Pareto-Front in kurzer Zeit gefunden.

Unter der Annahme, dass sich das zu untersuchende System in Bezug auf Form und Eigenschaften (insbesondere Stetigkeit und Konvexität) der Pareto-Front nicht grundsätzlich ändert, kann davon ausgegangen werden, dass die vorgestellte DSE-Realisierung ohne Änderungen ebenfalls zur Analyse anderer Systeme genutzt werden kann. Dazu müssen lediglich Komponenten- und Validierungsmodelle entsprechend ausgetauscht werden und die eventuell geänderte Anzahl an Zielfunktionen

und Designvariablen dem Optimierungsalgorithmus übergeben werden. Somit besteht die größte Herausforderung bei der Übertragung des realisierten DSE-Frameworks auf andere Problemstellungen nicht in der Anpassung des Frameworks selbst, sondern in der Erstellung der notwendigen Komponenten- und Validierungsmodelle.

6 Untersuchungsergebnisse

In diesem Kapitel wird das erstellte DSE-Framework exemplarisch zur Optimierung eines konkreten Sportwagenprojekts eingesetzt. Die Ergebnisse werden analysiert und die Zusammenhänge zwischen Design- und Bildraum dargestellt. Beginnend in Abschnitt 6.1 mit einem Gesamtüberblick aller Pareto-Fronten folgen Detailanalysen zum Einfluss der Komponenteneigenschaften bei PSM-Topologien in Abschnitt 6.1.1 sowie für ASM- und Misch-Topologien in den Abschnitten 6.1.2 und 6.1.3. Anschließend wird in Abschnitt 6.2 die Analyse mit einem geänderten Fahrzyklus, beziehungsweise in Abschnitt 6.3 mit einem geänderten Fahrzeug erneut durchlaufen, um etwaige Wechselwirkungen zu identifizieren. In Abschnitt 6.4 werden die Ergebnisse zusammengefasst und Auslegungsregeln formuliert.

Hinweis: Am Ende eines jeden Abschnitts werden die wichtigsten Erkenntnisse in Form von Kernaussagen zusammengefasst. Eine Übersicht aller Kernaussagen ist in Anhang A.2 zu finden. Die Zusammenfassungen haben folgendes Format:

Kernaussagen zu: **Hinweis**

- ...

6.1 Einfluss von Topologie und Komponenteneigenschaften

Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse der automatisierten Suche vorgestellt und analysiert. Um eine schnelle Konvergenz der Optimierung zu begünstigen, wurde der zulässige Designraum durch Nebenbedingungen beschränkt. Die für die Optimierung gültigen Nebenbedingungen sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Um das Systemverständnis zu vertiefen und für die gewählte Fahrzeugklasse gültige Auslegungskriterien zu identifizieren, orientiert sich die Interpretation der Ergebnisse an den variierten Antriebsstrangkomponenten (Systemvariablen) beziehungsweise deren Eigenschaften (Designvariablen). Aufgrund der bereits angesprochenen gesteiger-

ten Komplexität bei einer mehrdimensionalen Ergebnisauswertung und anschließenden Visualisierung wird ein zweistufiges Vorgehen angewandt: Zunächst werden die Simulationsergebnisse im zweidimensionalen Raum mit den Zielkriterien Energieverbrauch (EV) und Beschleunigungszeit (t_{ACC}) analysiert. Anschließend werden Einfluss und Wechselwirkungen der dritten Dimension in Form der Zielgröße v_{max} bewertet. Die vorgestellten Ergebnisse haben ihre Gültigkeit für das Fahrzeug A gemäß Tabelle 6.2. Es handelt sich hierbei um einen fiktiven Sportwagen, dessen Fahrleistungswerte für die Beschleunigung bei $t_{ACC} \leq 4,5$ Sekunden und für die Höchstgeschwindigkeit bei $v_{max} \geq 200$ km/h liegen sollen. Fahrzeug B beschreibt wiederum eine fiktive Oberklasse-Sportlimousine. Für dieses Segment wird $t_{ACC} \leq 5$ Sekunden und $v_{max} \geq 230$ km/h als Zielkorridor angenommen. Der Energieverbrauch ist jeweils zu minimieren. Alle Werte in Tabelle 6.2 orientieren sich an existierenden Fahrzeugen des jeweiligen Segments.

Tabelle 6.1: Angewandte Nebenbedingungen der Optimierung.

Variable	Beschreibung	Einheit	Werte
$BR_{Typ,VA}$	Form des η -Kennfelds EM_{VA}	-	$[-1, 1]$
$BR_{Typ,HA}$	Form des η -Kennfelds EM_{HA}	-	$[-1, 1]$
P_{VA}	Leistung EM_{VA}	kW	$[65, 195]$
P_{HA}	Leistung EM_{HA}	kW	$[65, 195]$
P_{Gesamt}	Systemleistung	kW	$[160, 250]$
Für 1G-Getriebe gilt:			
$v_{1,VA}$	v_{Fzg} in Gang 1 bei $n_{max,EM_{VA}}$	km/h	$[180, 260]$
$v_{1,HA}$	v_{Fzg} in Gang 1 bei $n_{max,EM_{HA}}$	km/h	$[180, 260]$
Für 2G-Getriebe gilt:			
$v_{1,VA}$	v_{Fzg} in Gang 1 bei $n_{max,EM_{VA}}$	km/h	$[80, 160]$
$v_{1,HA}$	v_{Fzg} in Gang 1 bei $n_{max,EM_{HA}}$	km/h	$[80, 160]$
$v_{2,VA}$	v_{Fzg} in Gang 2 bei $n_{max,EM_{VA}}$	km/h	$[180, 240]$
$v_{2,HA}$	v_{Fzg} in Gang 2 bei $n_{max,EM_{HA}}$	km/h	$[180, 240]$

Der Einfluss eines geänderten Zielfahrzeugs wird in Abschnitt 6.3 diskutiert. Zur Ermittlung des Energieverbrauchs wurde der CAD/C

(vgl. 4.3.2, S. 49) verwendet. In Abschnitt 6.2 wird auf die Folgen eines geänderten Bewertungszyklus eingegangen.

Tabelle 6.2: Fahrzeugparameter der bewerteten Zielfahrzeuge.

Parameter	Einheit	Fahrzeug A	Fahrzeug B
m_{Fzg}	kg	1725	2290
c_w	-	0,3	0,26
A	m^2	1,98	2,4
$r_{dyn,VA}$	m	0,328	0,368
$r_{dyn,HA}$	m	0,341	0,368
f_r	$[-]; f_r = f(v)$	\emptyset 0,0089	\emptyset 0,0065
$J_{Br,VA}$	kgm^2	0,133	0,26
$J_{Rad,VA}$	kgm^2	1,25	1,9
$J_{Br,HA}$	kgm^2	0,0841	0,1495
$J_{Rad,HA}$	kgm^2	1,45	2,1
l	m	2,475	2,85
s_h	m	0,49	0,419
s_v	m	1,29	1,482

Ein Überblick über die Kurvenschar der Pareto-Fronten jener Topologien, die die Beschleunigungsanforderungen des Sportwagenssegments erfüllen, ist in Abbildung 6.1 dargestellt. Zur besseren Übersichtlichkeit wurden nah beieinanderliegende Fronten zu einem gemeinsamen Bereich zusammengefasst. Die Benennung der jeweiligen Topologien erfolgt achsweise, separiert durch eine vertikale Linie. Durch Semikolon getrennt werden alle Komponenten der VA beziehungsweise der HA aufgezählt. Somit steht die Bezeichnung *PSM; 1G / PSM; CL; 1G* für eine Topologie bestehend aus einer PSM mit 1G-Getriebe an der VA und einer PSM mit Kupplung und 1G-Getriebe an der HA. Die einmotorige Topologie *n/a / PSM; CL; 1G* verwendet ausschließlich an der HA einen Elektromotor.

Bei der ersten Begutachtung von Abbildung 6.1 fällt auf, dass im Bereich von Beschleunigungszeiten unterhalb von fünf Sekunden drei Bereiche dominieren. Diese erscheinen entlang der x-Achse parallel versetzt und in ihrem Verlauf grundsätzlich ähnlich zu sein. Werden

wiederum alle dargestellten Bereiche betrachtet, ist zu erkennen, dass sie sich in Form, Ausdehnung und Lage im Koordinatensystem teilweise stark unterscheiden. Dies deutet auf einen signifikanten Einfluss sowohl der Zusammenstellung der eingesetzten Komponenten (also der mithilfe der Systemvariablen festgelegten Topologie) als auch der Komponenteneigenschaften (also der jeweiligen Designvariablen) hin.

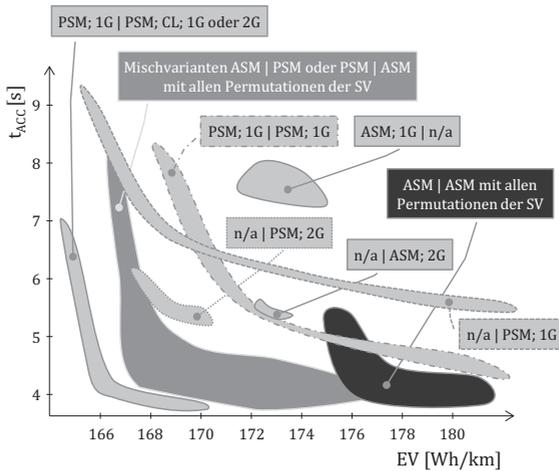


Abbildung 6.1: Übersicht der Pareto-Front-Bereiche relevanter Antriebstopologien von Fahrzeug A im CAD. Die Benennung der Topologien erfolgt achsweise, separiert durch eine vertikale Linie. Durch Semikolon sind alle Komponenten der jeweiligen Achse getrennt.

Die in Abschnitt 1.3 formulierte Hypothese *Durch eine geeignete Topologie- und Komponentenauslegung lässt sich der Energieverbrauch von Elektrofahrzeugen senken, ohne dabei die Fahrleistungswerte zu beeinflussen* lässt sich für den in Abbildung 6.1 wiedergegebenen zweidimensionalen Fall bestätigen. Abbildung 6.2 zeigt einen Ausschnitt aus Abbildung 6.1, um diesen Sachverhalt zu verdeutlichen. Abgebildet sind die prozentualen Verbrauchsunterschiede für unterschiedliche Topologien mit vergleichbaren Beschleunigungszeiten. Die maximale Ersparnis von 6 % würde bei einer angenommenen nutzbaren Batteriekapazität von 30 kWh zu einer Reichweitensteigerung um 10 km auf

insgesamt 180 km führen. Alternativ ließe sich bei unveränderter Zielreichweite von 170 km die Batteriekapazität um 1,7 kWh reduzieren.

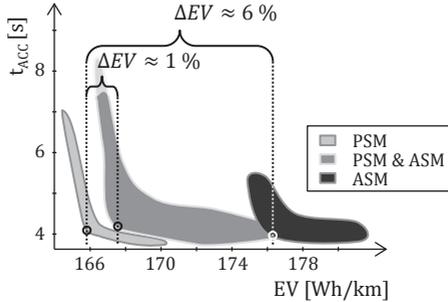


Abbildung 6.2: Topologiebedingter Verbrauchsunterschied für Fahrzeug A im CADC mit Beschleunigungszeiten $\leq 4,1$ Sekunden.

Die ebenfalls in Abschnitt 1.3 gestellte Frage nach dem energetischen Nutzen mehrmotoriger Topologien lässt sich bereits an dieser Stelle, zumindest für reine PSM-Antriebsstränge, positiv beantworten: Abbildung 6.1 zeigt, dass das absolute EV-Minimum nur mit einer AWD-Topologie erreicht werden kann. Der Wert der AWD-Topologie ist um 0,4 % (0,7 Wh/km) niedriger als bei einem RWD-Antriebsstrang. Überdies wird dieses Minimum bei ebenfalls deutlich kürzerer Beschleunigungszeit erreicht. Beide Zielkriterien sind somit besser erfüllt. Zusatzgewicht und -verluste des zweiten Getriebes beziehungsweise Motors werden offenbar überkompensiert (eine detaillierte Begründung ist in den folgenden Abschnitten zu finden). Für reine ASM-Topologien muss die Frage negativ beantwortet werden: Das absolute EV-Minimum lässt sich nur mit einmotorigen Topologien erreichen.

6.1.1 Analyse der PSM-Topologien

Bereits in Abbildung 6.1 ist zu erkennen, dass für Fahrzeugtyp A die geforderten Beschleunigungszeiten von $t_{ACC} \leq 4,5$ Sekunden mit den gegebenen maximalen EM-Leistungen (vgl. 4.2.1) beziehungsweise Traktionswerten (vgl. 4.4) nur mittels AWD-Topologie erreicht werden können. Abbildung 6.3 stellt die 2D Pareto-Fronten der AWD-Topologien mit PSM dar.

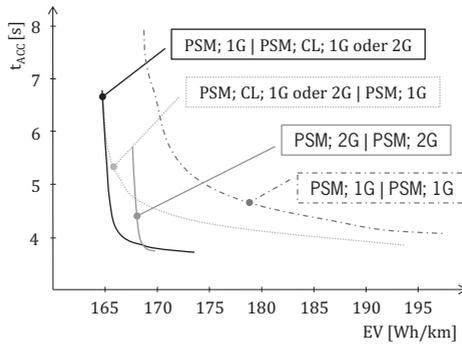


Abbildung 6.3: 2D Pareto-Fronten der untersuchten AWD-Topologien mit PSM.

Es fällt auf, dass die topologieabhängige Spreizung zwischen den Fronten ausgeprägt ist, alle jedoch einen konvexen Verlauf haben.

Nachfolgend werden die beobachtbaren Phänomene diskutiert und die zugrundeliegenden Wirkzusammenhänge anhand der Topologie- bzw. Komponentenunterschiede erörtert.

6.1.1.1 Form der Pareto-Front

Die konvexe Front lässt sich vereinfachend in zwei lineare Bereiche A und B mit jeweils unterschiedlicher negativer Steigung unterteilen. Abbildung 6.4 stellt diesen Sachverhalt schematisch dar.

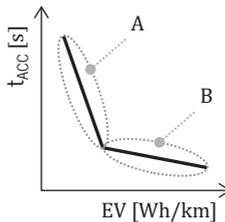
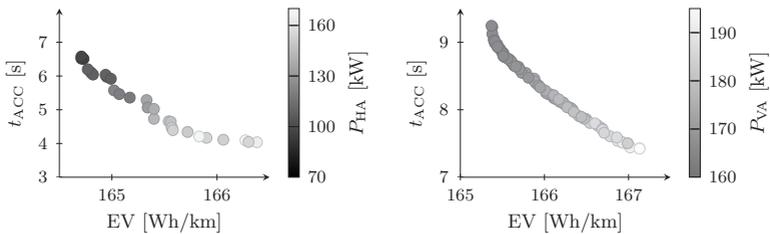


Abbildung 6.4: Zerlegung der konvexen Pareto-Front in zwei lineare Bereiche A und B.

Pareto-Front Bereich A: Um eine Begründung für die konvexe Form zu finden, ist eine Analyse des zugrundeliegenden Designraums notwendig. Diese liefert für den Bereich A die Variation der Designvariable P_{HA} beziehungsweise P_{VA} als Ursache der negativen Steigung: Während alle anderen Designvariablen konstant gehalten werden, wächst hier mit steigender Motorleistung offenbar der Verbrauch bei sinkenden Beschleunigungszeiten. Abbildung 6.5 stellt diese Beobachtung für eine AWD- sowie eine FWD-Topologie anhand der simulierten Ergebnisse dar.



(a) P_{HA} bei PSM; 1G | PSM; CL; 1G (b) P_{VA} bei PSM; 1G | n/a

Abbildung 6.5: Abhängigkeit der Zielgrößen Energieverbrauch und Beschleunigungszeit von der EM-Leistung; (a) stellt den Leistungsverlauf des HA-Motors einer AWD-Topologie dar, (b) den Verlauf bei einer einmotorigen Topologie.

Die Untersuchung der verwendeten Wirkungsgradkennfelder liefert die Begründung für die negative Steigung der Pareto-Front: Der wirkungsgradoptimale Bereich (η_{opt}) für $\eta \geq 93\%$ beginnt üblicherweise bereits bei einer Drehzahl $n_{EM} < 0,3 \cdot n_{max,EM}$ und endet erst bei Momenten $M > 0,3 \cdot M_{max}$. Folglich lässt sich ein minimaler Verbrauch im CADC mit möglichst langen Übersetzungen erreichen, welche die Lastpunkte in diesen Bereich verschieben. Sofern keine zusätzlichen Stellhebel, wie ein weiterer Elektromotor oder ein Mehrganggetriebe, in der Topologie vorhanden sind, können mit dieser Prämisse zur EV-Minimierung die Zielwerte der Beschleunigungszeit oder auch v_{max} ausschließlich durch eine Momenten- bzw. Leistungssteigerung des Elektromotors erreicht werden. Als Folge dieses EM-Wachstums verlagert sich der η_{opt} -Bereich zu höheren Momenten (vgl. 4.2.1, S. 41). Dieser Effekt ist schematisch in Abbildung 6.6 dargestellt. Die beschriebene Verlagerung wirkt

sich nachteilig auf den Verbrauch aus, da der Großteil der Zykluslastpunkte nun in Regionen niedrigeren Wirkungsgrads angesiedelt ist. Als Resultat entsteht der negative Zusammenhang zwischen den Zielgrößen Energieverbrauch und Beschleunigungszeit mit steigender Motorleistung.

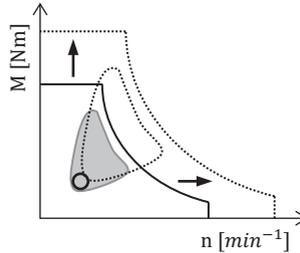


Abbildung 6.6: Repräsentativer Zykluslastpunkt und Verlagerung des η_{opt} -Bereichs durch Variation der Designvariable P_{HA} zur Momenten- bzw. Leistungssteigerung.

Dass der beschriebene Zusammenhang ebenfalls für AWD-Topologien gilt, zeigt Abbildung 6.5 (a). Dies ist begründet durch das Wechselspiel zwischen energetisch optimaler Betriebsstrategie (vgl. 4.3.3, S. 51) und der Optimierung der Designvariablen: Bei AWD-Topologien wird die maximal zulässige Systemleistung (vgl. Tab. 6.1) durch den Optimierungsbaustein derart verteilt, dass an der VA eine möglichst leistungsschwache PSM zum Einsatz kommt, die, energetisch betrachtet, die Zykluslastpunkte zu $\geq 80\%$ übernimmt. Zur Erzielung geringer Beschleunigungszeiten wird an der HA ein leistungsstarker Elektromotor eingesetzt, der gemäß der definierten Betriebsstrategie ausgewählte Lastpunkte übernimmt. Hier zeigt sich der beschriebene Effekt analog zu den einmotorigen Topologien. Auf die soeben eingeführten Zusammenhänge zur Betriebsstrategie wird ausführlich in Abschnitt 6.1.1.4 eingegangen, auf den Einfluss der EM-Auslegung in Abschnitt 6.1.1.5.

Pareto-Front Bereich B: Der Bereich B tritt bei AWD-Topologien ausgeprägt auf. Bedingt durch seine geringe Steigung, erscheinen die betreffenden Topologien unattraktiv für eine konkrete Triebstrangaus-

legung: Eine geringe Verbesserung in der Beschleunigungszeit muss mit einer ausgeprägten EV-Steigerung bezahlt werden.

Als Folge der in den Nebenbedingungen der Optimierung (vgl. Tab. 6.1) definierten maximal zulässigen Systemleistung P_{Gesamt} von 250 kW beziehungsweise der darstellbaren EM-Leistungen von 65 kW bis 195 kW (vgl. 4.2.1, S. 41) können weder der HA- noch der VA-Elektromotor in ihrer Leistung weiter ertüchtigt werden. Als Folge des begrenzten Traktionsvermögens erbrächte überdies eine weitere Momenterhöhung an der HA durch Wechsel¹ von einem Hochdrehzahl- zu einem Hochmoment-EM keine weiteren Beschleunigungsvorteile. Um jedoch das Traktionspotenzial der VA vollständig auszuschöpfen, ohne dabei die Systemleistung zu variieren, bietet sich der angesprochene Wechsel der PSM Variante hin zur Hochmoment-Auslegung an. Mit anderen Worten: Im Bereich B kann eine weitere Reduzierung der Beschleunigungszeit nur durch den beschriebenen Einsatz des Hochmoment-EM erreicht werden.

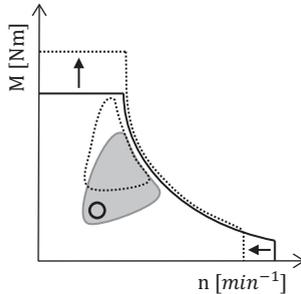


Abbildung 6.7: Repräsentativer Zykluslastpunkt und Verlagerung des η_{opt} -Bereichs durch Variation der Designvariable $BR_{\text{Typ,VA}}$ von Hochdrehzahl- zu einem Hochmoment-EM.

Als Folge dieser Momenterhöhung liegen die Zykluslastpunkte analog zu der Begründung des Bereichs A in schlechteren Wirkungsgradbereichen. Abbildung 6.7 stellt diesen Wechsel der PSM Variante schematisch dar. Die Option, die VA-Übersetzung zu verkürzen, um auf diese Art eine Momenterhöhung am Rad zu erreichen, würde zu

¹ durch Variation der Designvariable $BR_{\text{Typ,HA}}$.

einer EV-Steigerung führen (vgl. 6.1.1.2) und taucht deshalb in der Pareto-Menge nicht auf.

Kernaussagen zu: Form der Pareto-Front

- Die **Pareto-Front** für die Zielgrößen Beschleunigungszeit und Energieverbrauch lässt sich näherungsweise durch **zwei Geraden mit negativer Steigung** beschreiben.
- Für die untersuchte EM-Leistungsklasse gilt: **Der Energieverbrauch steigt mit der EM-Leistung.**
- Das **absolute EV-Minimum** lässt sich **nur mit einer mehrmotorigen Topologie** erreichen.

6.1.1.2 Getriebe: Eingang vs. Mehrgang

Die Analyse der Optimierungsergebnisse bezüglich des Getriebeeinflusses auf Form und Lage der Pareto-Front wird zur besseren Strukturierung separat für ein- und zweimotorige Topologien durchgeführt.

Einmotorige Topologien: Da der Fokus dieser Arbeit auf das Sportwagensegment mit der daraus resultierenden Beschleunigungsanforderung gerichtet ist, werden im Folgenden nur die Zusammenhänge für RWD-Topologien diskutiert. Varianten mit Frontantrieb sind durch das geringere Traktionsvermögen nicht relevant. Dennoch sind die grundsätzlichen Aussagen zu den Wirkzusammenhängen zwischen den Zielgrößen und der Ganganzahl auf FWD-Topologien übertragbar.

Aus Abbildung 6.8 ist ersichtlich, dass das absolute Minimum im Energieverbrauch nur mit einem 1G-Getriebe realisiert werden kann. Dies lässt sich mit dem geringeren Wirkungsgrad eines 2G-Getriebes (vgl. 4.2.2, S. 47) erklären. Im Beschleunigungsvermögen erreichen beide Varianten vergleichbare Minimalwerte, jedoch unterscheiden sich hier die Energieverbräuche stark. Dies ist begründet durch die notwendige Verkürzung der Hinterachsübersetzung $v_{1,HA}$, die bei der 1G-Variante zu einer Verschiebung der Zykluslastpunkte hin zu niedrigeren Wirkungsgraden verursacht. Abbildung 6.9 stellt diesen Zusammenhang schematisch dar.

Als Konsequenz der geänderten Übersetzung reduzieren sich ebenfalls die Werte der Zielgröße v_{max} . Im Falle eines zweiten Gangs entfällt der beschriebene Effekt durch geeignete Gangwahl im Bewertungszy-

klus (vgl. 6.1.1.4). Die grundsätzliche Form beider Pareto-Fronten lässt sich analog zu den im vorangegangenen Abschnitt 6.1.1.1 beschriebenen Effekten (Variation von P_{HA} bzw. $BR_{Typ,HA}$) erklären.

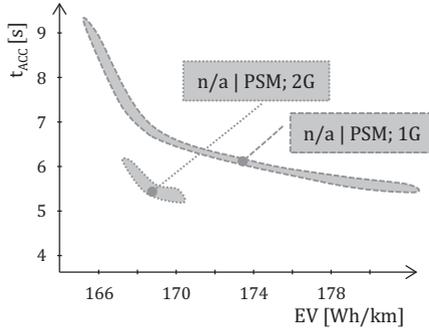


Abbildung 6.8: Einfluss der Ganganzahl auf die Pareto-Front bei RWD-Topologien mit PSM.

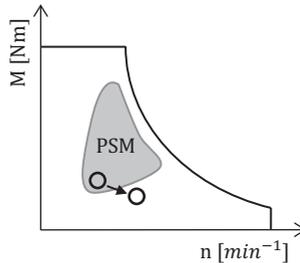


Abbildung 6.9: Verlagerung des repräsentativen Zykluslastpunkts aus dem η_{opt} -Bereich durch Variation der Designvariable $v_{1,HA}$ in Richtung einer kürzeren Übersetzung zur Zugkraftsteigerung.

Insgesamt ist zu beobachten, dass die Menge der pareto-optimalen Varianten der zweigängigen Topologie eine verkleinerte Ausgabe der Lösungsmenge der eingängigen Varianten darstellt. Ein 2G-Getriebe ist in der Lage, den Zielkonflikt zwischen den Größen Beschleunigungszeit (kurze Übersetzungen) und Energieverbrauch beziehungsweise v_{max}

(lange Übersetzungen) zu entschärfen. Die Menge der pareto-optimalen Lösungen konzentriert sich in diesem Fall, verglichen zur 1G-Topologie, auf einen kleinen Bereich. Insbesondere für das definierte Zielsegment stellt sich ein 2G-Getriebe trotz höherer Verluste und Mehrgewicht als vorteilhaft heraus.

Zweimotorige Topologien: Die Übersicht der AWD-Topologien in Abbildung 6.3 zeigt, ebenso wie bei den einmotorigen Topologien, zwei Gruppen von Pareto-Fronten: Im linken Teil existieren Fronten mit geringer Ausdehnung, die bereits bei niedrigem Energieverbrauch sehr gute Beschleunigungszeiten erzielen. Der Energieverbrauch ist hier bei Beschleunigungszeiten $t_{ACC} \geq 4$ Sekunden über weite Teile fast konstant, sodass Elemente der Lösungsmenge mit sehr unterschiedlichen Beschleunigungszeiten zu nahezu dem gleichen Energieverbrauch führen. Im rechten Teil finden sich Fronten mit einer ausgeprägten Ausdehnung über den gesamten Bildraum. Gemäß dem Pareto-Prinzip (vgl. 5.3, S. 65) liegt hier offenbar eine starke Korrelation zwischen einer oder mehreren Designvariablen und mindestens einer Zielgröße vor, sodass eine Vielzahl *unterschiedlicher* pareto-optimaler Punkte gefunden werden kann, bevor die Designraumgrenze erreicht wird. Die zugrundeliegenden Wirkzusammenhänge sind nicht in der Ganganzahl zu suchen und werden in den Abschnitten 6.1.1.3 zum Kupplungseinfluss und in 6.1.1.4 zur Betriebsstrategie behandelt.

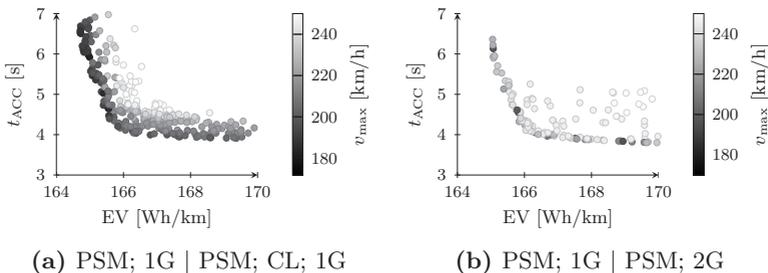


Abbildung 6.10: Vergleich der v_{max} -Werte zwischen 1G- und 2G-Getriebe bei AWD-Topologien mit PSM. Ohne 2G-Getriebe (a) kommt es zur Parallelverschiebung der Front in Abhängigkeit von v_{max} .

Um in der linken Pareto-Front Gruppe mit geringer Ausdehnung die *getriebeabhängigen* Zusammenhänge zu bewerten, muss ergänzend die dritte Zielgröße v_{\max} ausgewertet werden. Abbildung 6.10 stellt entsprechend die Pareto-Fronten für AWD 1G- und 2G-Topologien gegenüber. Für $v_{\max} \leq 190$ km/h ist der Verlauf der Front in (a) identisch zu jenem in (b). Mit steigenden v_{\max} -Werten ist in (a) eine Parallelverschiebung entlang der Winkelhalbierenden zu beobachten. Abbildung 6.11 veranschaulicht diesen Effekt schematisch.

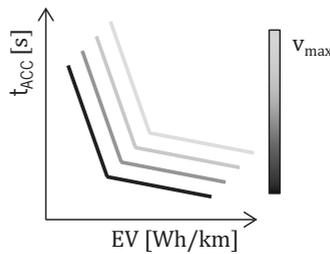


Abbildung 6.11: Parallelverschiebung der Pareto-Fronten konstanter Geschwindigkeit entlang der Winkelhalbierenden mit steigenden v_{\max} -Werten bei 1-Gang AWD-Topologien.

Die Auswertung der zugrunde liegenden Designvariablen zeigt, dass bei der 1G-Topologie die Hinterachsübersetzung $v_{1,HA}$ in gleicher Weise variiert wird, wie in Abbildung 6.11 für die Zielgröße v_{\max} dargestellt: Größere $v_{1,HA}$ -Werte verschieben die Front parallel. Wie bereits für die einmotorigen Topologien diskutiert, kann auch hier ohne 2G-Getriebe der Zielkonflikt zwischen niedrigen Beschleunigungszeiten und hohen v_{\max} -Werten nicht aufgelöst werden. Um die Höchstgeschwindigkeit zu steigern, muss die HA länger übersetzt werden. Es kommt zu einem vergleichbaren Effekt wie in Abbildung 6.9 dargestellt. Um dennoch die Beschleunigungszeit konstant halten zu können, ist eine Leistungssteigerung an der HA, wie in Abbildung 6.6 dargestellt, notwendig. Die Parallelverschiebung der Pareto-Front kann auf die Überlagerung beider Effekte zurückgeführt werden. Abbildung 6.12 stellt die beschriebene Überlagerung schematisch dar.

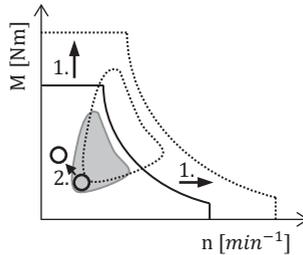


Abbildung 6.12: Überlagerung von (1.) Wachstums- und (2.) Lastpunktverschiebungseffekt des HA-Elektromotors bei 1G-AWD-Topologien zur Steigerung der Höchstgeschwindigkeit.

Bei der Verwendung eines 2G-Getriebes kommt es nicht zur erwähnten Parallelverschiebung. Durch den etwas niedrigeren Wirkungsgrad des Getriebes ist der Energieverbrauch zwar geringfügig höher ($\sim 0,2$ Wh), dennoch ist auch hier der Einsatz eines 2G-Getriebes sinnvoll, sofern niedrige Beschleunigungszeiten und gleichzeitig hohe v_{\max} -Werte gefordert sind. Die Integration eines zweiten Mehrganggetriebes erscheint hingegen nicht zielführend: Das geänderte Wirkungsgradniveau führt lediglich zu einer Parallelverschiebung der Front entlang der x-Achse in Richtung höherer Verbräuche (vgl. Abb. 6.3).

Kernaussagen zu: **Getriebe**

- Im Bereich der Zielerfüllung des Sportwagensegments (t_{ACC}, v_{\max}) werden die **zusätzlichen Verluste** eines 2G-Getriebes **überkompensiert**. Bei Erfüllung der segmenttypischen Fahrleistungsanforderungen führt ein 2G-Getriebe immer zu niedrigerem Energieverbrauch.
- Ein **globales Optimum**, das alle drei Zielgrößen maximiert beziehungsweise minimiert, kann **nur mit einem 2G-Getriebe** erreicht werden (vgl. Abb. 6.10 (b)).
- Zur EV-Reduktion sollte ein **zweiter Gang** in Kombination mit einer PSM **möglichst lang übersetzt** sein, um deren Auslastung zu verbessern.
- Für **AWD-Topologien** gilt: Eine **Parallelverschiebung** der Front in Abhängigkeit von v_{\max} entsteht **nur bei 1G-Getriebe-Topologien**.

6.1.1.3 Einfluss der Abkoppelrichtung

Die Abkopplung eines Elektromotors kann entweder durch eine zusätzliche Kupplung zwischen Elektromotor und Getriebe realisiert werden, oder durch den Einsatz eines 2G-Getriebes in der Topologie. In diesem Fall wird davon ausgegangen, dass das Getriebe in der Neutralstellung die Abkopplung realisiert (vgl. 4.2.2, S. 47).

Bereits im vorangegangenen Abschnitt wurde auf die Einteilung der Pareto-Fronten nach Abbildung 6.3 in zwei Gruppen eingegangen. Gemeinsames Merkmal der beiden links angeordneten Fronten bzw. Topologien ist die Möglichkeit, die HA abzukoppeln. Verglichen dazu zeigt die dargestellte Topologie *ohne* Abkoppelrichtung (AE) über den gesamten Verlauf deutlich höhere Verbräuche. Für jene mit einer abkoppelbaren VA gilt das Gleiche ab Beschleunigungszeiten $t_{\text{ACC}} \leq 5,5$ Sekunden. Weiterführende Erläuterungen zur letztgenannten Topologie sind im folgenden Abschnitt 6.1.1.4 zu finden. Es ist offensichtlich, dass Existenz und Einbauort einer Abkoppelrichtung den Energieverbrauch stark beeinflussen. Außerdem sollte als Einbauort der Abkoppelrichtung die HA gewählt werden, um eine maximale EV-Reduktion zu erzielen.

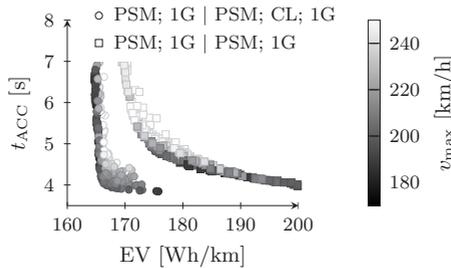


Abbildung 6.13: Vergleich der Pareto-Fronten mit und ohne Abkoppelrichtung an der HA.

In Abbildung 6.13 sind zwei Topologien mit 1G-Getriebe sowohl mit als auch ohne Abkoppelrichtung an der HA dargestellt. Es fällt auf, dass bei vergleichbaren v_{\max} -Werten von etwa 240 km/h der Energieverbrauch der Topologie ohne Abkoppelrichtung mit sinkenden Beschleunigungszeiten überproportional steigt. Für den günstigeren Fall mit Abkoppelrichtung ist der Energieverbrauch hingegen über weite Strecken der Front nahezu konstant. Der beschriebene Verbrauchsanstieg ist auf die drehzahlabhängigen Schleppverluste der PSM zurückzuführen: Sinkende Beschleunigungszeiten erfordern eine Verkürzung der HA-Übersetzung in deren Folge das Drehzahlniveau des geschleppten Elektromotors im Zyklus ansteigt. Exemplarisch ergibt sich für eine im Zielsegment relevante Variante mit $v_{\max} \geq 240$ km/h und einer Beschleunigungszeit von fünf Sekunden eine EV-Steigerung von 6,5 % bei Entfall der Abkoppelrichtung (vgl. Abb. 6.13).

Kernaussagen zu: **Abkoppelrichtung**

- Zur Vermeidung von Schleppverlusten im Elektromotor ist eine **Abkoppelrichtung unverzichtbar**.
- Bei **beschleunigungsorientierten Fahrzeugauslegungen** wird das größte EV-Senkungspotenzial durch Einsatz der **Abkoppelrichtung an der HA** gehoben.

6.1.1.4 Resultierende Betriebsstrategie

Die Betriebsstrategie legt für jede Topologie die energieminimale Komponentensteuerung fest. Konkret werden Gangwahl, Kupplungszustand und Lastverteilung zwischen den zur Verfügung stehenden Elektromotoren bestimmt (vgl. 4.3.3, S. 51). In Abschnitt 6.1.1.1 beziehungsweise in Abbildung 6.5 wurde der Zusammenhang zwischen Energieverbrauch und der EM-Leistung beschrieben. Für den Fall einer Topologie mit lediglich einem Elektromotor (vgl. Abb. 6.5 (b)) ist der Zusammenhang eindeutig und die Analyse der Designvariable P_{VA} beziehungsweise P_{HA} ausreichend. Sind hingegen mehrere Elektromotoren verbaut (vgl. Abb. 6.5 (a)), ist zusätzlich zu beachten, in welchem Maße der jeweilige Elektromotor gemäß der Betriebsstrategie Drehmoment aufbringt. Zur

Bewertung der energiebezogenen Auslastung eines Elektromotors wird die Maßzahl avg_k definiert:

$$\text{avg}_k [\%] = \frac{E_{\text{mech,HA}}}{E_{\text{mech,Gesamt}}} \cdot 100$$

$$\text{mit } \begin{cases} E_{\text{mech,HA}} = \sum_{t=0}^{t=\text{end}} |M_{\text{HA}}(t)| \cdot \omega_{\text{HA}}(t) \cdot \Delta t \\ E_{\text{mech,Gesamt}} = E_{\text{mech,HA}} + E_{\text{mech,VA}} \end{cases} \quad (6.1)$$

Sie gibt den durch die HA umgesetzten Anteil an der gesamten, im Zyklus umgesetzten mechanischen Energie an. Durch das Summieren von $t = 0$ bis $t = \text{end}$ werden alle Zeitschritte des Zyklus berücksichtigt. Mithilfe von avg_k kann eine Aussage zur Achsverteilung getroffen werden. Bei der Analyse der Designvariablen ist so eine schnelle Identifikation des für den Zyklusverbrauch relevanten Elektromotors möglich.

Zur energetischen Beurteilung der Schaltstrategie wird in gleicher Weise die Maßzahl $\text{avg}_{g,VA}$ beziehungsweise $\text{avg}_{g,HA}$ definiert: Falls ein 2G-Getriebe vorhanden ist, wird der Quotient aus umgesetzter Energie im ersten Gang und der Gesamtenergie der jeweiligen Achse bestimmt. Es können so Aussagen über die Nutzung der Gänge im Bewertungszyklus effektiv getroffen werden.

Analyse der Achsverteilung: Bei den AWD-Topologien mit Abkopleinrichtung an der HA ist zu beobachten, dass überwiegend der im Vergleich zur HA leistungsschwache Elektromotor an der VA zum Einsatz kommt ($\text{avg}_k \leq 15\%$). Eine Untersuchung der Lastpunkte beider Elektromotoren zeigt, dass der VA-Elektromotor für niedrige Drehzahlen ($n_{EM} \leq 500 \text{ 1/min}$) beziehungsweise Leistungen kaum zum Einsatz kommt. Dies ändert sich mit steigender Drehzahl beziehungsweise Leistung, sodass eine Trennlinie zwischen genutztem und ungenutztem Kennfeldbereich entsteht. Linksseitig der Linie sind keinerlei Lastpunkte zu finden, da diese von der HA in einem besseren Wirkungsgradbereich übernommen werden können. Die grundsätzliche Form dieser Linie wird bestimmt durch den kennfeldspezifischen *Pfad optimaler Wirkungsgrade*, der für ansteigende Leistungen die Wirkungsgradmaxima des Kennfelds verbindet. Abbildung 6.14 stellt den Zusammenhang schematisch dar.

Die Steigung der beschriebenen Trennlinie wird bestimmt durch Form und Niveau der Wirkungsgradisolines des η -Kennfelds der HA:

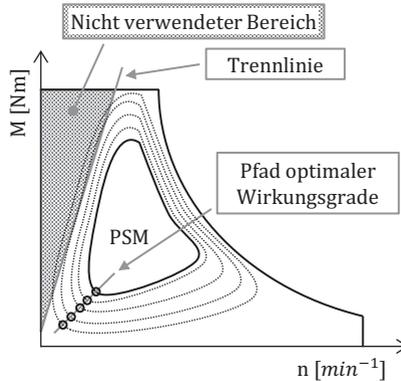


Abbildung 6.14: Pfad optimaler Wirkungsgrade und nicht verwendeter Kennfeldbereich des VA-Elektromotors bei einer zweimotorigen PSM-Topologie.

Ein geringes Wirkungsgradniveau führt zu einem großen Steigungswert der Trennlinie an der VA. Umgekehrt führt ein hohes Wirkungsgradniveau an der HA zu einer Annäherung der Trennliniensteigung an die Steigung des *Pfads optimaler Wirkungsgrade*. Beispielsweise führt dieser Zusammenhang bei großen Wirkungsgradunterschieden an beiden Achsen zu einer nahezu unendlichen Steigung der Trennlinie, da alle Lastpunkte von dem deutlich besseren Elektromotor übernommen werden. In Abbildung 6.15 sind exemplarisch die Kennfelder und Lastpunkte einer untersuchten AWD-Topologie zu sehen.

Die dargestellten Zusammenhänge bestätigen die in Abschnitt 1.3 formulierte Hypothese zum Topologie- bzw. Komponenteneinfluss: Durch eine geeignete Topologiedefinition (in diesem Fall zwei PSM mit Abkoppeleinrichtung) und Komponentendefinition kann zusätzliches Verbrauchssenkungspotenzial gehoben werden. Durch den Einsatz von mehreren Elektromotoren und der entsprechenden Betriebsstrategie kann das Zykluslastkollektiv derart aufgeteilt werden, dass sich *eine* geeignete EM-Auslegung ergibt (vgl. 6.1.1.5).

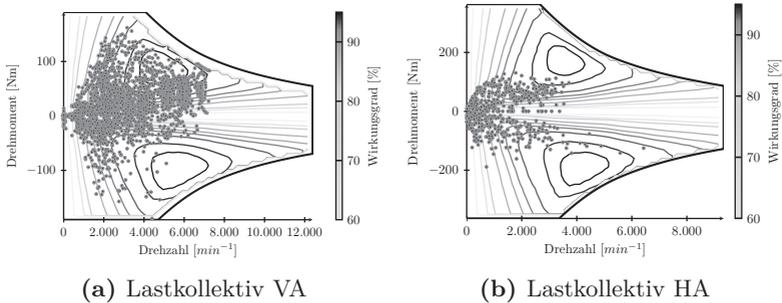


Abbildung 6.15: Lastverteilung bei PSM; 1G | PSM; CL; 1G zur Vermeidung ungünstiger Wirkungsgradbereiche.

Bei den AWD-Topologien mit Abkoppereinrichtung an der VA kehrt sich das Verhältnis der Achsverteilung um ($\text{avg}_k \geq 85\%$): Die hohen Schleppverluste des leistungsstarken HA-Elektromotors überwiegen die mögliche Ersparnis durch den Einsatz eines besser ausgelasteten VA-Elektromotors, sodass überwiegend die HA verwendet wird. Mit sinkenden Beschleunigungszeiten steigt der Energieverbrauch überproportional (vgl. Abb. 6.3) durch eine Verschiebung der Lastpunkte nach rechts in Bereiche schlechterer Wirkungsgrade (vgl. Abb. 6.9).

Bei der AWD-Topologie ohne Abkoppereinrichtung sind zwei Extremfälle zu beobachten: Es wird stets nur *ein* Elektromotor eingesetzt, sodass sich der andere im Schleppbetrieb befindet. Es gilt $\text{avg}_k = 100\%$ falls die Hinterachsübersetzung lang ist ($v_{1,HA} \geq 250$). Falls eine kürzere Hinterachsübersetzung gewählt wurde und infolgedessen schlechtere Wirkungsgradbereiche an der HA verwendet werden müssten, gilt andererseits $\text{avg}_k = 0\%$. Die Vorderachse ist immer maximal übersetzt ($v_{1,VA} = 260$).

Analyse der Schaltstrategie: Bereits in Abschnitt 6.1.1.2 zum Getriebeeinfluss wurde auf den Zusammenhang zwischen Übersetzung und Energieverbrauch eingegangen (vgl. Abb. 6.9). Analog zu den vorangegangenen Erkenntnissen zur Achsverteilung wird die Schaltstrategie so gewählt, dass die Lastpunkte möglichst nah am *Pfad optimaler Wirkungsgrade* liegen. Dies führt zu einer überwiegenden Nutzung des längeren zweiten Gangs.

Kernaussagen zu: **Betriebsstrategie**

- Bei AWD-Topologien mit Abkoppelinrichtung an der HA wird **im Zyklus überwiegend** ($\text{avg}_k \leq 15\%$) der **VA-Elektromotor eingesetzt**.
- Mithilfe eines zweiten Elektromotors kann die Betriebsstrategie das **Lastkollektiv** derart **aufteilen**, dass sich **eine geeignete EM-Auslegung ergibt** (vgl. 6.1.1.5).
- Die Betriebsstrategie sollte die **Lastpunkte immer möglichst eng am Pfad optimaler Wirkungsgrade** platzieren.

6.1.1.5 Einfluss der EM-Auslegung

Bereits im vorangegangenen Abschnitt wurde darauf hingewiesen, dass sich in Verbindung mit einer langen Übersetzung *eine* EM-Auslegung als besonders geeignet zeigt: Unter den zur Auswahl stehenden Kennfeldformen kommt bei den verbrauchsminimalen Topologievarianten der $\text{BR}_{\text{Typ}} = [0, 5 \dots 0, 6]$ zum Einsatz. Hierbei handelt es sich um eine Mischform zwischen $\text{BR}_{\text{Typ}} = 0$ und $\text{BR}_{\text{Typ}} = 1$ (vgl. 4.2.1, S. 41).

Bezogen auf die Leistung dieses Elektromotors wurde bereits in Abschnitt 6.1.1.1 beziehungsweise Abbildung in 6.5 auf den Zusammenhang zwischen EM-Leistung und Energieverbrauch hingewiesen. Aus den in demselben Abschnitt hergeleiteten Zusammenhängen zur idealen Lage des η_{opt} -Bereichs (vgl. Abb. 6.6) lässt sich zusammenfassend schlussfolgern, dass eine PSM im angegebenen BR_{Typ} -Bereich zur EV-Minimierung über möglichst wenig Leistung verfügen sollte. Von dieser Prämisse wird nur zur Reduzierung der Beschleunigungszeiten abgewichen, indem zuerst die Leistung angehoben wird und anschließend zur Hochmoment-Variante ($\text{BR}_{\text{Typ}} = 1$) gewechselt wird (vgl. Abb. 6.7). Unter Berücksichtigung der Zielgrößen Beschleunigungszeit und Höchstgeschwindigkeit ergibt sich für AWD-Topologien mit abkoppelbarer HA eine ideale Leistung von $P_{\text{VA}} = 85 \text{ kW}$. Werden die Wirkungsgradkennfelder der 85 kW PSM für $\text{BR}_{\text{Typ}} = 0$, $\text{BR}_{\text{Typ}} = 1$ und der Zielvariante $\text{BR}_{\text{Typ}} = 0, 6$ aus Abbildung 6.16 verglichen, wird sichtbar, dass sich das Zentrum des η_{opt} -Bereichs für das untersuchte Fahrzeug A (vgl. Tab. 6.2) und den Artemis-Zyklus idealerweise bei etwa 75 Nm und einer Drehzahl von 5000 $1/\text{min}$ befinden sollte.

Bei einmotorigen Topologien oder solchen ohne Abkoppelinrichtung beziehungsweise einer Abkoppelinrichtung an der VA gilt die Aussage zur idealen Kennfeldform ebenfalls. Auch ist die Tendenz hin zu

niedrigen EM-Leistungen identisch, jedoch werden die möglichen Minimalwerte durch die Nebenbedingungen der Optimierung beschränkt (vgl. Tab. 6.1) beziehungsweise von den Fahrleistungsanforderungen überlagert.

Kernaussagen zu: EM-Auslegung

- Durch Analyse der Pareto-Menge lässt sich eine **eindeutig vorteilhafte** (verbrauchsminimierende) **Lage des η_{opt} -Bereichs** identifizieren.
- Für Fzg. A im CADC ist $\text{BR}_{\text{Typ}} = [0, 5 \dots 0, 6]$ verbrauchsminimierend.
- Zur **besseren Auslastung** im Zyklus sollte eine **PSM mit möglichst wenig Leistung** ausgelegt werden.

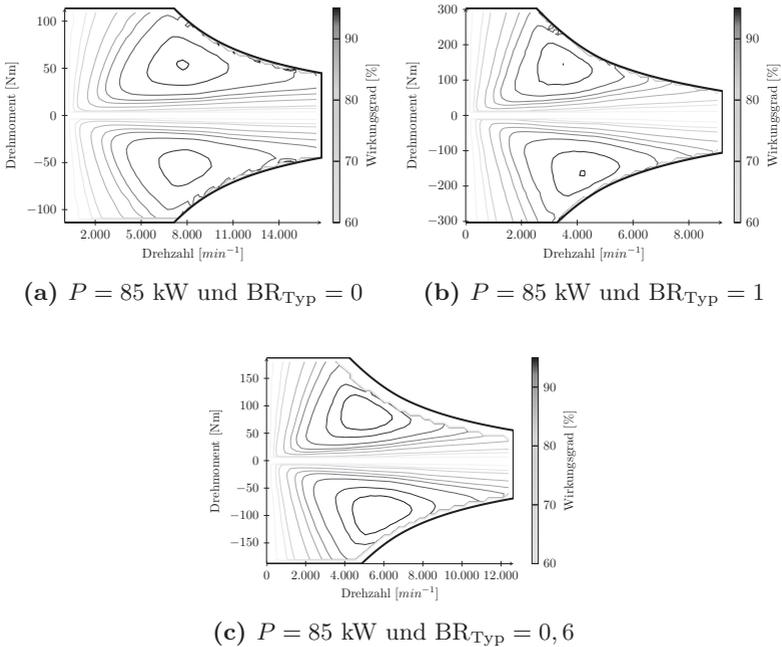


Abbildung 6.16: Vergleich der Ausgangskennfelder $\text{BR}_{\text{Typ}} = 0$ bzw. 1 bei $P = 85 \text{ kW}$ mit der verbrauchsminimierenden Variante $\text{BR}_{\text{Typ}} = 0,6$.

6.1.2 Analyse der ASM-Topologien

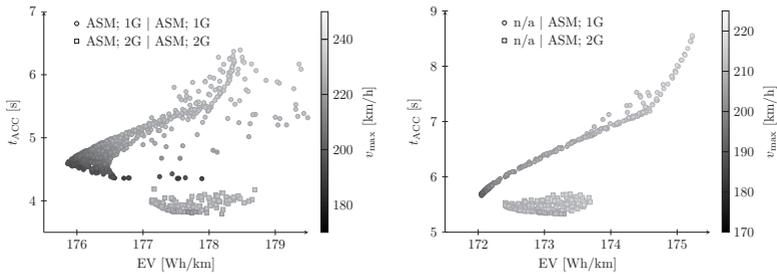
Bei ASM-Topologien stellt sich der Verlauf der Pareto-Front deutlich anders dar als bei den im vorangegangenen Abschnitt diskutierten PSM-Topologien: Unter Berücksichtigung aller drei Zielgrößen erstreckt sich die Menge der pareto-optimalen Lösungen über einen weiten Bereich des Bildraums, sodass eine ausgedehnte Hyperfläche entsteht (aus Gründen der Konsistenz wird weiterhin von einer *Front* gesprochen). Die Wechselwirkungen insbesondere mit der dritten Zielgröße v_{\max} sind bedeutend stärker ausgeprägt. Mit einer vereinfachenden (Teil-)Analyse im 2D-Raum wie beispielsweise in Abbildung 6.1 kann hier nicht das grundsätzliche Systemverhalten untersucht werden. Da jedoch eine 3D-Darstellung *aller* Fronten im Topologie-Cluster graphisch nicht auswertbar ist, werden im Folgenden einzelne charakteristische Verläufe separat untersucht. Eine Darstellung der Gesamtübersicht wie im vorigen Abschnitt ist aus den vorgenannten Gründen nicht sinnvoll beziehungsweise nicht möglich.

Abbildung 6.17 stellt die beobachtbaren Phänomene in (a) für AWD-Topologien und in (b) für einmotorige Ausführungen dar. Der grundsätzliche Verlauf der Front ist in beiden Fällen ähnlich, jedoch entlang der Koordinatenachsen verschoben. Es ist offensichtlich, dass sich die Form der Front durch den Einsatz eines 2G-Getriebes grundsätzlich ändert. Nachfolgend werden die zugrundeliegenden Ursachen diskutiert.

6.1.2.1 Form der Pareto-Front

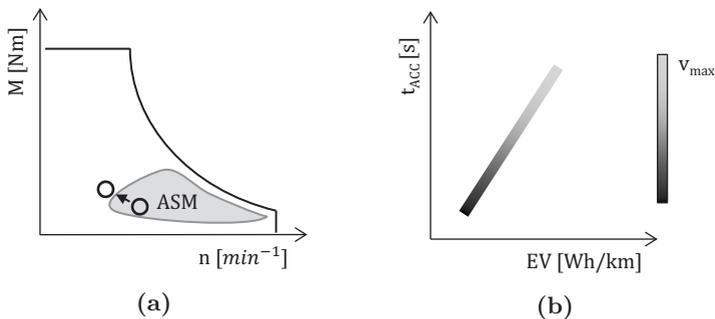
Für den eingängigen Fall zeigen beide Darstellungen in Abbildung 6.17 eine positive Korrelation aller Zielgrößen: Steigende v_{\max} -Werte führen zu steigenden Beschleunigungszeiten und Verbrauchswerten. Anders als bei PSM-Topologien (vgl. 6.1.1.1) ist eine positive Steigung der Pareto-Front die Folge. Die grundsätzlich andere Form und Lage des η_{opt} -Bereichs von ASM ist als Ursache zu sehen: Er beginnt üblicherweise erst bei Drehzahlen $n_{\text{EM}} > 0,3 \cdot n_{\text{max,EM}}$ und erstreckt sich über ein weites Drehzahlband. In Drehmomentrichtung beginnt er bereits bei $M < 0,3 \cdot M_{\text{max}}$, weist jedoch nur eine geringe Spreizung auf. Es entsteht ein schmaler langgezogener Bereich. Folglich sind Topologien mit kurzer Übersetzung energetisch günstiger bei gleichzeitig kurzen Beschleunigungszeiten. Zwangsläufig führt dies jedoch zu geringen

v_{\max} -Werten. Eine Variation der Designvariable P_{VA} oder P_{HA} findet innerhalb der Pareto-Front nicht statt, es wird lediglich $v_{1,VA}$ beziehungsweise $v_{1,HA}$ geändert, um höhere v_{\max} -Werte zu realisieren. In der Folge kommt es zu der bereits aus 6.1.1.2 bekannten Verschiebung der Zykluslastpunkte aus dem η_{opt} -Bereich und damit zu einem höheren Energieverbrauch. Abbildung 6.18 stellt beide Zusammenhänge schematisch dar.



(a) Pareto-Front AWD 1G vs. 2G (b) Pareto-Front RWD 1G vs. 2G

Abbildung 6.17: Topologieabhängige Änderung der Pareto-Front bei ASM-Topologien. Zu erkennen ist die Veränderung durch den Einsatz eines 2G-Getriebes.



(a)

(b)

Abbildung 6.18: (a) Verlagerung des repräsentativen Zykluslastpunkts aus dem η_{opt} -Bereich durch Variation der Designvariable $v_{1,HA/VA}$ zur v_{\max} -Steigerung; (b) Charakteristischer Verlauf der Pareto-Front.

Beim Vergleich der AWD- und RWD-Topologie (vgl. Abb. 6.17) fällt neben den traktions- bzw. leistungsbedingten Unterschieden in der Beschleunigungszeit auch eine Differenz des absoluten EV-Minimums auf: Die einmotorige 1G-Topologie erreicht einen Wert von 172 Wh/km , die AWD 1G-Topologie benötigt im besten Fall knapp 176 Wh/km . Anders als bei den in Abschnitt 6.1.1 untersuchten PSM-Topologien kommt es hier zu keinem verbrauchssenkenden Effekt durch den Einsatz mehrerer ASM. Die zusätzlichen Verluste durch ein zweites Getriebe können nicht kompensiert werden, sodass ein Mehrverbrauch entsteht.

Die für die Formänderung der Pareto-Front verantwortliche Wirkung eines 2G-Getriebes wird im nächsten Abschnitt untersucht.

Kernaussagen zu: **Form der Pareto-Front**

- Bei 1G-Topologien kann durch **Reduzierung der v_{\max} -Anforderung** der **EV reduziert** werden.
- Die **Form der Pareto-Front** kann mithilfe der Topologiegestaltung **stark beeinflusst** werden.
- Im Gegensatz zu PSM-Antriebssträngen bieten **mehrmotorige Topologien mit ASM keine energetischen Vorteile** im Vergleich zu einmotorigen.

6.1.2.2 Getriebe: Eingang vs. Mehrgang

Gemäß Abbildung 6.17 ist die Wirkung eines 2G-Getriebes unabhängig von der Anzahl der verwendeten Elektromotoren. Nachfolgend werden am Beispiel der RWD-Topologie (vgl. 6.17 (b)) die Wirkzusammenhänge untersucht.

Durch ein 2G-Getriebe lässt sich die in Abbildung 6.18 (a) dargestellte Verschiebung der Zykluslastpunkte mit steigenden v_{\max} -Werten umgehen. Durch die große ASM-typische *Drehzahl*spreizung des η_{opt} -Bereichs bei gleichzeitig geringer *Drehmoments*spreizung ist die Wirkung eines Mehrganggetriebes auf den Gesamtwirkungsgrad des Triebstrangs deutlich ausgeprägter als bei PSM-Topologien.

Die Detailanalyse der Lastpunktverteilung bestätigt den beschriebenen Zusammenhang: Beim Vergleich von zwei, bezüglich v_{\max} , P_{HA} und $\text{BR}_{\text{Typ,HA}}$, nahezu identischen Varianten in Abbildung 6.19 mit und ohne 2G-Getriebe zeigt sich, dass die Verteilung der Lastpunkte durch den zusätzlichen Gang nach rechts hin zu besseren Wirkungsgraden

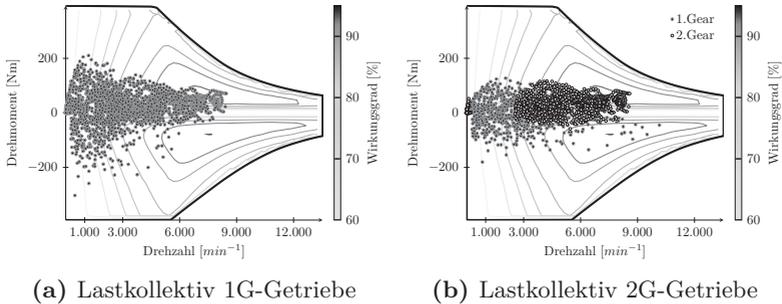


Abbildung 6.19: Verschiebung des Zykluslastkollektivs in bessere η_{opt} -Bereiche durch Einsatz eines 2G-Getriebes bei einer RWD-Topologie.

verschoben wird. In beiden Fällen ist die längste Übersetzung ($v_{1,HA}$ beziehungsweise $v_{2,HA}$) identisch gemäß der v_{max} -Anforderung. Der zusätzliche Gang wird als kurzer erster Gang ($v_{1,HA} = 143 \text{ km/h}$) realisiert, über den ein Drittel der gesamten Zyklusenergie umgesetzt wird ($\text{avg}_{g,HA} = 32 \%$, vgl. 6.1.2.4). Durch diese Verlagerung der Lastpunkte auf den ersten Gang werden energetisch ungünstige Kennfeldbereiche bei niedriger Drehzahl und hohem Drehmoment vermieden. Der Energieverbrauch sinkt um 0,6 % auf 172 Wh/km und gleichzeitig verbessert sich die Beschleunigungszeit um 20 % auf $t_{\text{ACC}} = 5,4 \text{ s}$ bei konstantem v_{max} -Wert von 210 km/h .

Gemäß den vorgestellten Zusammenhängen müsste davon ausgegangen werden, dass ein 3G-Getriebe den Energieverbrauch weiter senkt. Es ist jedoch davon auszugehen, dass dieser Effekt durch den verringerten Wirkungsgrad eines solchen Getriebes nicht auftritt.

Bei AWD-Topologien ist die Hauptwirkung des 2G-Getriebes an der HA nicht in einer EV-Senkung, sondern in einer Reduzierung der Beschleunigungszeit bei sonst unveränderten Zielgrößen zu sehen. Vereinfacht gesagt, werden pareto-optimale Lösungen mit vergleichbaren hohen v_{max} -Werten bei annähernd konstantem Energieverbrauch entlang der y-Achse nach unten verschoben (vgl. Abb. 6.17 (a)). Durch die beschriebene Lastpunktverlagerung im kurzen ersten Gang können die zusätzlichen Verluste des 2G-Getriebes offensichtlich weitgehend kompensiert werden. Ein weiteres 2G-Getriebe an der VA verschiebt

die Lösungsmenge durch die zusätzlichen Verluste nach rechts, ändert jedoch grundsätzlich nichts an dem beschriebenen Verhalten.

Kernaussagen zu: **Getriebe**

- Bei Verwendung eines **2G-Getriebes** ändert sich die **Form der Pareto-Front** vollständig (vgl. Abb. 6.17).
- **RWD**: Für hohe v_{\max} -Anforderungen führt ein **2G-Getriebe** zu deutlich **besseren Beschleunigungszeiten und Verbrauchswerten**.
- **AWD**: Für hohe v_{\max} -Anforderungen führt ein **2G-Getriebe** an der HA zu deutlich **besseren Beschleunigungszeiten** bei nahezu identischem Energieverbrauch.
- Zur EV-Reduktion sollte der **erste Gang** eines 2G-Getriebes in Kombination mit einer ASM **möglichst kurz übersetzt** sein, um deren Auslastung zu verbessern.

6.1.2.3 Einfluss der Abkoppelinrichtung

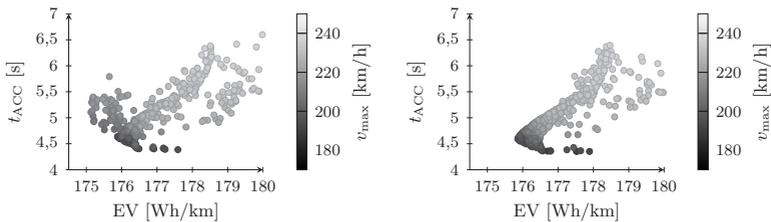
Bei ASM Topologien wird angenommen, dass durch eine Kupplung lediglich die rotatorische Masse des Antriebsstrangs verändert werden kann und eine ASM ohnehin frei von Schleppverlusten ist (vgl. 4.2, S. 41). Dies führt zu geringfügigen Änderungen in der Lage der Pareto-Front, insbesondere der Beschleunigungszeiten.

Ein Sonderfall ist jedoch zu beobachten, sofern die Möglichkeit besteht, den Elektromotor mit dem überwiegenden Energieumsatz ($\text{avg}_k \gg 50\%$) durch einen kurz übersetzten ($v_{1,VA} = 105 \text{ km/h}$), leistungsschwachen ($P_{VA} = 65 \text{ kW}$) Elektromotor zu entlasten (als *Entlastungs-EM* bezeichnet), ohne dabei die v_{\max} -Fähigkeit zu beeinträchtigen. Dies ist gegeben, wenn an der VA eine Abkoppelinrichtung oder ein 2G-Getriebe existiert. Die *Entlastungs-EM* wird zu etwa 18% eingesetzt ($\text{avg}_k = 82\%$). In Verbindung mit dem $\text{BR}_{\text{Typ},VA} = 1$, der den η_{opt} -Bereich bereits bei niedrigeren Drehzahlen hat als der sonst bevorzugte $\text{BR}_{\text{Typ}} = -1$, führt dies zu einer Umverteilung der Lastpunkte, wie bereits in Abbildung 6.14 und 6.15 dargestellt. Für v_{\max} -Anforderungen zwischen $\geq 195 \text{ km/h}$ und $\leq 215 \text{ km/h}$ mit vergleichbaren Beschleunigungszeiten kann der Energieverbrauch so um etwa 0,6% (1 Wh) gesenkt werden. Links von der bereits in Abbildung 6.17 (a) gezeigten Pareto-Front entstehen somit weitere optimale Lösungen mit reduziertem Energieverbrauch. In Abbildung 6.20 sind die Ausgangsfront und eine entsprechend veränderte Pareto-Front gegen-

über gestellt. Zu beachten ist, dass, anders als bei PSM-Topologien, im vorliegenden Fall eine Abkoppereinrichtung nicht die *notwendige* Bedingung darstellt, um die Fahrleistungsziele mit *gleichzeitig* niedrigen Verbräuchen erreichen zu können. Es findet vielmehr eine Detailverbesserung für einen kleinen Bereich der Zielgrößen Höchstgeschwindigkeit und Energieverbrauch statt.

Kernaussagen zu: **Abkoppereinrichtung**

- Im Allgemeinen ist bei ASM-Topologien **kein nennenswerter Einfluss der Abkoppereinrichtung** zu beobachten.
- Lediglich bei AWD-Topologien führt eine **Abkoppereinrichtung oder ein 2G-Getriebe an der VA** zu einer geringen EV-Senkung in einem begrenzten Bereich des Zielraums.



(a) ASM; CL; 1G | ASM; 1G

(b) ASM; 1G | ASM; 1G

Abbildung 6.20: Einfluss einer Abkoppereinrichtung an der VA auf die Pareto-Front; (a) mit zusätzlichen Lösungen durch *Entlastungs-EM* zwischen 175 Wh/km und 176 Wh/km; (b) zum Vergleich ohne Abkoppereinrichtung.

6.1.2.4 Resultierende Betriebsstrategie

Analyse der Achsverteilung: Anders als bei PSM-Topologien kommt es nicht zum gemeinsamen Einsatz beider Elektromotoren, sondern es wird fast ausschließlich der leistungsstarke HA-Elektromotor ($P_{HA} = 185 \text{ kW}$) verwendet ($\text{avg}_k \geq 95 \%$). Die einzige Abweichung von dieser Betriebsstrategie tritt auf, sofern die VA über eine Abkoppereinrichtung oder ein 2G-Getriebe verfügt: Die *Entlastungs-EM* an der VA wird zu etwa 18% eingesetzt ($\text{avg}_k = 82 \%$).

Analyse der Schaltstrategie: In 6.1.2.2 wurde darauf eingegangen, dass bei einer 2G-RWD-Topologie der erste Gang mit $\text{avg}_{\text{g,HA}} = 32\%$ rund ein Drittel des Energieumsatzes übernimmt. Dieses Verhalten gilt ebenfalls für AWD-Topologien mit einem 2G-Getriebe an der HA.

Falls ein 2G-Getriebe ausschließlich an der VA verwendet wird, tritt das beschriebene Phänomen der *Entlastungs-EM* auf. Diese wird fast ausschließlich im ersten Gang betrieben ($\text{avg}_{\text{g,VA}} \geq 95\%$).

Kernaussagen zu: **Betriebsstrategie**

- Es kommt fast **ausschließlich ein leistungsstarker Elektromotor** ($P = 185 \text{ kW}$) **zum Einsatz** ($\text{avg}_{\text{k}} \geq 95\%$).
- Für den Sonderfall einer *Entlastungs-EM* an der VA gilt ($\text{avg}_{\text{k}} = 82\%$).

6.1.2.5 Einfluss der EM-Auslegung

Über alle verglichenen Topologien mit ASM hinweg dominiert der $\text{BR}_{\text{Typ}} = -1$ die Ergebnisse, und zwar mit annähernd maximal zulässiger Leistung (185 kW). Als einzige Ausnahme ist der Sonderfall der *Entlastungs-EM* mit $\text{BR}_{\text{Typ}} = 1$ und minimaler Leistung (65 kW) zu nennen (vgl. 6.1.2.3). Abbildung 6.21 stellt die drei möglichen ASM-Varianten für 185 kW zum Vergleich dar.

Es fällt auf, dass sich die maximalen Drehmoment- und Drehzahlwerte der drei Kennfelder bedeutend weniger unterscheiden, als dies bei den PSM-Varianten der Fall ist. Eine Hochmoment ASM wird nicht abgebildet. Folglich kann die Zielgröße t_{ACC} nicht durch Wechsel zu einem drehmomentstärkeren Elektromotor verbessert werden.

Werden die Kennfelder bezüglich der Zielgröße Energieverbrauch bewertet, ist ersichtlich, dass $\text{BR}_{\text{Typ}} = 1$ für eine primäre Nutzung im Bewertungszyklus ungeeignet ist: Der Mittelpunkt des η_{opt} -Bereichs liegt für die Zykluslastpunkte unerreichbar bei 190 Nm. Weiterhin ungünstig ist die starke Wirkungsgradabnahme mit sinkender Leistung.

Die Kennfelder für $\text{BR}_{\text{Typ}} = -1$ und $\text{BR}_{\text{Typ}} = 0$ haben eine große Ähnlichkeit. Für den favorisierten $\text{BR}_{\text{Typ}} = -1$ spricht ein etwas höheres Maximalmoment. Ausschlaggebend ist jedoch vor allem der sehr frühe Beginn des η_{opt} -Bereichs bei 50 Nm. Bei $\text{BR}_{\text{Typ}} = 0$ müssen mindestens 65 Nm abgerufen werden, um in diesen Bereich zu gelangen.

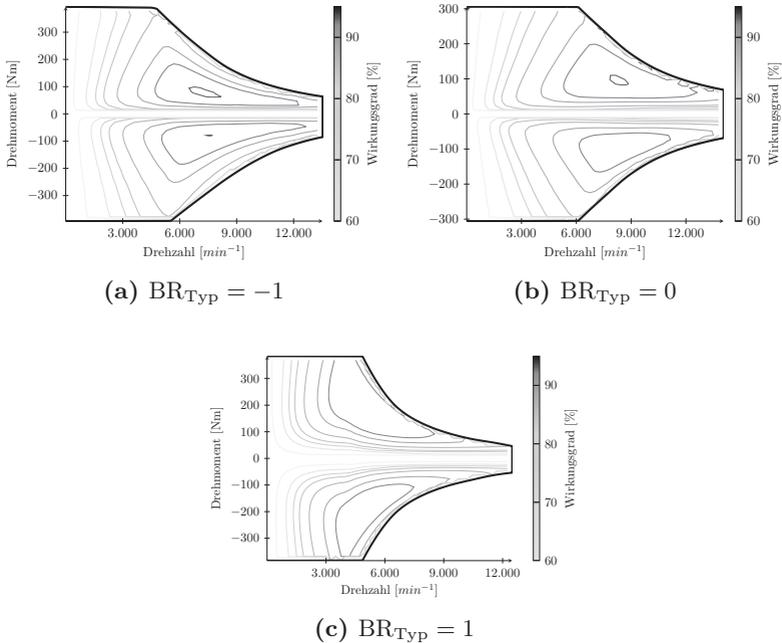


Abbildung 6.21: Vergleich der möglichen ASM Kennfelder bei einer Leistung von $P = 185$ kW.

Darüber hinaus erstreckt sich der η_{opt} -Bereich bei $BR_{\text{Typ}} = -1$ über 50% des Drehzahlpektrums und fällt in Richtung sinkender Momente flacher ab als bei $BR_{\text{Typ}} = 0$.

Für den Einsatz einer ASM mit annähernd maximal zulässiger Leistung sprechen zwei Gründe: Zum einen führen die empirisch ermittelten Wachstumszusammenhänge bei ASM mit steigender Leistung zu einem etwas stärkeren η -Anstieg, als dies bei PSM der Fall ist (vgl. 4.2.1, S. 41). Zum anderen schrumpft der ohnehin schon längliche η_{opt} -Bereich der ASM mit sinkender Leistung zu einem kleinen Areal zusammen, das mit schwankenden Drehmomentanforderungen nur schwer zu treffen ist.

Kernaussagen zu: **EM-Auslegung**

- Eine ASM sollte analog $BR_{\text{Typ}} = -1$ mit **hoher Leistung** ausgelegt sein.
- **Verbrauchsgünstig** wirkt sich eine **Lage des η_{opt} -Bereichs** bei möglichst **niedrigen Drehmomenten** aus.

6.1.3 Analyse der Misch-Topologien

In Abbildung 6.1 am Anfang des Kapitels (S. 88) ist zu erkennen, dass die Misch-Topologien aus ASM und PSM im Beschleunigungsverhalten vergleichbare Werte wie die PSM- bzw. ASM-Topologien erreichen. Bezogen auf den Energieverbrauch befinden sie sich zwischen den beiden anderen Topologie-Clustern. Abbildung 6.22 zeigt die Detailansicht der bewerteten Misch-Topologien.

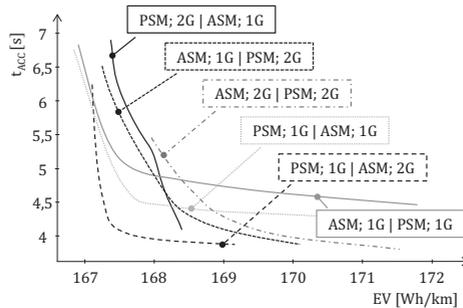


Abbildung 6.22: Übersicht der Pareto-Fronten für Misch-Topologien aus PSM und ASM.

Die Reihenfolge der Fronten lässt sich ausnahmslos mit den in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Wirkzusammenhängen erklären. Grundsätzlich lässt sich feststellen, dass es aufgrund der Wirkungsgradunterschiede zwischen ASM und PSM nur in speziellen Fällen zu einer ausgeprägten Mischnutzung beider Elektromotoren kommt. Üblicherweise wird im Zyklus fast ausschließlich die PSM eingesetzt, weshalb die Wirkzusammenhänge der PSM-Topologien überwiegen. Bezüglich einer Abkoppelinrichtung ist kein nennenswerter Einfluss zu beobachten. Dies kann mit den nicht vorhandenen

Schleppverlusten der ASM im verwendeten Modell (vgl. 4.2.1, S. 41) begründet werden.

Um die Frage zu beantworten, an welcher Achse innerhalb der Misch-Topologie die PSM idealerweise verbaut sein sollte, können die Analysen der PSM-Topologien herangezogen werden: Eine tendenziell leistungsschwache PSM sollte an der VA verbaut sein. Diese Aussage wird auch durch den Vergleich der besten Variante aus Abbildung 6.22, und zwar der Topologie PSM; 1G; | ASM; 2G bestätigt, die mit der Topologie ASM; 1G; | PSM; 2G bis auf die Motorposition identisch ist: Nur für sehr hohe Beschleunigungszeiten können vergleichbare Verbräuche erreicht werden. Mit sinkender Beschleunigungszeit wächst der Abstand beider Fronten. Dies liegt an der Notwendigkeit, die Leistung und damit das Drehmoment des HA-Elektromotors zu erhöhen. Als Folge dieser Erhöhung entfernt sich der η_{opt} -Bereich der PSM von den Zykluslastpunkten (vgl. Abb. 6.6). Wird hingegen die VA als Einbauort der PSM gewählt, ist deren Auslegung weitgehend unberührt von den Beschleunigungszielen. Der Verbrauchsnachteil zu einer vergleichbaren PSM-Topologie resultiert aus dem geringeren η -Niveau der HA, die weiterhin (in geringerem Maße) wirkungsgünstige Bereiche der VA übernimmt ($\text{avg}_k < 5\%$). Werden nun zwei Lösungen mit vergleichbaren Beschleunigungszeiten ($t_{\text{ACC}} = 5\text{ s}$) und v_{max} -Werten ($v_{\text{max}} > 200\text{ km/h}$) gegenübergestellt, ergibt sich bei der Misch-Topologie ein Verbrauchsnachteil von 1% gegenüber reinen PSM-Topologien. Vor dem Hintergrund niedrigerer Beschaffungskosten könnte diese Topologie somit im Sportwagensegment eine interessante Alternative sein.

6.2 Einfluss des Fahrzyklus auf die Analyseergebnisse

Auf die grundsätzlichen Unterschiede zwischen den Bewertungszyklen CADC und NEFZ wurde bereits in Abschnitt 4.3.2 (S. 49) eingegangen. Um die hier relevanten Unterschiede bezüglich der jeweiligen Energieanteile an den Fahrwiderständen zu visualisieren, sind zusätzlich in Anhang A.3 (S. 141) in Abbildung A.6 entsprechende Sankey-Diagramme zu finden.

In Abbildung 6.23 sind die Verbrauchsunterschiede der Topologie-Cluster in NEFZ und CADC gegenübergestellt. Es wird deutlich,

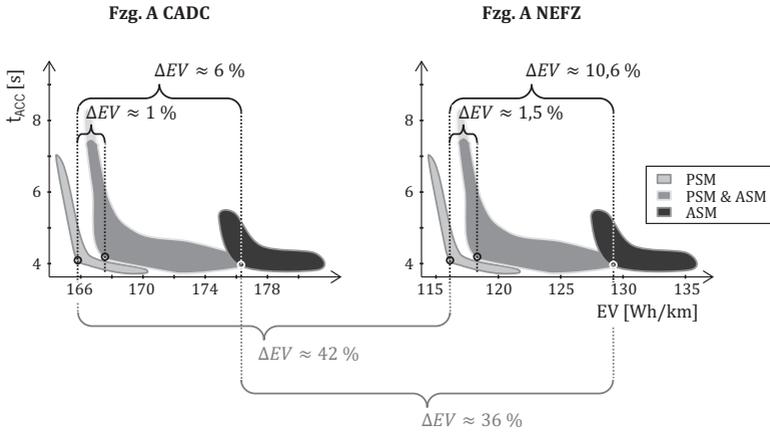


Abbildung 6.23: Exemplarischer Vergleich der Verbrauchsunterschiede zwischen NEFZ und CADC für verschiedene Topologie-Cluster. Dargestellt sind Abweichungen für Fahrzeug A bei $t_{ACC} \leq 4,1$ s und $v_{max} > 200$ km/h.

dass Form und relative Lage der Pareto-Fronten zueinander durch den Zyklus weitgehend unbeeinflusst sind. Die topologieabhängige EV-Spreizung zwischen den dargestellten Topologie-Clustern ist im NEFZ größer als im CADC. Dies trifft vor allem auf den Vergleich der Topologie-Cluster PSM und ASM zu: Der Abstand zwischen den jeweils besten Topologien steigt durch den Zykluseinfluss von 6 % auf 10,6 %. Werden nun die Ergebnisse des bisher untersuchten CADC als Referenz verwendet, lässt sich die These aufstellen, dass das NEFZ-Lastkollektiv für die ASM-typische Kennfeldcharakteristik (vgl. 2.3, S. 12) besonders ungünstig ist. Im anschließenden Vergleich der Verbräuche des selben Topologie-Clusters in beiden Zyklen von links (CADC) nach rechts (NEFZ) ist ebenfalls eine Verschlechterung des ASM-Clusters zu beobachten. Während zyklusbedingt der Energieverbrauch der PSM-Topologien im NEFZ um 42 % sinkt, schrumpft diese Differenz für ASM-Topologien auf 36 %.

Für die Analyse der zugrundeliegenden Ursachen sind in Abbildung 6.24 die Energieflüsse der in Abbildung 6.23 verglichenen Varianten in Form eines Sankey-Diagramms zu sehen. Eingangsseitig ist die gesamte Energiemenge, die für das Bewältigen der Fahraufgabe erforder-

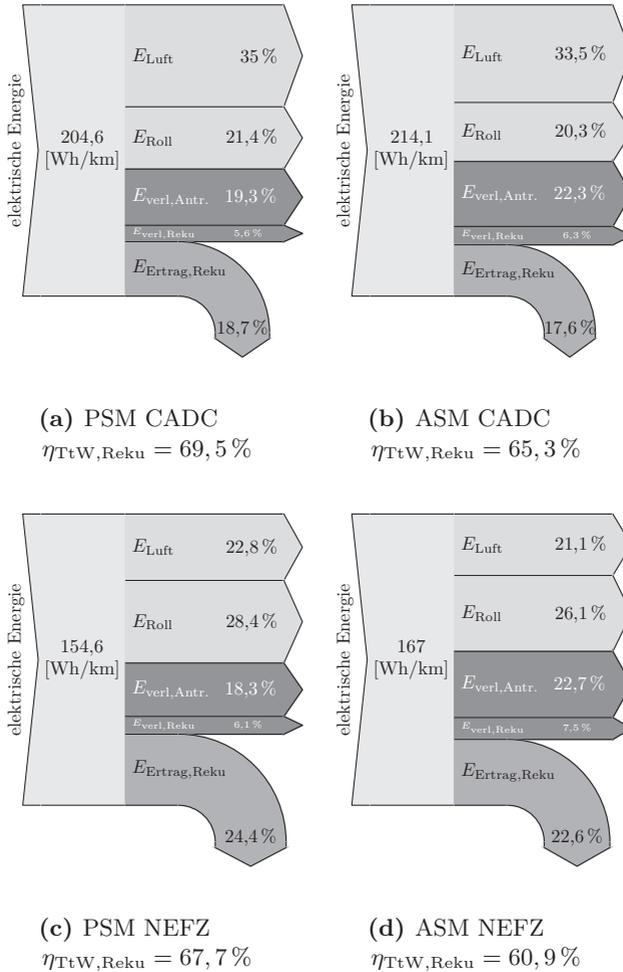


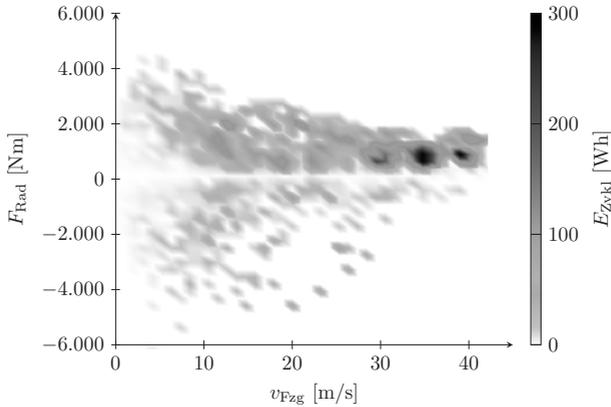
Abbildung 6.24: Vergleich der Energieflüsse von Fahrzeug A für PSM- und ASM-Topologien in NEFZ und CADC. Dargestellt sind jeweils AWD-Topologien mit 1G-Getriebe an der VA und einem 2G-Getriebe an der HA sowie dem in der Bildunterschrift genannten Motortyp. Zur Berechnung von $\eta_{TtW,Reku}$ wird von vollständiger Rückführung des Rekuperationsertrags ausgegangen: $\eta_{TtW,Reku} = \frac{E_{mech,Rad}}{E_{el,Batt} - E_{Ertrag,Reku}}$.

derlich ist, dargestellt. Die Ausgangsseite beinhaltet zum einen den allein vom Zyklus bestimmten Energieanteil, der zur Überwindung der Fahrwiderstände aufgebracht werden muss. Zum anderen werden die anfallenden Verlustenergien für die Situationen Antreiben und Verzögern (Rekuperieren) sowie der tatsächlich zurückgewonnene Rekuperationsertrag ausgewiesen. Die drei letztgenannten Bestandteile der umgesetzten Energie können durch die Gestaltung der Topologie maßgeblich beeinflusst werden. In der Simulation (vgl. 4.3, S. 49) wird von einer vollständigen Rückführung der Rekuperationsenergie ausgegangen, sodass die jeweils zugeführte Energiemenge entsprechend reduziert wird.

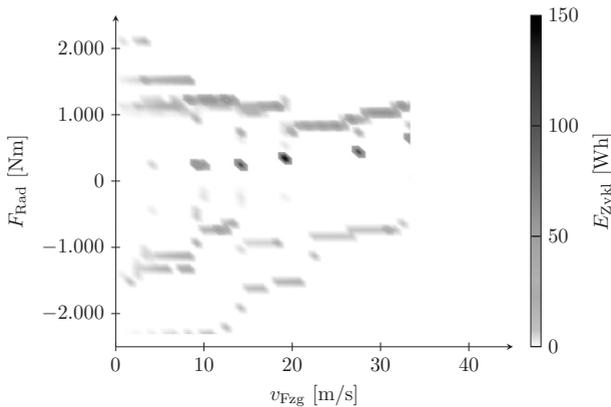
Die oben formulierte These bezüglich der Eignung der ASM wird durch den Vergleich der Verlustenergien, die beim Antreiben des Fahrzeugs im Elektromotor anfallen ($E_{\text{verl,Antr.}}$), gestützt: Während für das CADC-Lastkollektiv dieser Energieanteil bei der ASM-Variante nur drei Prozentpunkte höher ist (vgl. Abb. 6.24 (a), (b)), steigt er im NEFZ um 4,4 Prozentpunkte (vgl. Abb. 6.24 (c), (d)).

Um in einem letzten Schritt den Zusammenhang zwischen Lastkollektiv und Kennfeldcharakteristik des Elektromotors herzustellen, ist in Abbildung 6.25 der kumulierte Energieumsatz der Zyklen dargestellt. Als Berechnungsgrundlage dienen die Energiemengen je Lastpunkt gemäß Abbildung A.7 (S. 141). Es fällt auf, dass im NEFZ hohe Energieumsätze lediglich bei sehr niedriger Zugkraft auftreten. Im CADC ist eine deutlich ausgewogenere Verteilung des Energieumsatzes über ein weites Geschwindigkeits- und Zugkraftband zu beobachten. Durch eine Übertragung von Abbildung 6.25 (b) in ein Drehmoment über Drehzahl Kennfeld einer ASM wird deutlich, dass deren η_{opt} -Bereich und die dunkel gefärbten Bereiche nur durch zwei Maßnahmen in Deckung gebracht werden können: Entweder es kommt eine leistungsschwache ASM zum Einsatz, deren η_{opt} -Bereich bereits bei sehr niedrigen Drehmomenten beginnt, und/oder die Getriebeübersetzung wird entsprechend kurz gewählt. Gemäß den formulierten Kernaussagen ist die Option einer leistungsschwachen ASM nicht sinnvoll (vgl. 6.1.2.5), eine kurze Getriebeübersetzung lässt sich nur mit einem 2G-Getriebe realisieren (vgl. 6.1.2.2). Im CADC hingegen begünstigt das höhere Geschwindigkeitsniveau sowie die breitere Verteilung energieintensiver Bereiche eine bessere Auslastung des η_{opt} -Bereichs einer ASM. Diese Aussage wird durch den Vergleich der Tank-to-Wheel Wirkungsgrade

bestätigt (vgl. Abb. 6.24). Besselink et al. [14] kommen in ihrer Untersuchung zu den Antriebsstrangwirkungsgraden bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten zu demselben Ergebnis.



(a) CADZ



(b) NEFZ

Abbildung 6.25: Vergleich der im Zyklus umgesetzten Energie abhängig von der Zugkraft am Rad je Fahrgeschwindigkeit. In Graustufen dargestellt ist der kumulierte Energieumsatz, sodass sich Schwerpunkte erkennen lassen.

6.2.1 Pareto-Front bei ASM-Topologien

In den Kernaussagen zu den Pareto-Fronten bei ASM-Topologien wurde in Abschnitt 6.1.2.1 festgehalten, dass der Energieverbrauch bei 1G-Topologien durch die Reduzierung der v_{\max} -Anforderung reduziert werden kann. Für den NEFZ kann diese Aussage dahingehend erweitert werden, dass ebenso durch Reduzierung der Beschleunigungsanforderung t_{ACC} hin zu höheren Werten der Energieverbrauch gesenkt werden kann. Die erzielbare Höchstgeschwindigkeit ändert sich dadurch nicht. Begründet werden kann diese Erweiterung durch die Verschiebung des Zyklus-Lastkollektivs hin zu niedrigeren Drehzahlen und Momenten (vgl. Abb. 6.25 bzw. Abb. A.7 (S. 141)) im NEFZ. Dieser Sachverhalt begünstigt ASM $BR_{Typ} = 0$: Für hohe Drehzahlen ist der η_{opt} -Bereich zwar ungünstiger als $BR_{Typ} = -1$, jedoch stellen sich für das NEFZ-Drehzahlniveau geringfügige Verbrauchsverbesserungen ein. Gleichzeitig ist das Maximalmoment von $BR_{Typ} = 0$ bei $P_{EM} = 185$ kW um 90 Nm geringer (vgl. Abb. A.5, S. 136). Dies führt zu schlechteren Beschleunigungszeiten bei geringfügig besserem Verbrauch. In der Folge entsteht eine Parallelverschiebung der Pareto-Front. Analog zu Abbildung 6.18 (b) ist in Abbildung 6.26 (a) die resultierende Kurvenschar dargestellt. In Abbildung 6.26 (b) ist der für die Parallelverschiebung verantwortliche Wechsel von $BR_{Typ} = 0$ zu $BR_{Typ} = -1$ zu sehen.

6.2.2 EM-Auslegung im NEFZ

PSM: Für den CADC wurde $BR_{Typ} = [0, 5 \dots 0, 6]$ als verbrauchsmindernde Auslegung identifiziert (vgl. 6.1.1.5). Durch die vergleichsweise hohe Leistungsanforderung im CADC wird der Elektromotor an der VA bei AWD-Topologien mit einer Leistung von $P_{VA} \approx 85$ kW ausgelegt. Dies ist im NEFZ nicht erforderlich, sodass der Kernaussage aus Abschnitt 6.1.1.5 folgend die Leistung minimiert wird. Ein minimaler Energieverbrauch wird hier mit $BR_{Typ} = 0,8$ erreicht. Die Analyse beider Wirkungsgradkennfelder zeigt, dass die Lage der η_{opt} -Bereiche trotz unterschiedlicher Motorleistung annähernd identisch ist. Mithilfe der Designvariablen BR_{Typ} und P_{VA} wird die Auslegung des Elektromotors somit an die Anforderungen des NEFZ angepasst.

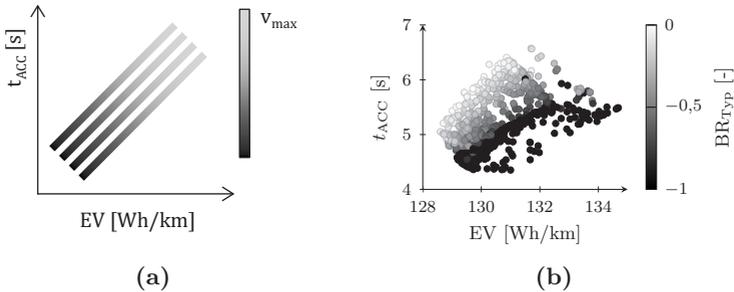


Abbildung 6.26: (a) Charakteristische Kurvenschar der Pareto-Fronten im NEFZ bei ASM 1G-Getriebe Topologien. (b) Parallelverschiebung der Fronten bei ASM; 1G | ASM; 1G durch Variation von $BR_{Typ} = 0$ nach $BR_{Typ} = -1$.

ASM: Es sind keine nennenswerten Abweichungen von den in Abschnitt 6.1.2.5 getätigten Aussagen festzustellen. Jedoch kann insbesondere bei Topologien mit vielen Freiheitsgraden (beispielsweise ASM; 1G | ASM; 2G) für die Betriebsstrategie ein vermehrt kooperativer Einsatz beider Elektromotoren beobachtet werden. Es wird nicht überwiegend die HA verwendet ($avg_k \geq 95\%$), sondern beide Maschinen eingesetzt. In diesen Fällen findet zu $BR_{Typ} = -1$ zusätzlich $BR_{Typ} = 0$ Verwendung.

Kernaussagen zu: Einfluss des Fahrzyklus

- Die untersuchte Änderung des **Fahrzyklus** hat **keinen Einfluss auf die grundsätzliche Gültigkeit der getroffenen Aussagen** (vgl. auch Abb. 6.23). Lediglich im Detail ergeben sich geänderte Auslegungsempfehlungen.
- Bei Fahrzeugen des Sportwagensegments **vergrößert sich der Verbrauchsnachteil der ASM im NEFZ**. Aufgrund der Kennfeldcharakteristik liegt das Lastkollektiv in Bereichen mit geringem Wirkungsgrad.
- Die höhere Durchschnittsgeschwindigkeit des CADC sowie dessen Verteilung energieintensiver Lastpunkte über einen weiten Geschwindigkeitsbereich (vgl. Abb. 6.25) ermöglichen bei Sportwagenantriebssträngen bessere **Tank-to-Wheel Wirkungsgrade** ($\eta_{TtW,Reku}$ -Werte). **Im NEFZ** ist der $\eta_{TtW,Reku}$ -Wert folglich **niedriger** (vgl. Abb. 6.24).

6.3 Einfluss des Fahrzeugtyps auf die Analyseergebnisse

Um die Übertragbarkeit der Aussagen aus dem Abschnitt 6.1 auf andere Fahrzeugsegmente zu prüfen, werden diese exemplarisch für das Fahrzeug B (vgl. Tab. 6.2), einer Oberklasse-Sportlimousine, überprüft. Das Fahrzeug ist etwa ein Drittel schwerer als Fahrzeug A und hat eine größere Stirnfläche. Andererseits verfügt es über rollwiderstandsoptimierte Reifen. Fahrzeugabmessungen und die in Tabelle 6.2 angegebenen rotatorischen Massen sind segmenttypisch gewählt. Alle übrigen Suchraumgrenzen (vgl. Tab. 6.1) und Komponenteneigenschaften (vgl. 4.2, S. 41) sind unverändert.

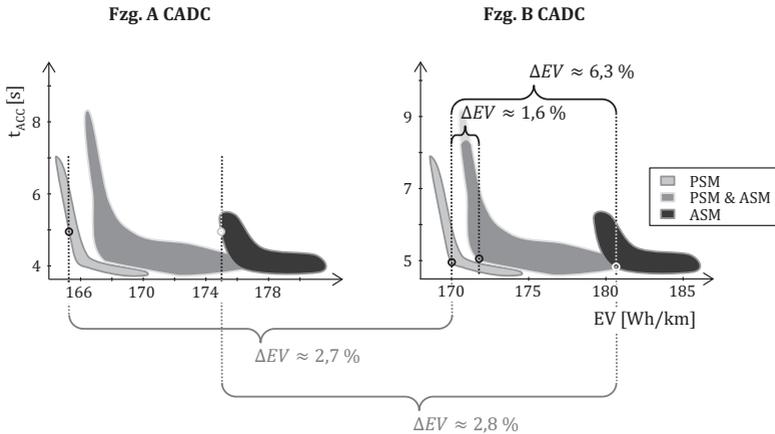


Abbildung 6.27: Exemplarischer Vergleich der Verbrauchsunterschiede zwischen Fahrzeug A und B im CADC für verschiedene Topologie-Cluster. Dargestellt sind Abweichungen bei $t_{ACC} \leq 5,2$ s und $v_{max} > 200$ km/h.

Abbildung 6.27 stellt topologiebedingte Verbrauchsunterschiede zwischen beiden Fahrzeugen für den CADC gegenüber. Es wird ersichtlich, dass Form und relative Lage der Fronten zueinander nahezu identisch sind. Der Vergleich von Topologien mit identischen Beschleunigungszeiten ($t_{ACC} \approx 5$ [s]) zeigt ein um etwa 2,7% höheres Verbrauchs-

niveau. Werden die Zielgrößen Beschleunigungszeit und Energieverbrauch gleichzeitig bewertet, lässt sich eine Parallelverschiebung der Fronten feststellen: Im Verbrauch findet eine Verschiebung um etwa¹ 2,1 % statt, die Beschleunigungszeit steigt um etwa eine Sekunde. Die erzielbare Höchstgeschwindigkeit bleibt nahezu unverändert. Diese Verschiebung ist bei allen Fronten qualitativ vergleichbar zu beobachten und in Abbildung 6.28 schematisch dargestellt.

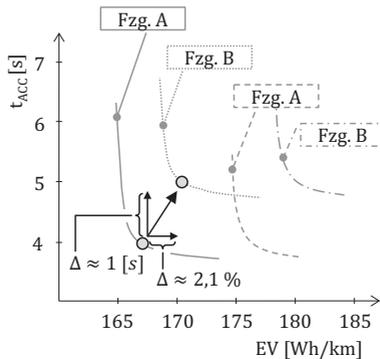


Abbildung 6.28: Schematische Darstellung der Verschiebung der Pareto-Fronten im CAD/C durch den Wechsel von Fahrzeug A nach Fahrzeug B. Abgebildet sind PSM- bzw. ASM-Topologien jeweils mit 1G-Getriebe an der VA und einem 2G-Getriebe an der HA.

Um die Ursachen für die beschriebene Veränderung zu finden, werden in Tabelle 6.3 die zur Überwindung der Fahrwiderstände nötigen Energieanteile für beide Fahrzeuge verglichen. Die Änderungen in Luft- und Rollwiderstand heben sich fast vollständig auf. Nach Gleichung 2.4 (10) zur Bestimmung des Beschleunigungs- bzw. Verzögerungswiderstands geht die geänderte Fahrzeugmasse linear ein. Entsprechend steigen E_{Beschl} beziehungsweise E_{Verz} für Fahrzeug B, sodass sich der gesamte verlustbehaftete Energieumsatz im Antriebsstrang um diesen Betrag erhöht. Bemerkenswert ist die im Vergleich geringe Steigerung des Zyklusverbrauchs von etwa 2,1 % (vgl. Abb. 6.28). Die separate Analyse

¹ Je nach Topologie und Elektromotor liegen die Abweichungen zwischen 2 % und 2,4 %.

der Tank-to-Wheel Wirkungsgrade für die Fahrsituationen *Antreiben* und *Verzögern* zeigt, dass Fahrzeug B für beide Lastfälle höhere Werte erzielt. Wie unter anderem in den Kernaussagen zur PSM-Auslegung geschlossen, lässt sich die Ursache verallgemeinernd in einer höheren Auslastung des jeweiligen Elektromotors finden. Pesce [80] kommt bei seinen Untersuchungen zur Topologiedefinition bei Stadtfahrzeugen zum gleichen Ergebnis bezüglich der Auslastung. Der insgesamt höhere Energieumsatz (vgl. Tab. 6.3) führt jedoch zu einer Absenkung des Tank-to-Wheel Wirkungsgrads beziehungsweise der Verbrauchssteigerung um 2,1 %. Für die in Abbildung 6.28 dargestellte PSM-Topologie sinkt $\eta_{\text{TtW,Reku}}$ von 69,5 % bei Fahrzeug A auf 67,9 % bei Fahrzeug B (vgl. Abb. 6.24).

Tabelle 6.3: Gegenüberstellung der Energiemengen die zur Überwindung der Fahrwiderstände im CADC bei Fahrzeug A und B nötig sind.

Energie	Einheit	Fahrzeug A	Fahrzeug B	Delta
E_{Luft}	Wh/km	71,7	75,4	5,1 %
E_{Roll}	Wh/km	43,7	40,1	-8,2 %
Σ		115,4	115,5	< 0,1 %
E_{Beschl}	Wh/km	81,6	104,8	28,4 %
E_{Verz}	Wh/km	81,6	104,8	28,4 %
Σ		163,2	209,6	28,4 %
$E_{\text{Umgesetzt}}$	Wh/km	278,6	325,1	16,7 %

Das höhere Gewicht von Fahrzeug B im Vergleich zu Fahrzeug A ist für die zu beobachtende Anhebung des Beschleunigungsniveaus verantwortlich.

Kernaussagen zu: **Einfluss des Fahrzeugtyps**

- Die untersuchte Änderung des **Fahrzeugtyps** hat **keinen Einfluss auf die Gültigkeit der getroffenen Aussagen**.

- Zwar führt eine **Erhöhung der Fahrzeugmasse** im CADC zu einer **höheren Auslastung** der Elektromotoren und damit zu **höheren durchschnittlichen Wirkungsgraden**ⁱ, der insgesamt gestiegene Energieumsatz verursacht jedoch höhere Verluste. Ein gesteigerter Zyklusverbrauch ist die Folge.

ⁱ Dieser Zusammenhang gilt für leistungsstark ausgelegte Elektromotoren des Sportwagensegments.

6.4 Aggregierte Ergebnisaussagen

Im vorangegangenen Abschnitt wurde gezeigt, dass bei einer stichprobenartigen Untersuchung zum Einfluss von Zyklus beziehungsweise Fahrzeug auf die Ergebnisaussagen keine systematischen Unterschiede festgestellt wurden. Es ist jedoch davon auszugehen, dass insbesondere der Fahrzeugeinfluss bei einer stärkeren Variation¹ an Einfluss gewinnt. Außerdem haben die segmenttypischen Fahrleistungsanforderungen (v_{\max} und t_{ACC}) direkten Einfluss auf die zulässige Menge im Designraum und damit die analysierbaren Systemzusammenhänge im Bildraum (vgl. 5.3, S. 65). Es ist zu erwarten, dass die Untersuchung weiterer Fahrzeugsegmente zusätzliche Erkenntnisse liefern wird. Bei Eghtessad [29], Moses [70] und Pesce [80] sind Untersuchungen für das Kleinwagensegment zu finden.

Nachfolgend werden die getroffenen Kernaussagen (vgl. A.2, S. 137) weiter aggregiert, um für das untersuchte Sportwagensegment allgemeingültige Aussagen zu treffen.

Auslegungsregeln für elektrische Sportfahrzeuge

Elektromotor : Prinzipbedingt erzielt eine PSM höhere Wirkungsgrade als eine ASM (vgl. 2.3, S. 12) und führt somit zu niedrigeren Verbräuchen. Zur Verbrauchsminimierung sollte eine PSM leistungsschwach und eine ASM leistungsstark ausgelegt werden. Eine Zuordnung der Ziele *Beschleunigungszeit* und *Energieverbrauch* zu separaten Elektromotoren ist insbesondere bei PSM-Topologien sinnvoll. Aus fahrdynamischer Sicht ist ein Elektromotor zur Verbesserung

¹ Beispielsweise die Untersuchung eines leichten Stadtfahrzeugs.

des Beschleunigungsvermögens an der HA zu platzieren. Handelt es sich hierbei um eine PSM, ist eine Abkoppereinrichtung unverzichtbar.

Zur Senkung des Energieverbrauchs ist es zielführend, die jeweilige Kennfeldcharakteristik des Elektromotors an das Lastkollektiv anzupassen. Mithilfe der vorgestellten Methodik lässt sich die jeweils verbrauchsmindernde Charakteristik eindeutig identifizieren. Vor dem Hintergrund der angesprochenen Zuordnung der Elektromotoren zu unterschiedlichen Zielen erscheinen PSM | ASM Misch-Topologien als denkbare Alternative zu kostenintensiven PSM-Topologien.

Mehrmotor-Konzepte: In Verbindung mit einer geeigneten Betriebsstrategie führen Mehrmotor-Konzepte bei PSM-Topologien zu einer weiteren Verbrauchsreduzierung. Bei ASM-Topologien entstehen Verbrauchs Nachteile durch Zusatzgewicht und -verluste.

Getriebe: Im Sportwagensegment ist ein 2G-Getriebe entscheidend, um die Fahrleistungsziele (t_{ACC} , v_{max}) erfüllen zu können und *gleichzeitig* den Energieverbrauch zu reduzieren. In Verbindung mit einer geeigneten Schaltstrategie werden die Zusatzverluste eines 2G-Getriebes durch die günstigere Lastpunktverteilung überkompensiert. Zur Verbrauchssenkung sollte eine PSM möglichst lang und eine ASM möglichst kurz übersetzt werden.

Betriebsstrategie: Zur Verbrauchssenkung durch den Einsatz eines 2G-Getriebes ist eine energieminimale Schaltstrategie notwendig. Die Aufgabe der Betriebsstrategie ist die verbrauchsm minimale Verteilung des Lastkollektivs zwischen den Elektromotoren. Nur bei mehrmotorigen PSM-Topologien führt eine verbrauchsm minimale Betriebsstrategie zu einer signifikanten Verbrauchsreduktion. Bei mehrmotorigen ASM-Topologien stellt sich dieser Effekt nicht ein.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel wird abschließend ein Resümee der bisherigen Ausführungen gezogen. In Abschnitt 7.1 werden die wichtigsten Arbeitsschritte der vorliegenden Arbeit zusammengefasst. Es folgt die Herleitung des wissenschaftlichen Mehrwerts und Neuheitsgrads der durchgeführten Analysen in Abschnitt 7.2. Zuletzt werden in Abschnitt 7.3 offene Fragestellungen diskutiert und Anregungen für weitere Forschungsfelder gegeben.

7.1 Zusammenfassung der Arbeitsschwerpunkte

In der vorliegenden Arbeit wurde der Einfluss der Antriebsstrangtopologie auf den Energieverbrauch eines elektrischen Sportwagens untersucht. Ziel war es, die zusätzlichen Freiheitsgrade bei der Auslegung von elektrischen Antriebssträngen zu nutzen, um Verbrauchssenkungspotenziale zu identifizieren. Hierbei wurde nicht nur der Einfluss der Topologie selbst, also der *Anordnung* der Komponenten untersucht. Darüber hinaus wurden simultan die *Eigenschaften* dieser Komponenten verändert, um so vorhandene Wechselwirkungen offenzulegen und ein *Systemoptimum* anstelle eines *Komponentenoptimums* zu finden.

Zuerst wurde dazu ein methodisches Vorgehen definiert, das eine automatisierte Suche nach pareto-optimalen Lösungen in einem mehrdimensionalen Designraum ermöglicht. Der erforderliche Such- bzw. Optimierungsalgorithmus wurde mit einer Kombination aus naturanalogem Verfahren, DoE-Methoden und Approximationsmodellen realisiert. Das vorgestellte DSE¹-Framework versetzt den Entwickler eines komplexen Systems in die Lage, in kurzer Zeit aus unzähligen Designalternativen jene herauszufiltern, die vorher definierte Entwicklungsziele bestmöglich erfüllen. Insbesondere bei Systemen, die wiederum aus einer Vielzahl von (Sub-)Systemen bestehen, bietet das gezeigte Vorgehen entscheidende Vorteile bezüglich Zielerfüllung und Entwicklungszeit gegenüber einer klassischen Variantenkonstruktion.

¹ Design Space Exploration.

In einem zweiten Schritt wurde das DSE-Framework zur Optimierung eines elektrischen Sportwagens eingesetzt. Dazu wurde zunächst ein Verfahren zur topologieunabhängigen Betriebsstrategiedefinition festgelegt, das mithilfe dynamischer Programmierung eine stets verbrauchsminimale Komponentensteuerung ermöglicht. Anschließend wurden die erforderlichen Komponentenmodelle erstellt, die im Falle des Elektromotors sowohl eine Leistungsskalierung als auch eine Variation der Wirkungsgradcharakteristik zulassen. Der für das Sportwagen-segment relevante Designraum wurde nachfolgend für unterschiedliche Fahrzeuge und Bewertungszyklen untersucht. Die dabei bestehenden Wechselwirkungen zwischen Topologie und Komponenteneigenschaften wurden analysiert. Abschließend wurden Auslegungsregeln für effiziente und performante Antriebsstrangtopologien formuliert.

Es konnte gezeigt werden, dass durch eine geeignete Topologiedefinition zusammen mit einer entsprechenden Komponentenauslegung der Energiebedarf von Elektrofahrzeugen deutlich reduziert werden kann.

7.2 Wissenschaftlicher Beitrag

Aufbauend auf den Ansätzen und Ideen des Systems Engineering wurde in der vorliegenden Arbeit ein Verfahren zur Optimierung komplexer Systeme erarbeitet [43], [10]. Dieses Verfahren wurde speziell auf die Anforderungen der Fahrzeugentwicklung abgestimmt, um das Systemverständnis im Bereich elektrischer Sportfahrzeuge zu vertiefen. Besonders für die frühe Phase der Produktentwicklung steht nun ein Werkzeug zur Verfügung, mit dessen Hilfe sich das mögliche Spektrum (pareto-)optimaler Systemausprägungen effizient identifiziert lässt.

Neben dem untersuchten Fahrzeugsegment selbst stellt insbesondere die Art der realisierten Systemmodellierung und -optimierung eine Neuerung dar: In keiner der bisherigen Arbeiten im Bereich der Antriebsstrangoptimierung wird der Einfluss des Elektromotors *simultan* bei Variation verschiedener Komponenteneigenschaften untersucht. Die Variation der Eigenschaften *Maschinentyp*, *-leistung* und *Wirkungsgradcharakteristik* im Rahmen einer multikriteriellen, nicht skalarisierten Optimierung stellt ein Novum dar. Ebenfalls neu ist die *gleichzeitige* Nutzung der dynamischen Programmierung zur

Definition einer global optimalen Betriebsstrategie als Basis der Energieverbrauchsermittlung.

Die konkreten Auslegungsempfehlungen für performante und gleichzeitig effiziente Antriebsstränge, die basierend auf den Analyseergebnissen in Kapitel 6 hergeleitet wurden, stellen wichtige Erkenntnisse auf dem Weg zur flächendeckenden Elektrifizierung des Mobilitätssektors dar. Sie können den an der Fahrzeugherstellung beteiligten Akteuren Hinweise geben, in welche Richtung ein Komponentenportfolio aus Sicht von Fahrleistung und Verbrauch entwickelt werden sollte.

7.3 Ausblick

Zur Fortführung der in dieser Arbeit behandelten Themen lassen sich die folgenden Handlungsfelder erkennen:

Ergänzung der Komponentenmodelle: Die Ergänzung zusätzlicher Maschinentypen wie beispielsweise einer fremderregten Synchronmaschine (FESM) erscheint sinnvoll, um das Systemverständnis weiter zu vertiefen. Eine Erweiterung der Komponentenmodelle um zusätzliche Varianten führt gleichzeitig zu einer Erweiterung des Designraums. Folglich besteht die Möglichkeit abweichender pareto-optimaler Lösungen im Bildraum.

Zusätzlich kann das in Abschnitt 4.2.1.2 (S. 43) vorgestellte Verfahren zur Erzeugung neuer Wirkungsgradkennfelder um weitere Ausgangskennfelder realer Elektromotoren ergänzt werden. Modellgüte und abgebildetes Maschinenspektrum können so erweitert werden.

Aus Gesamtfahrzeugsicht erscheint auch eine Erweiterung um ein Batteriemodell sinnvoll. Zur Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen Batteriegewicht und der Leistungsanforderung des Antriebsstrangs wäre ein parametrierbares Batteriemodell nötig. Beispielsweise sollten der Zelltyp (z. B. Hochleistungs- versus Hochenergiezelle), die Speicherkapazität je Zelle und die Batteriekonfiguration (Verschaltung der Zellen) variabel sein.

Methoden zur Maschinenauslegung: Aus elektrotechnischer Perspektive erscheinen zwei Handlungsfelder besonders relevant: Zum einen wäre eine invertierte Auslegungsmethode für Elektromotoren

zu definieren, die als Ausgangspunkt die in Kapitel 6 identifizierten optimalen Kennfeldformen zur Maschinenauslegung verwendet. Zum anderen könnte eine Substitution der eingesetzten kennfeldbasierten EM-Skalierung durch analytische Maschinenmodelle die Aussagekraft der Analysen weiter steigern. Voraussetzung hierbei muss jedoch immer eine rechenzeitminimale Erstellung der Wirkungsgradkennfelder sein.

Ausweitung des Leistungsspektrums: Basierend auf den Schlussfolgerungen aus Kapitel 6 erscheint es sinnvoll, die Möglichkeiten einer weiteren Reduzierung des Energieverbrauchs durch eine Reduzierung der Maschinenleistung zu untersuchen. Dazu ist eine Erweiterung des skalierbaren EM-Modells nötig. Außerdem muss das DSE-Framework derart verändert werden, dass auch drei- oder viermotorige Topologien untersucht werden können, um der Spezialisierung der Elektromotoren auf unterschiedliche Lastkollektive Rechnung zu tragen.

Zu beachten ist jedoch, dass der Aufteilung der Systemleistung auf mehrere Elektromotoren in der Praxis Aspekte der Fahrbarkeit entgegenstehen: Die Vorteile einer verbrauchsminimalen Betriebsstrategie können nur für den Fall gehoben werden, dass die beteiligten Maschinen im Bedarfsfall schnell und ruckfrei angebunden werden können. Dies führt besonders in Kombination mit Abkoppeleinrichtungen zu hohen regelungstechnischen Anforderungen.

Erweiterung der Optimierungsziele: Speziell für das Sportwagensegment erscheinen zusätzliche Optimierungsziele wie etwa Elastizitäts- und Querdynamikwerte sinnvoll. Insbesondere in Verbindung mit detaillierteren Elektromotormodellen, die ebenfalls das thermische Verhalten abbilden, könnten zusätzlich Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit der ermittelten Fahrleistungen durchgeführt werden.

Topologieoptimierung versus Gleichteileansatz: Unter anderem zur Reduzierung von Entwicklungs- und Produktionskosten ist es ein Ziel der Fahrzeughersteller, den Anteil an Gleichteilen der angebotenen Fahrzeuge zu erhöhen. Würden alle Modelle des Produktportfolios denselben Elektromotor verwenden, wäre dieses Ziel ideal erreicht [50]. Fraglich ist, ob eine Standardisierung der Komponente Elektromotor

mit dem Ziel eines maximalen Antriebsstrangwirkungsgrads vereinbar ist. Wäre es möglich einen ‚kleinsten gemeinsamen Nenner‘ zu identifizieren, der bei allen angebotenen Fahrzeugmodellen hinreichend gute Antriebsstrangwirkungsgrade erzielt, wären Topologieoptimierung und Gleichteileansatz vereinbar.

Die durchgeführten Untersuchungen können den Startpunkt bilden, um die aufgeworfene Frage zu beantworten. Aus Sicht des Sportwagen-segments erscheint eine leistungsschwache PSM wie in Abschnitt 6.1.1.5 (S. 104) beschrieben vielseitig einsetzbar. Denkbar wäre deren Verwendung sowohl als VA-Elektromotor eines Sportwagens als auch als Traktionsantrieb eines Kleinwagens. Zusätzlich könnte für andere Fahrzeugsegmente eine Leistungsskalierung durch Mehrmotor-Konzepte erreicht werden. Der Einsatz von 2G-Getrieben kann überdies nicht nur den Energieverbrauch senken, sondern zusätzlich das mögliche Einsatzspektrum eines standardisierten Elektromotors vergrößern. Weitere Fahrzeug- und Fahrzykluskombinationen müssen untersucht werden, um die Existenz eines ‚Standard-Elektromotors‘ zu prüfen.

A Anhang

A.1 Verwendete Kennfelder

In Abschnitt A.1.1 sind die eingesetzten Getriebekennfelder zu sehen. In Abschnitt A.1.2 werden nachfolgend die verwendeten Ausgangskennfelder dargestellt, die als Grundlage der EM-Skalierung dienen (vgl. 4.2.1, S. 41).

A.1.1 Getriebekennfelder

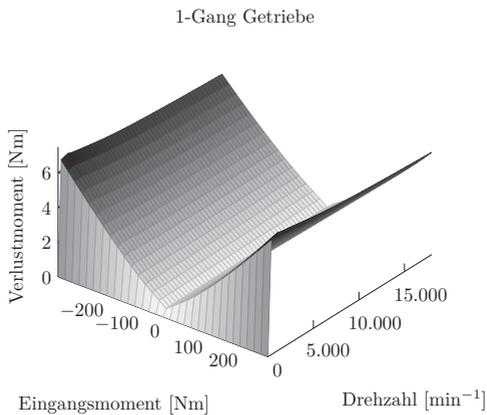


Abbildung A.1: Verlustkennfeld des verwendeten 1G-Getriebes

2-Gang Getriebe
1. Gang

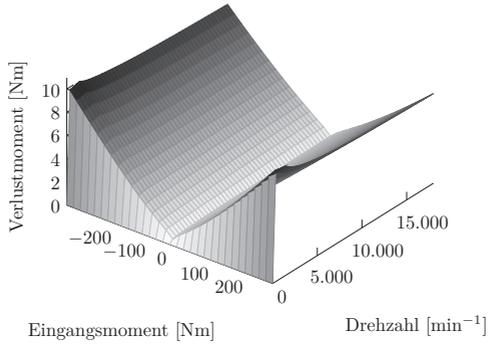


Abbildung A.2: Verlustkennfeld des 1. Gangs des 2G-Getriebes

2-Gang Getriebe
2. Gang

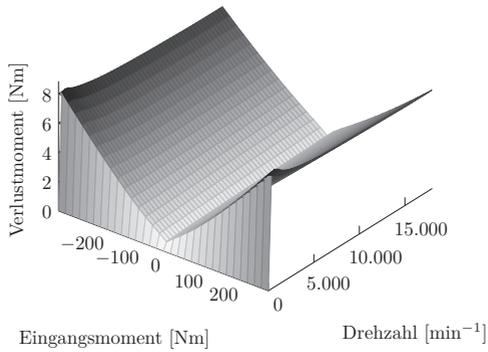


Abbildung A.3: Verlustkennfeld des 2. Gangs des 2G-Getriebes

A.1.2 Kennfelder Elektromotoren

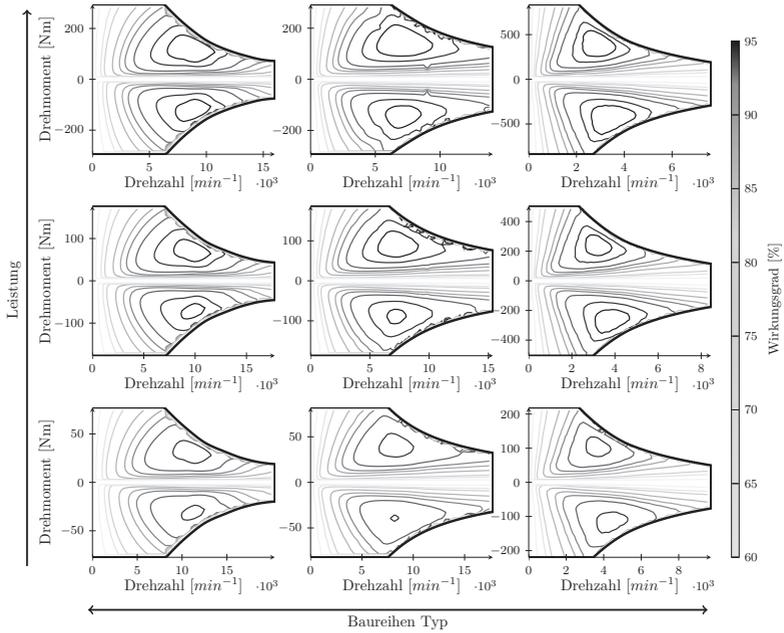


Abbildung A.4: PSM Ausgangskennfelder für $BR_{\text{Typ}} = -1$ (links) bis $BR_{\text{Typ}} = 1$ (rechts) zur Kennfeldskalierung zwischen 65 kW und 195 kW

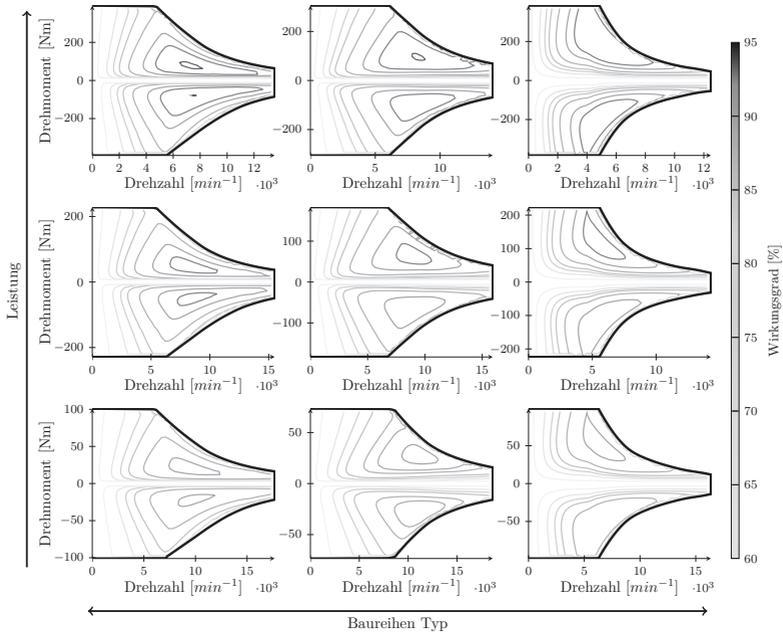


Abbildung A.5: ASM Ausgangskennfelder für $BR_{\text{Typ}} = -1$ (links) bis $BR_{\text{Typ}} = 1$ (rechts) zur Kennfeldskalierung zwischen 65 kW und 195 kW

A.2 Kernaussagen

Zur besseren Übersicht sind nachfolgend alle Kernaussagen aus Kapitel 6 erneut dargestellt.

A.2.1 Kernaussagen PSM-Topologien

Kernaussagen zu: **Form der Pareto-Front**

Die **Pareto-Front** für die Zielgrößen Beschleunigungszeit und Energieverbrauch lässt sich näherungsweise durch **zwei Geraden mit negativer Steigung** beschreiben.

- Für die untersuchte EM-Leistungsklasse gilt: **Der Energieverbrauch steigt mit der EM-Leistung.**
- Das **absolute EV-Minimum** lässt sich **nur mit einer mehrmotorigen Topologie** erreichen.

Kernaussagen zu: **Getriebe**

- Im Bereich der Zielerfüllung des Sportwagensegments (t_{ACC} , v_{max}) werden die **zusätzlichen Verluste** eines 2G-Getriebes **überkompensiert**. Bei Erfüllung der segmenttypischen Fahrleistungsanforderungen führt ein 2G-Getriebe immer zu niedrigerem Energieverbrauch.
- Ein **globales Optimum**, das alle drei Zielgrößen maximiert bzw. minimiert, kann **nur mit einem 2G-Getriebe** erreicht werden (vgl. Abb. 6.10 (b)).
- Zur EV-Reduktion sollte ein **zweiter Gang** in Kombination mit einer PSM **möglichst lang übersetzt** sein, um deren Auslastung zu verbessern.
- Für **AWD-Topologien** gilt: Eine **Parallelverschiebung** der Front in Abhängigkeit von v_{max} entsteht **nur bei 1G-Getriebe-Topologien**.

Kernaussagen zu: **Abkoppeleinrichtung**

- Zur Vermeidung von Schleppverlusten im Elektromotor ist eine **Abkoppeleinrichtung unverzichtbar**.
- Bei **beschleunigungsorientierten Fahrzeugauslegungen** wird das größte EV-Senkungspotenzial durch Einsatz der **Abkoppeleinrichtung an der HA** gehoben.

Kernaussagen zu: **Betriebsstrategie**

- Bei AWD-Topologien mit Abkoppelinrichtung an der HA wird **im Zyklus überwiegend** ($\text{avg}_k \leq 15\%$) der **VA-Elektromotor eingesetzt**.
- Mithilfe eines zweiten Elektromotors kann die Betriebsstrategie das **Lastkollektiv** derart **aufteilen**, dass sich **eine geeignete EM-Auslegung ergibt** (vgl. 6.1.1.5).
- Die Betriebsstrategie sollte die **Lastpunkte immer möglichst eng am Pfad optimaler Wirkungsgrade** platzieren.

Kernaussagen zu: **EM-Auslegung**

- Durch Analyse der Pareto-Menge lässt sich eine **eindeutig vorteilhafte** (verbrauchsminimierende) **Lage des η_{opt} -Bereichs** identifizieren.
- Für Fzg. A im CAD/C ist $\text{BR}_{\text{Typ}} = [0,5 \dots 0,6]$ verbrauchsminimierend.
- Zur **besseren Auslastung** im Zyklus sollte eine **PSM mit möglichst wenig Leistung** ausgelegt werden.

A.2.2 Kernaussagen ASM-Topologien

Kernaussagen zu: **Form der Pareto-Front**

- Bei 1G-Topologien kann durch **Reduzierung der v_{\max} -Anforderung** der **EV reduziert** werden.
- Die **Form der Pareto-Front** kann mithilfe der Topologiegestaltung **stark beeinflusst** werden.
- Im Gegensatz zu PSM-Antriebssträngen bieten **mehrmotorige Topologien mit ASM keine energetischen Vorteile** im Vergleich zu einmotorigen.

Kernaussagen zu: **Getriebe**

- Bei Verwendung eines **2G-Getriebes** ändert sich die **Form der Pareto-Front** vollständig (vgl. Abb. 6.17).
- **RWD**: Für hohe v_{\max} -Anforderungen führt ein **2G-Getriebe** zu deutlich **besseren Beschleunigungszeiten und Verbrauchswerten**.
- **AWD**: Für hohe v_{\max} -Anforderungen führt ein **2G-Getriebe** an der HA zu deutlich **besseren Beschleunigungszeiten** bei nahezu identischem Energieverbrauch.
- Zur EV-Reduktion sollte der **erste Gang** eines 2G-Getriebes in Kombination mit einer ASM **möglichst kurz übersetzt** sein, um deren Auslastung zu verbessern.

Kernaussagen zu: **Abkoppelinrichtung**

- Im Allgemeinen ist bei ASM-Topologien **kein nennenswerter Einfluss der Abkoppelinrichtung** zu beobachten.
- Lediglich bei AWD-Topologien führt eine **Abkoppelinrichtung oder ein 2G-Getriebe an der VA** zu einer geringen EV-Senkung in einem begrenzten Bereich des Zielraums.

Kernaussagen zu: **Betriebsstrategie**

- Es kommt fast **ausschließlich ein leistungsstarker Elektromotor** ($P = 185 \text{ kW}$) **zum Einsatz** ($\text{avg}_k \geq 95 \%$).
- Für den Sonderfall einer *Entlastungs-EM* an der VA gilt ($\text{avg}_k = 82 \%$).

Kernaussagen zu: **EM-Auslegung**

- Eine ASM sollte analog $BR_{\text{Typ}} = -1$ mit **hoher Leistung** ausgelegt sein.
- **Verbrauchsgünstig** wirkt sich eine **Lage des η_{opt} -Bereichs** bei möglichst **niedrigen Drehmomenten** aus.

A.2.3 Kernaussagen zum Einfluss des Fahrzyklus auf die Analyseergebnisse

Kernaussagen zu: **Einfluss des Fahrzyklus**

- Die untersuchte Änderung des **Fahrzyklus** hat **keinen Einfluss auf die grundsätzliche Gültigkeit der getroffenen Aussagen** (vgl. auch Abb. 6.23). Lediglich im Detail ergeben sich geänderte Auslegungsempfehlungen.
- Bei Fahrzeugen des Sportwagensegments **vergrößert sich der Verbrauchsnachteil der ASM im NEFZ**. Aufgrund der Kennfeldcharakteristik liegt das Lastkollektiv in Bereichen mit geringem Wirkungsgrad.
- Die höhere Durchschnittsgeschwindigkeit des CADC sowie dessen Verteilung energieintensiver Lastpunkte über einen weiten Geschwindigkeitsbereich (vgl. Abb. 6.25) ermöglichen bei Sportwagenantriebssträngen bessere **Tank-to-Wheel Wirkungsgrade** ($\eta_{\text{TtW,Reku}}$ -Werte). **Im NEFZ** ist der $\eta_{\text{TtW,Reku}}$ -Wert folglich **niedriger** (vgl. Abb. 6.24).

A.2.4 Kernaussagen zum Einfluss des Fahrzeugtyps auf die Analyseergebnisse

Kernaussagen zu: **Einfluss des Fahrzeugtyps**

- Die untersuchte Änderung des **Fahrzeugtyps** hat **keinen Einfluss auf die Gültigkeit der getroffenen Aussagen**.
- Zwar führt eine **Erhöhung der Fahrzeugmasse** im CADC zu einer **höheren Auslastung** der Elektromotoren und damit zu **höheren durchschnittlichen Wirkungsgraden**ⁱ, der insgesamt gestiegene Energieumsatz verursacht jedoch höhere Verluste. Ein gesteigerter Zyklusverbrauch ist die Folge.

ⁱ Dieser Zusammenhang gilt für leistungsstark ausgelegte Elektromotoren des Sportwagensegments.

A.3 Zusätzliche Schaubilder zum Zykluseinfluss

Ergänzend zu den Erläuterungen in 6.2 sind nachfolgend weitere Darstellungen zum Zykluseinfluss zu finden.

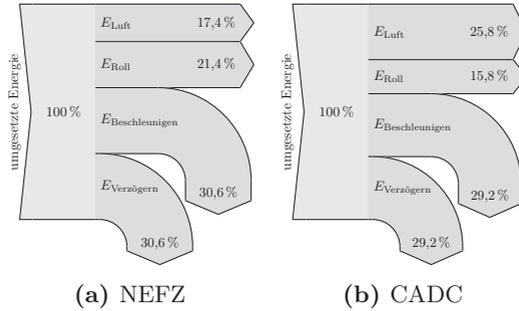


Abbildung A.6: Vergleich der umgesetzten Energie in NEFZ und CADC für Fahrzeug A.

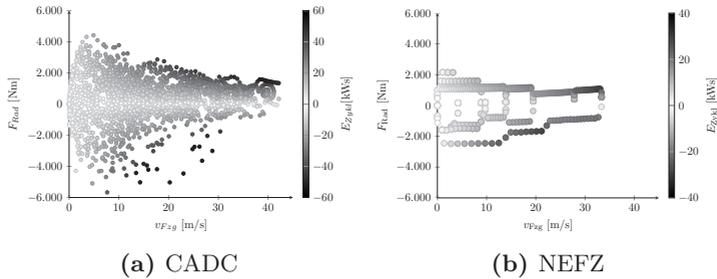


Abbildung A.7: Vergleich der notwendigen Zugkraft am Rad je Fahrgeschwindigkeit in CADC und NEFZ. In Graustufen dargestellt ist zusätzlich die umgesetzte Energie je Zykluspunkt.

Literaturverzeichnis

- [1] **Abdelli A.** und **Le Berr F.**: *Global Methodology to Integrate Innovative Models for Electric Motors in Complete Vehicle Simulators*, Oil & Gas Science and Technology – Revue d’IFP Energies nouvelles, Band 66(5):877–888, DOI 10.2516/ogst/2011143, 2011.
- [2] **Abdelli A.**, **Le Berr F.** und **Benlamine R.**: *Sensitivity Study on the Design Methodology of an Electric Vehicle*, SAE Technical Papers, DOI 10.4271/2012-01-0820, 2012.
- [3] **Abdelli A.**, **Le Berr F.** und **Benlamine R.**: *Efficient design methodology of an all-electric vehicle powertrain using multi-objective genetic optimization algorithm*, SAE Technical Papers, DOI 10.4271/2013-01-1758, 2013.
- [4] **Albers A.**, **Behrendt M.**, **Matros K.**, **Holzer H.** und **Bohne W.**: *Development of Hybrid-Powertrains by Means of X-in-the-Loop-Approach*, in *Hybrid and electric vehicles: 11th symposium*, herausgegeben von Intelligente Transport- und Verkehrssysteme und -dienste Niedersachsen e.V. (ed.), Seiten 233–250, ITS Niedersachsen, Braunschweig, 2014.
- [5] **André M.**: *The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions*, The Science of the total environment, Band 334-335:73–84, DOI 10.1016/j.scitotenv.2004.04.070, 2004.
- [6] **André M.**: *Real-world driving cycles for measuring cars pollutant emissions – Part A: The ARTEMIS European driving cycles*, LTE, Laboratoire Transports et Environnement, ISRN: INRETS/RR/04-518-ENG, 2004.
- [7] **Assadian F.**, **Mohan G.** und **Longo S.**: *Comparative analysis of forward-facing models vs backward-facing models in powertrain component sizing*, in *Hybrid and Electric Vehicles Conference*

2013 (HEVC 2013), London, UK, DOI 10.1049/cp.2013.1920, 6-7 Nov. 2013.

- [8] **Assanis D., Delagrammatikas G., Fellini R., Filipi Z., Liedtke J., Michelena N., Papalambros P., Reyes D., Rosenbaum D., Sales A. und Sasena M.:** *Optimization Approach to Hybrid Electric Propulsion System Design*, Mechanics of Structures and Machines, Band 27(4):393–421, DOI 10.1080/08905459908915705, 1999.
- [9] **Badin F., Le Berr F., Briki H., Dabadie J.C., Petit M., Magand S. und Condemine E.:** *Evaluation of EVs energy consumption influencing factors, driving conditions, auxiliaries use, driver's aggressiveness*, in *2013 World Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27)*, Seiten 1–12, DOI 10.1109/EVS.2013.6914723, 2013.
- [10] **Bahill A.T. und Gissing B.:** *Re-evaluating systems engineering concepts using systems thinking*, IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, Part C, Band 28(4):516–527, DOI 10.1109/5326.725338, 1998.
- [11] **Barlow T.J., Latham S., McCrae I.S. und Boulter P.G.:** *A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions. Published Project Report PRP354*, TRL Limited, 2009.
- [12] **Bellman R.E.:** *Dynamic programming*, Princeton Landmarks in mathematics, Princeton University Press, Princeton, ISBN 978-0-691-14668-3, 1957.
- [13] **Bertram C. und Herzog H.G.:** *Optimierung der Antriebsstrangtopologie von Elektrofahrzeugen*, in *Internationaler ETG-Kongress 2013*, Band 139 von *ETG-Fachbericht*, VDE-Verlag, Berlin, ISBN 978-3-8007-3550-1, 2013.
- [14] **Besselink I.J.M., Wang J. und Nijmeijer H.:** *Evaluating the TU/e Lupo EL BEV performance*, in *2013 World Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27)*, Seiten 1–12, DOI 10.1109/EVS.2013.6915029, 2013.

-
- [15] **Bittner F.** und **Hahn I.**: *Kriging-Assisted Multi-Objective Particle Swarm Optimization of permanent magnet synchronous machine for hybrid and electric cars*, in *2013 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, Seiten 15–22, DOI 10.1109/IEMDC.2013.6556123, 2013.
- [16] **Boehm B.W.**: *Guidelines for Verifying and Validating Software Requirements and Design Specifications*, in *Euro IFIP 79*, herausgegeben von P.A. Samet, Seiten 711–719, North Holland, 1979.
- [17] **Boll R.**, Herausgeber: *Weichmagnetische Werkstoffe: Einführung in den Magnetismus, VAC-Werkstoffe und ihre Anwendungen*, Siemens AG, Berlin, 4. Auflage, ISBN 3-8009-1546-4, 1990.
- [18] **Bolte E.**: *Elektrische Maschinen*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-05484-6, 2012.
- [19] **Braess H.H.** und **Seiffert U.**, Herausgeber: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg, Wiesbaden, 5. Auflage, ISBN 9783834802224, 2007.
- [20] **Buecherl D.**, **Bertram C.**, **Thanheiser A.** und **Herzog H.G.**: *Scalability as a Degree of Freedom in Electric Drive Train Simulation*, in *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, IEEE, DOI 10.1109/VPPC.2010.5729151, 2010.
- [21] **Buecherl D.** und **Herzog H.G.**: *Scalability - An approach for simulation and optimization of vehicular electric drives*, in *VDE-Kongress 2010 Leipzig, 8. - 9. November 2010 Congress Center Leipzig*, herausgegeben von VDE, Berlin, ISBN 978-3-8007-3304-0, 2010.
- [22] **Bundesregierung**: *Nationaler Entwicklungsplan Elektromobilität*, 2009.
- [23] **Castillo F.**, **Marshall K.**, **Green J.** und **Kordon A.**: *A Methodology for Combining Symbolic Regression and Design of Experiments to Improve Empirical Model Building*, in *Genetic and Evolutionary Computation — GECCO 2003*, Band 2724 von

- Lecture notes in computer science*, Seiten 1975–1985, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-40603-7, 2003.
- [24] **Chan C.C.:** *The State of the Art of Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles*, Proceedings of the IEEE, Band 95(4):704–718, DOI 10.1109/JPROC.2007.892489, 2007.
- [25] **Danzer C. und Tenberge P.J.:** *Ganzheitliche, dynamische Systemsimulation von Elektrofahrzeugen unter Betrachtung von Gesamteffizienz, Auslegung und Optimierung*, in *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik VI*, herausgegeben von A. Laschet, Band 118 von *Haus der Technik - Fachbuchreihe*, Seiten 110–125, Expert Verl, Renningen, ISBN 978-3-8169-3054-9, 2011.
- [26] **Deb K.:** *Multi-objective Optimisation Using Evolutionary Algorithms: An Introduction*, in *Multi-objective Evolutionary Optimisation for Product Design and Manufacturing*, herausgegeben von L. Wang, A.H.C. Ng und K. Deb, Seiten 3–34, Springer, London, ISBN 978-0-85729-617-7, 2011.
- [27] **Deb K., Pratap A., Agarwal S. und Meyarivan T.:** *A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II*, IEEE Transactions on evolutionary computation, Band 6(2):182–197, DOI 10.1109/4235.996017, 2002.
- [28] **Doppelbauer M.:** *Hybride und elektrische Fahrzeuge: Vorlesungsskriptum*, *Elektrotechnisches Institut (ETI)*, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2013.
- [29] **Eghtessad M.:** *Optimale Antriebsstrangkonfigurationen für Elektrofahrzeuge: Dissertation*, Band 35 von *Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik*, TU Braunschweig, Shaker, Aachen, ISBN 978-3-8440-2782-2, 2014.
- [30] **Ehrlenspiel K. und Meerkamm H.:** *Integrierte Produktentwicklung: Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit*, Hanser Verlag, München, 5. Auflage, ISBN 978-3-446-43627-5, 2013.
- [31] **Ehsani M., Emadi A. und Gao Y.:** *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: Fundamentals, theory, and design*,

- Power electronics and applications series, CRC Press, Boca Raton, 2. Auflage, ISBN 978-1-4200-5398-2, 2010.
- [32] **Europäisches Parlament und Rat:** *Verordnung zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen. Verordnung (EG) Nr. 443/2009*, 23. April 2009.
- [33] **Fateh N., Parashar S. und Silvestri J.:** *Game Theory Approach to Engine Performance Optimization*, SAE Technical Papers, DOI 10.4271/2008-01-0871, 2008.
- [34] **Felden M., Butterling P., Jeck P., Eckstein L. und Hameyer K.:** *Electric vehicle drive trains: From the specification sheet to the drive-train concept*, in *2010 14th International Power Electronics and Motion Control Conference (EPE/PEMC 2010)*, Seiten 9–16, DOI 10.1109/EPEPEMC.2010.5606531, 2010.
- [35] **Felden M., Finken T. und Hameyer K.:** *Fahrzyklusgerechte Auslegung von Traktionsantrieben: Trends in der elektrischen Antriebstechnologie für Hybrid- und Elektrofahrzeuge*, in *Haus der Technik*, herausgegeben von Haus der Technik, Haus der Technik Fachbuch, Seiten 153–167, Expert Verlag, 2011.
- [36] **Finken T.:** *Fahrzyklusgerechte Auslegung von permanenterregten Synchronmaschinen für Hybrid- und Elektrofahrzeuge: Dissertation*, Band 11 von *Aachener Schriftenreihe zur Elektrotechnischen Energiewandlung*, Shaker Verlag, Aachen, ISBN 978-3-8440-0607-0, 2011.
- [37] **Fischer R.:** *Elektrische Maschinen*, Hanser, München, 14. Auflage, ISBN 978-3-446-41754-0, 2009.
- [38] **Fünfgeld S.:** *Mehrzieloptimierung zur Bewertung von Antriebstopologien batterieelektrischer Fahrzeuge: Masterarbeit*, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2014.
- [39] **Gao D.W., Mi C. und Emadi A.:** *Modeling and Simulation of Electric and Hybrid Vehicles*, Proceedings of the IEEE, Band 95(4):729–745, DOI 10.1109/JPROC.2006.890127, 2007.

- [40] **Ghosh A.** und **Dehuri S.:** *Evolutionary Algorithms for Multi-Criterion Optimization: A Survey*, International Journal of Computing & Information Sciences, Band Vol. 2(No. 1), 2004.
- [41] **Gilli M., Maringer D.** und **Schumann E.:** *Numerical Methods and Optimization in Finance*, Elsevier Professional, 1. Auflage, ISBN 978-0-12-375662-6, 2011.
- [42] **Grunditz E.A.:** *BEV Powertrain Component Sizing With Respect to Performance, Energy Consumption and Driving Patterns*, Dissertation, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2014.
- [43] **Haberfellner R.:** *Systems Engineering: Grundlagen und Anwendung*, Orell Füssli, Zürich, 12. Auflage, ISBN 978-3-280-04068-3, 2012.
- [44] **Hafner M., Finken T., Felden M.** und **Hameyer K.:** *Automated Virtual Prototyping of Permanent Magnet Synchronous Machines for HEVs*, IEEE Transactions on Magnetics, Band 47(5):1018–1021, DOI 10.1109/TMAG.2010.2091675, 2011.
- [45] **Hauer K.H.** und **Moore R.M.:** *Fuel Cell Vehicle Simulation—Part 1: Benchmarking Available Fuel Cell Vehicle Simulation Tools*, Fuel Cells, Band 3(3):84–94, DOI 10.1002/fuce.200332102, 2003.
- [46] **Haveman S.P.** und **Bonnema G.M.:** *Requirements for High Level Models Supporting Design Space Exploration in Model-based Systems Engineering*, Procedia Computer Science, Band 16:293–302, DOI 10.1016/j.procs.2013.01.031, 2013.
- [47] **Heckelmann J.** und **Eckert M.:** *Simulations- und versuchsgestützte Methodik zur Auslegung des Gesamtfahrzeuges hinsichtlich Performance und Verbrauch.*, in *VPC - Virtual Powertrain Creation*, Band 74, Seiten 5–19, Springer Fachmedien, Mainz, 2012.
- [48] **Henschel M.:** *Berechnung und Optimierung permanenterregter Maschinen am Beispiel von Generatoren für Windkraftanlagen*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2006.

-
- [49] **Jarre F.** und **Stoer J.:** *Optimierung*, Springer-Lehrbuch, Springer, Berlin, Heidelberg, ISBN 3-540-43575-1, 2004.
- [50] **Jelden H., Lück P., Kruse G.** und **Tousen J.:** *Der elektrische Antriebsbaukasten von Volkswagen*, MTZ, Band 75(2):14–20, 2014.
- [51] **Johnson M.E., Moore L.M.** und **Ylvisaker D.:** *Minimax and maximin distance designs*, Journal of Statistical Planning and Inference, Band 26(2):131–148, DOI 10.1016/0378-3758(90)90122-B, 1990.
- [52] **Kaffenberger R., Schulze S.O.** und **Weber H.:** *INCOSE Systems Engineering Handbuch*, GfSE, München, 2012.
- [53] **Kang E., Jackson E.** und **Schulte W.:** *An Approach for Effective Design Space Exploration*, in *Foundations of computer software*, herausgegeben von R. Calinescu und E. Jackson, Band 6662 von *Lecture notes in computer science*, Seiten 33–54, Springer, Berlin, ISBN 978-3-642-21292-5, 2011.
- [54] **KISSsoft AG:** *KISSSOFT Benutzerhandbuch KISSsoft & KISSsys*, 2014.
- [55] **Kleppmann W.:** *Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*, Hanser eLibrary, Hanser, München, 8. Auflage, ISBN 978-3-446-43752-4, 2013.
- [56] **Kneib T.** und **Tutz G.:** *Statistical Modelling and Regression Structures: Festschrift in Honour of Ludwig Fahrmeir*, Physica-Verlag, 1. Auflage, ISBN 978-3-7908-2413-1, 2010.
- [57] **Kodiyalam S.** und **Sobieszczyński-Sobieski J.:** *Multidisciplinary design optimization - Some formal methods, framework requirements, and application to vehicle design*, International Journal of Vehicle Design, Band 25(1-2 SPEC. ISS):3–22, ISSN 01433369, 2001.
- [58] **Kommission der europäischen Gemeinschaft:** *Mitteilung der Kommission an den Rat und das europäische Parlament: Fortschrittsbericht 2007 zur Strategie für nachhaltige Entwicklung: KOM(2007) 642*, 22.10.2007.

- [59] **Konz M., Lemke N., Försterling S. und Eghtessad M.:** *Spezifische Anforderungen an das Heiz- Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge*, Band 233 von *FAT-Schriftenreihe*, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., Frankfurt am Main, 2011.
- [60] **Lazari P., Wang J. und Chen L.:** *A computationally efficient design technique for electric vehicle traction machines*, in *2012 XXth International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Seiten 2596–2602, DOI 10.1109/ICEMach.2012.6350251, 2012.
- [61] **Le Berr F., Abdelli A., Postariu D.M. und Benlamine R.:** *Design and Optimization of Future Hybrid and Electric Propulsion Systems: An Advanced Tool Integrated in a Complete Workflow to Study Electric Devices*, *Oil & Gas Science and Technology – Revue d’IFP Energies nouvelles*, Band 67(4):547–562, DOI 10.2516/ogst/2012029, 2012.
- [62] **Liebl J., Lederer M., Rohde-Brandenburger K., Biermann J.W., Roth M. und Schäfer H.:** *Energiemanagement im Kraftfahrzeug: Optimierung von CO₂-Emissionen und Verbrauch konventioneller und elektrifizierter Automobile*, *ATZ / MTZ-Fachbuch*, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2014 Auflage, ISBN 978-3-658-04450-3, 2014.
- [63] **Looman J.:** *Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*, *Klassiker der Technik*, Springer-Verlag, 3. Auflage, ISBN 978-3-540-89459-9, 2009.
- [64] **Louca L.S. und Yilder U.:** *Modelling and reduction techniques for studies of integrated hybrid vehicle systems*, *Mathematical & Computer Modelling of Dynamical Systems*, Band 12(2/3):203–218, DOI 10.1080/13873950500068690, 2006.
- [65] **Magand S., Sciarretta A. und Sinoquet D.:** *Modular Methodology to Optimize Innovative Drivetrains*, *SAE Technical Papers*, DOI 10.4271/2013-24-0080, 2013.
- [66] **Marenbach R., Nelles D. und Tuttas C.:** *Elektrische Energietechnik*, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-1740-2, 2013.

- [67] **Mastinu G., Gobbi M. und Miano C.:** *Optimal Design of Complex Mechanical Systems*, Springer, Dordrecht, ISBN 978-3-540-34354-7, 2006.
- [68] **Meywerk M.:** *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-49866-7, 2007.
- [69] **Miettinen K.:** *Introduction to Multiobjective Optimization: Noninteractive Approaches*, in *Multiobjective Optimization*, herausgegeben von J. Branke, K. Deb, K. Miettinen und R. Slowinski, Band 1, Seiten 1–26, Springer-Verlag, Berlin, ISBN 978-3-540-88907-6, 2008.
- [70] **Moses S.:** *Optimierungsstrategien für die Auslegung und Bewertung energieoptimaler Fahrzeugkonzepte: Dissertation*, Band 62 von *AutoUni - Schriftenreihe*, Logos Berlin, Berlin, ISBN 978-3-8325-3718-0, 2014.
- [71] **Moya F., Moya J. und Lopez J.:** *Evaluation of design space exploration strategies*, in *Informatics: theory and practice for the new Millennium*, Band 1, Seiten 472–476, IEEE Computer Society Press, Los Alamitos, DOI 10.1109/EURMIC.1999.794512, 1999.
- [72] **Müller G., Vogt K. und Ponick B.:** *Berechnung elektrischer Maschinen*, Wiley-VCH, 1. Auflage, ISBN 978-3-527-40525-1, 2012.
- [73] **Naunheimer H., Bertsche B. und Lechner G.:** *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*, Springer-Verlag, 2. Auflage, ISBN 978-3-540-30625-2, 2007.
- [74] **Ngo V., Hofman T., Steinbuch M. und Serrarens A.:** *Optimal Control of the Gearshift Command for Hybrid Electric Vehicles*, IEEE Transactions on Vehicular Technology, Band 61(8), DOI 10.1109/TVT.2012.2207922, 2012.
- [75] **Nollau R.:** *Modellierung und Simulation technischer Systeme: Eine praxisnahe Einführung*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin and Heidelberg, ISBN 978-3-540-89120-8, 2009.

- [76] **Omar N., Verbrugge B., Mulder G., van den Bossche P., van Mierlo J., Daowd M., Dhaens M. und Pauwels S.:** *Evaluation of performance characteristics of various lithium-ion batteries for use in BEV application*, in *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, IEEE, DOI 10.1109/VPPC.2010.5729083, 2010.
- [77] **Pahl G., Beitz W., Feldhusen J., Grote K.H. und Pahl-Beitz:** *Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung; Methoden und Anwendung*, Springer, Berlin, Heidelberg, 7. Auflage, ISBN 3-540-34060-2, 2007.
- [78] **Palm H., Holzmann J., Gerling D., Schneider S.A., Kögeler H.M. und Pfister, Felix, Schick, Bernhard:** *Die Zukunft im Fahrzeugentwurf: Systems Engineering basierte Optimierung*, in *VPC - Virtual Powertrain Creation*, Springer Fachmedien, Mainz, 2013.
- [79] **Palm H., Holzmann J., Klein R., Schneider S.A. und Gerling D.:** *A Novel Approach on Virtual Systems Prototyping Based on a Validated, Hierarchical, Modular Library*, in *Embedded World Conference Nürnberg*, Weka Fachmedien, 2013.
- [80] **Pesce T.:** *Ein Werkzeug zur Spezifikation von effizienten Antriebstopologien für Elektrofahrzeuge: Dissertation*, Fahrzeugtechnik, Verlag Dr. Hut, München, ISBN 978-3-8439-1624-0, 2014.
- [81] **Pyrhönen J., Jokinen T. und Hrabovcová V.:** *Design of Rotating Electrical Machines*, John Wiley & Sons Ltd, Chichester, UK, ISBN 978-1-118-58157-5, 2013.
- [82] **Radke T.:** *Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien: Dissertation*, Band 19 von *Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik / Institut für Fahrzeugsystemtechnik*, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, ISBN 978-3-7315-0069-8, 2013.
- [83] **Rao S.S.:** *Engineering optimization: Theory and practice*, Wiley, Hoboken, NJ, 4. Auflage, ISBN 978-0-470-18352-6, 2009.

- [84] **Rudolph G.:** *On a multi-objective evolutionary algorithm and its convergence to the Pareto set*, in *1998 IEEE International Conference on Evolutionary Computation Proceedings. IEEE World Congress on Computational Intelligence*, Seiten 511–516, DOI 10.1109/ICEC.1998.700081, 4-9 May 1998.
- [85] **Rumbolz P., Piegsa A. und Reuss H.C.:** *Messung der Fahrzeug internen Leistungsflüsse und der diese beeinflussenden Größen im „real- life“ Fahrbetrieb*, 7. VDI-Tagung Innovative Fahrzeugantriebe Dresden, 2010.
- [86] **Schad N., Knödel U., Knoblauch D., Kreim A. und Klostermann S.:** *Kompakte Antriebseinheit für Elektrostadtfahrzeuge – Aufbau, Wirkungsgrad, Akustik, Schaltstrategie*, in *Antriebstechnisches Kolloquium ATK 2009*, Aachen, 2009.
- [87] **Schramm D., Hiller M. und Bardini R.:** *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*, Springer Vieweg, Berlin, 2. Auflage, ISBN 978-3-642-33887-8, 2013.
- [88] **Schröder D.:** *Elektrische Antriebe - Grundlagen: Mit durchgerechneten Übungs- und Prüfungsaufgaben*, Springer-Lehrbuch, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 3. Auflage, ISBN 978-3-540-72764-4, 2007.
- [89] **Schröter J.:** *Das erweiterte X-in-the-Loop-Framework zur durchgängigen Integration von Optimierungsverfahren in den Produktentwicklungsprozess am Beispiel der Entwicklung energieeffizienter Fahrzeuge: Dissertation*, Band 64 von *Forschungsberichte IPEK*, Karlsruhe, 2013.
- [90] **Sehab R., Barbedette B. und Chauvin M.:** *Electric vehicle drivetrain: Sizing and validation using general and particular mission profiles*, in *Mechatronics (ICM), 2011 IEEE International Conference on*, Seiten 77–83, DOI 10.1109/IC-MECH.2011.5971228, 2011.
- [91] **Seibel J.:** *Optimierte Auslegung von Ottomotoren in Hybrid-Antriebssträngen*, Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, 2008.

- [92] **Seiffert U.** und **Rainer G.:** *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz: Prozesse, Komponenten, Beispiele aus der Praxis*, Vieweg + Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0345-0, 2008.
- [93] **Siebertz K., van Bebber D.** und **Hochkirchen T.:** *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*, VDI-Buch, Springer, Heidelberg, ISBN 978-3-642-05492-1, 2010.
- [94] **Silva M.E.d.** und **Barbe T.:** *Quasi-Monte Carlo in finance: extending for problems of high effective dimension*, *Economia Aplicada*, Band 9(4):577–594, DOI 10.1590/S1413-80502005000400004, 2005.
- [95] **Skudelny H.C., Ackva A., Fetz J., Langheim J.** und **Reckhorn T.:** *Antriebe für Elektrostraßenfahrzeuge*, Band 104 von *FAT-Schriftenreihe*, Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., Frankfurt am Main, 1993.
- [96] **Sobol I.:** *On the distribution of points in a cube and the approximate evaluation of integrals*, *USSR Computational Mathematics and Mathematical Physics*, Band 7(4):86–112, DOI 10.1016/0041-5553(67)90144-9, 1967.
- [97] **Sorniotti A., Subramanyan S., Turner A., Cavallino C., Viotto F.** und **Bertolotto S.:** *Selection of the Optimal Gearbox Layout for an Electric Vehicle*, SAE Technical Papers, DOI 10.4271/2011-01-0946, 2011.
- [98] **Spring E.:** *Elektrische Maschinen*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-00884-9, 2009.
- [99] **Strasser D.:** *Einfluss des Zahnflanken- und Zahnkopfspieles auf die Leerlaufverlustleistung von Zahnradgetrieben: Dissertation*, Band 2005,6 von *Schriftenreihe des Institutes für Konstruktionstechnik*, Inst. für Konstruktionstechnik, Bochum, ISBN 3-89194-174-9, 2005.
- [100] **Tang B.:** *Orthogonal Array-Based Latin Hypercubes*, *Journal of the American Statistical Association*, Band 88(424):1392–1397, 1993.

-
- [101] **Teigelkötter J.:** *Energieeffiziente elektrische Antriebe*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-1938-3, 2013.
- [102] **Thanheiser A., Bücherl D. und Herzog H.G.:** *Influence of different electrified vehicle concepts and driving cycles on the energetic efficiency of passenger cars*, in *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, IEEE, DOI 10.1109/VPPC.2010.5729002, 2010.
- [103] **Thanheiser A., Ruf F. und Herzog H.G.:** *Novel energetic model of electrical machines using scaling of losses*, 2012 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Oct. 9-12,2012, Seoul, Korea, DOI 10.1109/VPPC.2012.6422702, 2012.
- [104] **Tomiyama T., D'Amelio V., Urbanic J. und Eimaraghy W.:** *Complexity of Multi-Disciplinary Design*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Band 56(1):185–188, DOI 10.1016/j.cirp.2007.05.044, 2007.
- [105] **Tseng C.Y., Lin Y.T., Yu C.H. und Chang C.M.:** *Study of energy management optimization for hybrid electric scooter using dynamic programming*, in *31st Chinese Control Conference (CCC)*, Seiten 2649–2654, ISBN 978-1-4673-2581-3, DOI 10.1109/ICEICE.2011.5777680, 2012.
- [106] **Vaillant M., Eckert M. und Gauterin F.:** *Energy management strategy to be used in design space exploration for electric powertrain optimization*, in *9th International Conference and Exhibition on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER), 2014*, IEEE, DOI 10.1109/EVER.2014.6844026, 2014.
- [107] **Warth M., Bassett M., Hall J. und Mahr B.:** *Analysis of the optimum drive-line configuration for a compact-class passenger car for different usage patterns*, 14. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik, Seiten 313–328, 2014.
- [108] **Wolpert D.H. und Macready W.G.:** *No free lunch theorems for optimization*, IEEE Transactions on Evolutionary Computation, Band 1(1):67–82, DOI 10.1109/4235.585893, 1997.

- [109] **Xu L., Yang F., Hu M., Li J. und Ouyang M.:** *Comparison of energy management strategies for a range extended electric city bus*, in *31st Chinese Control Conference (CCC)*, Seiten 6866–6871, ISBN 978-1-4673-2581-3, 2012.
- [110] **Yuan X. und Wang J.:** *Torque Distribution Strategy for a Front- and Rear-Wheel-Driven Electric Vehicle*, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Band 61(8):3365–3374, DOI 10.1109/TVT.2012.2213282, 2012.
- [111] **Zeraoulia M., Benbouzid, Mohamed El Hachemi und Diallo D.:** *Electric Motor Drive Selection Issues for HEV Propulsion Systems: A Comparative Study*, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Band 55(6):1756–1764, DOI 10.1109/TVT.2006.878719, 2006.
- [112] **Zitzler E., Deb K. und Thiele L.:** *Comparison of Multiobjective Evolutionary Algorithms: Empirical Results*, *Evolutionary Computation*, Band 8(2):173–195, 2000.
- [113] **Zitzler E., Thiele L., Laumanns M., Fonseca C. und Grunert da Fonseca, Vivianne:** *Performance assessment of multiobjective optimizers: an analysis and review*, *IEEE Transactions on evolutionary computation*, Band 7(2):117–132, DOI 10.1109/TEVC.2003.810758, 2003.

Nomenklatur

Symbole

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
av_{gk}	%	Anteil der HA an der gesamten umgesetzten mechanischen Energie des Fahrzyklus
$av_{g_g,VA}$	%	Anteil des ersten Gangs an der gesamten umgesetzten mechanischen Energie der VA
$av_{g_g,HA}$	%	Anteil des ersten Gangs an der gesamten umgesetzten mechanischen Energie der HA
a_x	m/s^2	Fahrzeugbeschleunigung
$clutch_{VA}$	-	Systemvariable Abkoppelrichtung an VA
$clutch_{HA}$	-	Systemvariable Abkoppelrichtung an HA
c_w	-	Luftwiderstandsbeiwert
$f(\vec{x})$	-	Zielfunktion des Optimierungsproblems
\vec{f}	-	Zielfunktionsvektor
f_r	-	Rollwiderstandsbeiwert
\vec{g}	-	Vektor der Nebenbedingungen
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
$gears_{VA}$	-	Systemvariable Anzahl Getriebestufen VA
$gears_{HA}$	-	Systemvariable Anzahl Getriebestufen HA
i	-	Getriebeübersetzung(en)
l	m	Radstand
m_{Fzg}	kg	Fahrzeugmasse
m_{rot}	kg	äquivalente Ersatzmasse Antriebsstrang
n_{EM}	$1/min$	Drehzahl Elektromotor
$n_{c_{DV}}$	-	Anzahl aller möglichen DV-Kombinationen
n_{DV}	-	Anzahl der Designvariablen
$n_{max,EM}$	$1/min$	maximal zulässige Motordrehzahl des Elektromotors
$n_{max,EM_{VA}}$	$1/min$	maximal zulässige Motordrehzahl an VA
$n_{max,EM_{HA}}$	$1/min$	maximal zulässige Motordrehzahl an HA
n_v	-	Anzahl der Intervallelemente
n_{ZF}	-	Anzahl der Zielfunktionen

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
r_{dyn}	m	Dynamischer Abrollradius
$r_{\text{dyn,VA}}$	m	Dynamischer Abrollradius VA
$r_{\text{dyn,HA}}$	m	Dynamischer Abrollradius HA
s_{h}	m	Schwerpunkthöhe
s_{v}	m	Schwerpunktastand zur VA
t	s	Zeitschritt des diskreten Fahrzyklus
t_{ACC}	s	Beschleunigungszeit 0-100 km/h
t_{s}	s	Berechnungszeit für eine Zielfunktion
t_{t}	s	Gesamtzeit zur Berechnung aller Zielfunktionen
v_{Fzg}	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{i,VA}$	km/h	Designvariable Fahrzeuggeschwindigkeit in Gang i bei $n_{\text{max,EMVA}}$
$v_{i,HA}$	km/h	Designvariable Fahrzeuggeschwindigkeit in Gang i bei $n_{\text{max,EMHA}}$
v_{max}	km/h	maximale Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{Rad}	km/h	Radumfangsgeschwindigkeit
\vec{x}_{DV}	-	Vektor der Designvariablen
\vec{x}_{SV}	-	Vektor der Systemvariablen
$x_{i_{\text{low}}}$	-	Untere Grenze einer Nebenbedingung
$x_{i_{\text{up}}}$	-	Obere Grenze einer Nebenbedingung
η_{TtW}	%	Tank-to-Wheel Wirkungsgrad in einem Bewertungszyklus
$\eta_{\text{TtW,Reku}}$	%	Tank-to-Wheel Wirkungsgrad in einem Bewertungszyklus inkl. vollständiger Rekuperation
$\omega_{\text{HA}}(t)$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der HA abhängig vom Zykluspunkt
χ	-	Zulässige Menge des Designraums
A	m^2	Stirnfläche des Fahrzeugs
BR_{Typ}	-	Designvariable Form des η -Kennfelds EM
$\text{BR}_{\text{Typ,VA}}$	-	Designvariable Form des η -Kennfelds EM _{VA}
$\text{BR}_{\text{Typ,HA}}$	-	Designvariable Form des η -Kennfelds EM _{HA}
E_{Beschl}	Wh/km	Im Zyklus umgesetzte Energie des Fahrzeugs bei Beschleunigung
$E_{\text{el,Batt}}$	Wh	Aus der Batterie entnommene el. Energie
$E_{\text{Ertrag,Reku}}$	Wh	Im Zyklus durch Rekuperation zurückgewonnene Energie

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
E_{Luft}	Wh/km	Im Zyklus umgesetzte Energie zur Überwindung des Luftwiderstands
$E_{\text{mech,Gesamt}}$	Wh	Gesamtumsatz mechanischer Energie
$E_{\text{mech,HA}}$	Wh	Umsatz mechanischer Energie an HA
$E_{\text{mech,Rad}}$	Wh	Umsatz mechanischer Energie an allen Rädern
$E_{\text{mech,VA}}$	Wh	Umsatz mechanischer Energie an VA
E_{Roll}	Wh/km	Im Zyklus umgesetzte Energie zur Überwindung des Rollwiderstands
$E_{\text{verl,Antr.}}$	Wh	Verlustenergie des Elektromotors im Zyklus bei Beschleunigung und Konstantfahrt
$E_{\text{verl,Reku}}$	Wh	Verlustenergie des Elektromotors im Zyklus bei Verzögerung (Rekuperation)
E_{Verz}	Wh/km	Im Zyklus umgesetzte Energie des Fahrzeugs bei Verzögerung
EM_{VA}	-	Systemvariable Elektromotor VA
EM_{HA}	-	Systemvariable Elektromotor HA
$EM_{\text{Typ,VA}}$	-	Systemvariable Elektromotortyp VA
$EM_{\text{Typ,HA}}$	-	Systemvariable Elektromotortyp HA
F_{B}	N	Beschleunigungswiderstandskraft
F_{L}	N	Luftwiderstandskraft
F_{Rad}	N	Zugkraft am Rad
F_{Ro}	N	Rollwiderstandskraft
F_{St}	N	Steigungswiderstandskraft
I	A	elektrischer Strom
$J_{\text{Br,VA}}$	kgm ²	rotatorisches Trägheitsmoment Bremse VA
$J_{\text{Br,HA}}$	kgm ²	rot. Trägheitsmoment Bremse HA
$J_{\text{EM,VA}}$	kgm ²	rot. Trägheitsmoment Elektromotor VA
$J_{\text{EM,HA}}$	kgm ²	rot. Trägheitsmoment Elektromotor HA
$J_{\text{Getr,VA}}$	kgm ²	rot. Trägheitsmoment Getriebe VA
$J_{\text{Getr,HA}}$	kgm ²	rot. Trägheitsmoment Getriebe HA
$J_{\text{Kuppl,VA}}$	kgm ²	rot. Trägheitsmoment Kupplung VA
$J_{\text{Kuppl,HA}}$	kgm ²	rot. Trägheitsmoment Kupplung HA
$J_{\text{Rad,VA}}$	kgm ²	rot. Trägheitsmoment Rad VA
$J_{\text{Rad,HA}}$	kgm ²	rot. Trägheitsmoment Rad HA
$\text{L}\ddot{\text{B}}$	-	Untere Grenzen der Nebenbedingungen
M	Nm	Drehmoment
M_{max}	Nm	Maximales Drehmoment
$M_{\text{HA}}(t)$	Nm	Drehmoment an HA abhängig vom Zykluspunkt

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
P_{Gesamt}	kW	Systemleistung
P_i	-	Population der i-ten Iteration eines GA
\hat{P}_i	-	Schätzwerte der Population der i-ten Iteration eines GA
P_{EM}	kW	Leistung Elektromotor
P_{VA}	kW	Designvariable Leistung Elektromotor VA
P_{HA}	kW	Designvariable Leistung Elektromotor HA
Pop_{size}	-	Populationsgröße eines GA
S_i	-	Selektierte Individuen der i-ten Iteration eines GA
$\vec{ÜB}$	-	Obere Grenzen der Nebenbedingungen

Abkürzungen und Akronyme

Abkürzung	Bezeichnung
ASM	Asynchronmaschine
AWD	All-Wheel-Drive, Allradfahrzeug
CADC	Common Artemis Driving Cycle
CAE	Computer-Aided Engineering
CL	Clutch bzw. Kupplung
DGL	Differentialgleichung
DoE	Design of Experiments
DR	Designraum
DSE	Design Space Exploration
DV	Designvariable
EM	Elektromotor bzw. Elektromaschine
EV	Energieverbrauch
FEM	Finite-Elemente-Methode
FESM	Fremderregte Synchronmaschine
FWD	Front-Wheel-Drive, Fahrzeug mit Vorderradantrieb
GA	Genetischer Algorithmus
HA	Hinterachse
LE	Leistungselektronik
MOP	Multi-Objective Programming
n/a	nicht zur Verfügung stehend
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
NSGA-II	Elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithm
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine
RWD	Rear-Wheel-Drive, Fahrzeug mit Hinterradantrieb
SV	Systemvariable
VA	Vorderachse
ZF	Zielfunktion
1G	1-Gang
2G	2-Gang
3G	3-Gang
η -Kennfeld	Wirkungsgradkennfeld eines Elektromotors
η_{opt} -Bereich	wirkungsgradoptimaler Kennfeldbereich (für PSM $\eta \geq 93\%$; für ASM $\eta \geq 92\%$)

Glossar

Benennung	Erläuterung
Designraum	Bezeichnet die n-dimensionale Definitionsmenge einer Abbildung der Komponentenparameter (<i>Designvariablen</i>) in den Bildraum der Zielfunktion(en)
Designvariable	Bezeichnet einen veränderlichen, evtl. restringierten Komponentenparameter der Definitionsmenge
DSE-Framework	Design Space Exploration Framework; Methodensammlung und schematischer Ablauf des vorgestellten Optimierungsprozesses
Fahrleistungen	Bezeichnet die Werte: Beschleunigungszeit t_{ACC} [s] 0-100 km/h und Höchstgeschwindigkeit v_{max} [km/h]
Simulink	Simulationssoftware
Systemvariable Topologie	Bezeichnet ein Element einer Topologie Antriebsstrangtopologie; beschreibt Existenz und mechanische Verschaltung der Komponenten Elektromotor, Abkoppereinrichtung und Getriebe im Fahrzeug
Topologie-Cluster	Zusammenfassung von Topologien mit mindestens einem identischen Attribut (Ausprägung einer Systemvariable) zu einer Gruppe
virtuelles Fahrzeug	Abbildung eines Fahrzeugs mithilfe von CAE-Methoden

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Die Bände sind unter www.ksp.kit.edu als PDF frei verfügbar
oder als Druckausgabe bestellbar.

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrentriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslasterfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten. 2011
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. 2011
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. 2011
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe. 2011
ISBN 978-3-86644-599-4

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs. 2011
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk. 2011
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. 2012
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. 2012
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. 2012
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz. 2012
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik.**
27./28. September 2012 in Karlsruhe. 2012
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen
20. Februar 2013, Karlsruhe. 2013
ISBN 978-3-86644-970-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. 2013
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** Xi Zhang
Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung. 2013
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. 2013
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. 2014
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme. 2014
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. 2014
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. 2014
ISBN 978-3-7315-0187-9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 24** Roman Weidemann
Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger. 2014
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen. 2014
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren. 2014
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte. 2014
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. 2015
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. 2015
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen
25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 32** Martin Scherer
Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen. Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom. 2015
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung. 2015
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. 2015
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35** Thorsten Dreher
Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen. 2015
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation von Stromabnehmern. 2015
ISBN 978-3-7315-0387-3
- Band 37** Michael Fritz
Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0384-2
- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren. 2015
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger. 2015
ISBN 978-3-7315-0404-7

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen. 2016
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb. 2015
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0422-1
- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen. 2016
ISBN 978-3-7315-0443-6
- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad. 2016
ISBN 978-3-7315-0452-8

In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss der Antriebsstrangtopologie auf den Energieverbrauch und die Fahrleistungen eines elektrischen Sportwagens untersucht. Ziel ist es, die zusätzlichen Freiheitsgrade bei der Definition von elektrischen Antriebssträngen zu nutzen, um den Energieverbrauch zu senken. Hierbei wird nicht nur der Einfluss der Topologie selbst, also der der Anordnung von Elektromotor und Getriebe untersucht. Vielmehr werden die Eigenschaften dieser Komponenten simultan verändert, um so ein Systemoptimum anstelle eines Komponentenoptimums zu finden.

Zunächst werden die erforderlichen skalierbaren Komponentenmodelle erstellt und eine Methode zur Betriebsstrategiedefinition erarbeitet, die eine stets energieminimale Komponentensteuerung gewährleistet. Als Alternative zur etablierten variantenbasierten Entwicklung technischer Systeme wird das Konzept der Design Space Exploration eingesetzt. Darauf aufbauend wird eine Methode zur Analyse mehrdimensionaler Designräume eingeführt. Das präsentierte Verfahren erlaubt es, in kurzer Zeit aus einer Vielzahl möglicher Designalternativen jene herauszufiltern, die vorher definierte Entwicklungsziele erfüllen. Der relevante Designraum wird für unterschiedliche Fahrzeuge und Bewertungszyklen untersucht, um bestehende Wechselwirkungen zwischen Topologie und Komponenteneigenschaften zu analysieren.